

Jak získat zdarma další teplo z tepelného čerpadla

Že je možné získávat prakticky zdarma z tepelného čerpadla další teplo, tedy bez spotřeby odpovídající energie pro jeho získání, bude asi pro většinu pracovníků z oboru překvapením. Na technické řešení, jak toho dosáhnout, bylo vydáno „osvědčení o zápisu užitého vzoru“ č. 23031. Rád bych proto širokou odbornou veřejnost seznámil s řešením, jak této možnosti dosáhnout. Z pouhého názvu užitého vzoru „tepelné čerpadlo s přídavným výměníkem tepla“ je zřejmé, že se s největší pravděpodobností toto teplo získává z vnitřního cyklu tepelného čerpadla. Aby bylo vidět do teoretické stránky problému, je nutné přesunout další objasňování také do vhodné teoretické roviny. Tepelný oběh, tedy vnitřní fyzikální děje v tepelném čerpadle, je účelné objasňovat na vhodném diagramu tepelného oběhu.

Ve většině odborné literatury je termodynamický cyklus tepelného stroje demonstrován na diagramech **T-s**, kde je velikost sdíleného tepla dána příslušnou plochou na tomto diagramu. Mnohem názorněji je možné celou problematiku objasnit na **h-s** diagramu

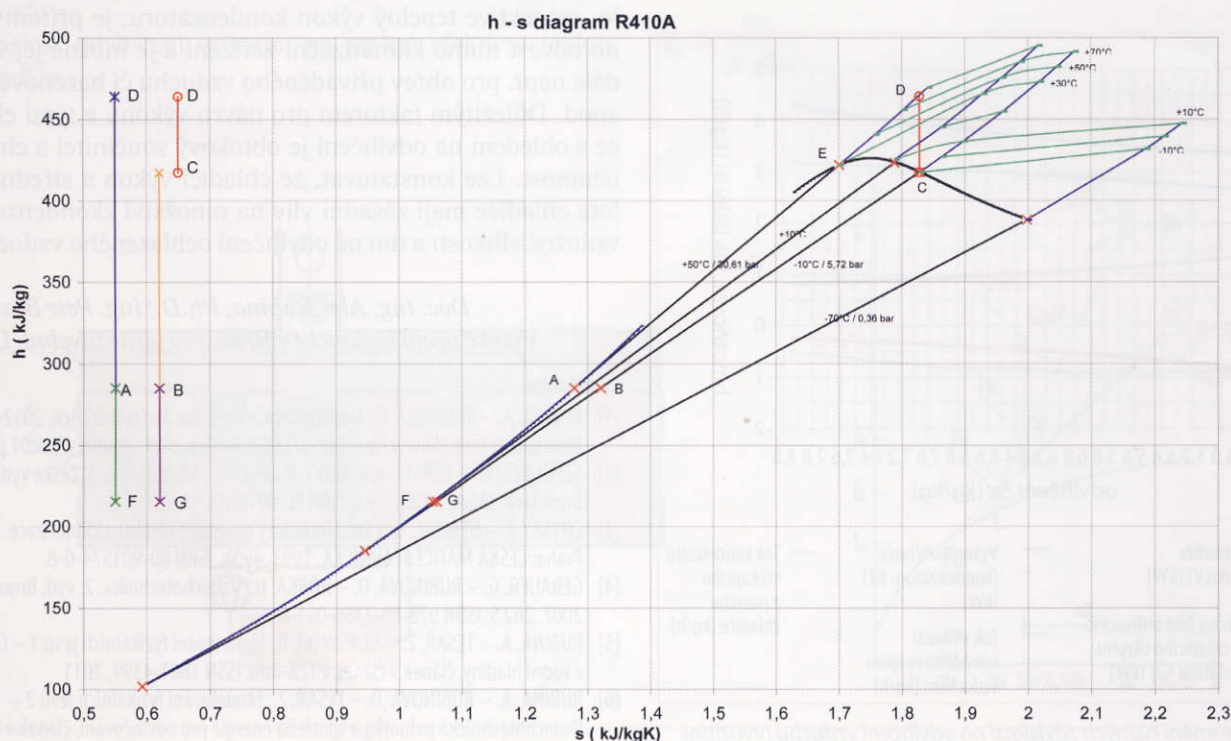
Mollierově. V konkrétním případě to bude na **h-s** diagramu freonu R410A. U **h-s** diagramů je velikost sdíleného tepla dána úsečkou, což je mnohem názornější, než práce s plochou u **T-s** diagramu.

Na přiloženém **h-s** diagramu freonu R410A je znázorněn tepelný oběh v tepelném čerpadle, kdy teplosním médiem je freon R410A. Provozní režim je pro demonstraci zvolen tak, že výparná teplota ve výparníku je -10°C , kondenzační teplota v kondenzátoru je $+50^{\circ}\text{C}$. Tomu potom odpovídají tlaky par v kondenzátoru 3061 kPa a 572 kPa ve výparníku.

