

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 26 年 5 月 30 日現在

機関番号：17102

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2012～2013

課題番号：24760169

研究課題名(和文)超臨界圧流体におけるプレート式熱交換器の最適設計

研究課題名(英文)Optimum design of plate heat exchanger for supercritical fluid

研究代表者

飯屋 圭史(Kariya, Keishi)

九州大学・工学(系)研究科(研究院)・助教

研究者番号：80551895

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,100,000円、(間接経費) 930,000円

研究成果の概要(和文)：ヒートポンプ(HP)は、ボイラに代表される熱源機器に代わり、90 程度の熱源供給機器として民生界で普及しつつある。一方、産業界では、130 程度の高温熱源の需要も多い。しかしながら、高温熱源供給に対応したHPの開発事例は少なく、高性能HPの開発は重要課題である。申請者らは、高温HP用熱交換器の高性能化のためプレート式熱交換器(PHE)の利用に着目した。PHEは、主として液単相流の高性能熱交換器として知られているが、超臨界圧流体での研究例は極めて少なく、PHEの伝熱促進メカニズムも明らかでない。本研究では、PHE内超臨界圧流体の伝熱特性の把握による高性能PHEのプレート形状の提案を目的とする。

研究成果の概要(英文)：Heat pump (HP) system have been diffused to household use as heating water supply of 90 degree C instead of boiler. Industrial heat pump systems is required to supply high-temperature heat source such as over 130 degree C. HP system needs to be driven using supercritical pressure refrigerant f or supplying high temperature heat source. Plate heat exchanger (PHE) is mainly used to enhance heat transfer of liquid single-phase flow therefore heat transfer of supercritical pressure fluids flowing in PHE is not clarified enough. In this study, characteristics of heat transfer of supercritical pressure fluids are clarified in order to improving high-temperature HP system.

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・熱工学

キーワード：超臨界圧流体 熱伝達 プレート式熱交換器

1. 研究開始当初の背景

ヒートポンプ(HP)は、ボイラに代表される熱源供給機器よりランニングコストが優れるため、普及しつつある。HPは、民生界では、主として90°C程度の熱源供給機器(給湯器)として普及しつつある。一方、産業界では、130°C程度の高温熱源の需要も多い。しかしながら、高温熱源供給に対応したHPの開発事例は少なく、高性能HPの開発は重要課題である。

2. 研究の目的

上記のような背景から、申請者らは、高温HP用熱交換器の高性能化のためプレート式熱交換器(PHE)の利用に着目した。PHEは、主として液単相流の高性能熱交換器として知られているが、超臨界圧流体での研究例は極めて少なく、PHEの伝熱促進メカニズムも明らかでない。本研究では、PHE内超臨界圧流体の伝熱特性の把握による高性能PHEのプレート形状の提案を目的とし、以下の事項に取り組んだ。

3. 研究の方法

(1) 実験装置

用いた実験装置を Fig.1 に示す。実験装置は、超臨界圧 HFC134a のループと、超臨界圧 HFC134a を冷却する加圧水ループ、加圧水を冷却する低圧の冷却水ループの3つのループにより構成される。加圧水ループは、沸騰を抑制するため、0.5 MPa 程度に加圧されている。超臨界圧 HFC134a と加圧水の熱交換は、直列に配置した同型3つの PHE (図中 PHE1~PHE3, 向流型, 熱交換能力 5 kW 程度)で行う。PHE 内部の熱交換面温度が計測できず、HFC134a の熱伝達率を直接求めることができないため、測定される熱通過率から加圧水の熱伝達率分を除去して、HFC134a の熱伝達率を求めた。図中、PHE5 は、試験時の加圧水冷却用の PHE で、PHE1~PHE3 に比べて熱交換能力が大きい。また、本試験とは別に、PHE1~PHE3 と同型の PHE (図中 PHE4) を加圧水と冷却水ループの熱交換器として設置し、水同士が熱交換する際の熱通過率に関するデータを得た。