Stav par vystupujících z výparníku je na **h-s** diagramu dán bodem C. Pro jednoduchost a názornost je zde znázorněno adiabatické (izoentropické) stlačování plynu v kompresoru ze stavu C do stavu D. Příslušná měrná kompresní práce (kJ/kg) je dána délkou úsečky CD. Stlačený a zahřátý plyn přechází do kondenzátoru, kde se nejprve zchladí z teploty cca 60°C na kondenzační teplotu 50°C (body D a E) a dále kondenzuje za stálé teploty a tlaku mezi body E a A. Kondenzát o teplotě $+50^{\circ}\text{C}$

přichází z kondenzátoru do expanzního ventilu, kde izoentalpicky (za stálé entalpie) expanduje na tlak 572 kPa a teplotu -10°C . To je přesun ze stavu A do stavu B. Teplo, které bylo v kapalině 50°C teplé se nijak neztratí, pouze poslouží k odpaření části kondenzátu, a je spotřebováno jako jeho výparné teplo. Z praktického pohledu toto teplo degraduje tím, že se z teploty 50°C přesune na teplotu -10°C . To pochoitelně vede ke vzrůstu entropie vzniklé směsi páry a kapaliny proti předchozímu stavu před redukcí. V tomto modelovém případě se odpaří 43,2% kapaliny z jeho původního množství. Zbývající část kapaliny se odpaří ve výparníku, což je dáno úsečkou mezi body BC. Tím je klasický oběhový cyklus tepelného čerpadla uzavřen.

Ve výše uvedeném případě je předpokládána adiabatická (izoentropická) komprese. Reálně je ale každá komprese polytropická, což vede k tomu, že se plyn zahřívá mnohem víc než při stlačování adiabatickém. Také kompresní práce je proto mnohem větší, než by odpovídalo adiabatické kompresi. Dále ve většině používaných kondenzátorů



dochází ke změně kondenzačního tlaku mezi začátkem a koncem kondenzace a tedy i ke změně kondenzační teploty na začátku a konci kondenzace. Kondenzace začíná na vyšší izobare a tedy i izotermě, než na které končí. Obdobně odpařování ve výparníku začíná na nižší izobare a tedy i izotermě, než na které končí. Nic se ale nemění v ostatních částech **h-s** diagramu. Výše uvedené reálné chování freonu se nijak nedotýká objasňované problematiky.

Teplo, které bylo v kondenzátu o teplotě 50 °C vycházejícího z kondenzátoru, a které posloužilo k odpaření kapaliny za redukčním ventilem, je ale možné využít jinak. Nic nebrání tomu, přidáním výměníkem toto teplo odebrat a podle možností použít k jinému účelu. Co se změní na **h-s** diagramu v tomto případě? Pokud kondenzát o původní teplotě +50 °C zchladíme na příkladně +10 °C, přesuneme se na **h-s** diagramu z bodu A do bodu F. V expanzním ventilu opět dojde k izoentaltické expanzi znázorněné mezi body F a G. Za expanzním ventilem bude směs kondenzátu a páry, kdy páry bude jen 13,1 % z celkového množství. Další odpařování bude potom probíhat stále za teploty -10 °C mezi body G až C.

Z výše uvedeného popisu je tedy zřejmé, že odebráním tepla z kondenzátu za kondenzátorem nedojde k žádné změně ve velikosti kompresní práce dané úsečkou CD. Teplo získané zchlazením zkondenzovaného freonu je tedy získáno bez spotřeby další energie k jeho získání. Je tedy získáno zadarmo. Přesně vzato to tak úplně zadarmo nebude. Tím, že dojde k podstatně většímu tepelnému zatížení výparníku, je získání tepla daného úsečkou GB podmíněno větším teplotním spádem na kondenzátoru. Nebude tedy odpařování probíhat za teploty -10 °C jak bylo předtím příkladně uvedeno, ale za teploty o něco nižší, příkladně -12 °C. To se projeví nepatrným zvýšením kompresní práce, zhruba v poměru teplot, tedy 62/60, což je nárůst o 3 %. Získané měrné teplo ale vzroste z původní hodnoty 179 kJ/kg o 70 kJ/kg na hodnotu 249 kJ/kg, což je nárůst o 39 % původní hodnoty. To je nárůst až skutečně velký.

Celkové jsou poměry dobře patrné z přiloženého **h-s** diagramu, kde jsou pro názornost na levé straně grafu znovu vyneseny délky jednotlivých úseček a je proto možné je jednoduše srovnávat.

Získávání většího množství tohoto tepla má jedno úskalí. Abychom zchladili zkondenzovaný freon na teplotu

+10 °C, jak je ve výše uvedeném případě demonstrováno, je nutné ohřívat něco, co má teplotu ještě nižší než je uvedených +10 °C. Pokud budeme chtít ohřívat něco, co má příkladně teplotu +30 °C, nemůžeme kondenzát pod tuto teplotu ochladit a odebraného tepla bude proto výrazně méně.

Vzhledem k tomu, že je toto teplo získáváno prakticky zcela zadarmo, nabízí se jeho i zcela netradiční využití. Pokud příkladně z tepelného čerpadla o jmenovitém výkonu 45 kW je možné získat cca 15 kW dalšího topného výkonu, přicházejí v úvahu mimořádně rozsáhlé možnosti jeho použití. Přímě se nabízí vyhřívání venkovních ploch, jako jsou vstupní prostory před rodinným domem. Stejně tak je lákavé vyhřívání vstupní prostory a schodiště například před hotelem. Stejně tak vyhřívání venkovních teras a případně i parkoviště. V takovémto případě postačuje měrný topný výkon cca 50 W/m², aby došlo k poměrně rychlému roztátí sněhu a jeho odtoku, případně odpaření, při nižších teplotách potom k jeho sublimaci. Takto vyhřívání venkovní prostory jsou pak prakticky trvale suché. Pokud uvážíme, že u tepelného čerpadla pro rodinný dům o jmenovitém výkonu 16 kW je k dispozici výkon cca 5 kW pro vyhřívání dlážděné plochy před domem s plochou až 100 m², je to zjištění také velice zajímavé.

Obdobné použití tohoto tepla je možné pro vyhřívání okapů, odpadních kanalizací, žlabů a podobně proti zamrznutí. Na první pohled výše uvedené vyhřívání venkovních prostor může někomu připadat jako zcela marnotratné plýtvání teplem. Je ale potřeba si uvědomit, že takto získané teplo je získáváno prakticky bez provozních nákladů a jako takové je tedy i užíváno.

Ve většině případů, kdy je k topení použito tepelného čerpadla, je možné tímto teplem realizovat přehřev teplé vody (TV). Její teplota v zimě je cca 5 °C. Toto řešení vyžaduje nejlépe větší zásobník přehřívání vody, jinak se při malém množství voda rychle ohřeje a přestane se teplo odebrat. Ohřívání zcela studeného zásobníku vody probíhá tak, že narůstání teploty je exponenciální funkcí času ve tvaru:

$$T_x = T_1 + \Delta T \cdot (1 - e^{-t/k}),$$

kde

T_x je teplota v čase $t = x$ [s]

$\Delta T = T_2 - T_1$ [°C],

T_2 je teplota topné vody z výměníku,
 T_1 je počáteční teplota ohřívání vody,

exponent t/k , kde $k = c_p \cdot M \cdot \Delta T / Q$, kde
 t [s] je sledovaná doba ohřevu,
 $(c_p \cdot M)$ je tepelná kapacita zásobníku,

c_p [kJ/kgK] je měrné teplo vody,

M [kg] objem zásobníku,

Q [kW] tepelný výkon dodávaný výměníkem na počátku ohřevu.

Výraz: $k = c_p \cdot M \cdot \Delta T / Q$ [s] je časová konstanta ohřevu, za kterou dosáhne nárůst teploty 63 % své konečné ustálené teploty.

Přehřev vody bude nejvhodnější objasnit na konkrétním příkladě.

Zásobník na přehřev TV bude o objemu 200 l, teplota T_2 z výměníku je 40 °C, počáteční teplota T_1 ohřívání vody v zásobníku je 5 °C.

Tepelné čerpadlo o jmenovitém výkonu 16 kW má vhodně navržený přídavný výměník o výkonu 3 kW. Časová konstanta ohřevu je potom 9753 s, což je 2,71 hodin. Výpočtem dostaneme, že za 8,12 hodin se voda v zásobníku ohřeje z 5 °C na 38,3 °C. Pro konečnou požadovanou teplotu TV ve výši 55 °C a v množství 200 l byly v tomto případě 2/3 potřebného tepla získány zdarma.

Pochopitelně že nic nebrání tomu, použít metodu odebrání dalšího tepla, jak pro přehřev TV, tak souběžně pro ohřev venkovních prostor. Teplo, které není spotřebováno na přehřev vody, je použito na ohřev venkovního prostoru. Právě tato kombinace může být pro většinu zájemců mimořádně zajímavá.

Návrh vhodného přídavného výměníku tepla a výpočet jeho pracovního bodu pro konkrétní případy je potom běžnou záležitostí. Za zmínku stojí to, že pro tyto účely nejsou vhodné výměníky tepla s malou štíhlostí.

Zabudování přídavného výměníku do sestavy tepelného čerpadla, případně výměníků dvou, pro přehřev TV a vyhřívání venkovního prostoru, nečiní zásadní těžkosti. V případě vyhřívání venkovních prostor musí být použito nemrznoucí směsi v tomto samostatném topném okruhu. U tepelných čerpadel „vzduch-voda“ je nutné připojení přídavného výměníku řešit ve vztahu na režim odtávání výparníku.

Pokud teplo získané přídavným výměníkem započítáme do celkového tepla dodaného tepelným čerpadlem, posune se nám v tomto případě topný faktor COP příkladně z původní hodnoty 4 na neuvěřitelnou hodnotu kolem 5,5. Je tedy zřejmé, že použití přídavného výměníku je ekonomicky mimořádně výhodné.

Ing. Jindřich Tesař,

Trmická energetická strojírna, s.r.o.