PHE1~PHE4 の概略図を Fig.2 に示す。12枚のプレートの間で、HFC134a あるいは冷却水が6流路、加圧水が5流路、交互に流れる。銅ロウ付けにより接合されたプレートの矢筈模様の開き角は130°, 1枚片面の有効伝熱面積(矢筈模様部の投影面積)は0.019 m², 厚さ δ_{plate} は0.5 mm で、間隔 δ_{pass} は2.0 mm, 流路幅 H は100 mm である。流路の熱的等価直径 D_e は、流路断面を Fig.2 右図のようにモデル化し、流路体積 V と濡れ縁面積から、 $D_e = 4V/A_{plate}$ として算出した。

(2) 実験条件および実験データの整理方法

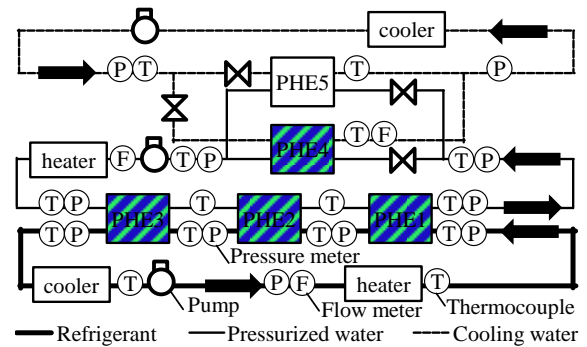


Fig.1 Outline of the experimental apparatus

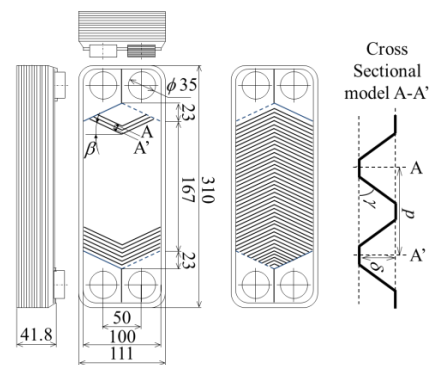


Fig.2 Schematic diagram of PHE

Table 1 Geometric characteristics of heat transfer surface

Flow channel width W mm	100
Mean flow channel length L mm	190
Mean flow channel gap δ mm	1.85
Corrugated pitch p mm	7.0
Chevron angle β deg	25
Raised angle γ deg	54
Flow channel area A_{pass} mm ²	185
Enlargement factor ϕ	1.27
Channel equivalent diameter D_e mm	2.9

HFC134a を含めた熱伝達率の見積もり方法を以下に示す。PHE での交換熱量 Q kW は、熱通過率 K kW/(m²K), 平均温度差 ΔT_{gm} K, 総伝熱面積 A m² を用いて式 (1) で表され、交換熱量と出入口温度の測定値から、熱通過率 K が求められる。

$$Q = K \Delta T_{gm} A \quad (1)$$

超臨界圧では擬臨界点近傍で流れ方向に比熱が大きく変化するため、PHEにおける高温流体と低温流体の平均温度差には、対数平均温度差でなく、温度差を交換熱量で積分平均する一般化平均温度差 ΔT_{gm} を用いるのが適当である。本研究では、これより求めた熱通過率の測定値から、冷媒の熱伝達率を見積った。熱伝達率の伝熱面積にはプレートの投影面積を使用した。冷媒熱伝達率の測定誤差は、全般に±10%以内で、最大で±30%程度である。

熱通過率 K は、高温流体と低温流体の熱伝達率 α_h と α_c kW/(m²K)、プレートの厚さ δ_{plate} m と熱伝導率 k kW/(m²K) を用いて、式(2)で表されるが、

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta_{plate}}{k} \quad (2)$$

超臨界圧 HFC134a の熱伝達は、加圧水と冷却水の熱伝達と同様、巨視的には単相の強制対流熱伝達であり、HFC134a と水で共通の熱伝達式で熱伝達率 α_h を表すことができると考えられる。ここでは、Dittus-Boelter 形式である式(3)を考える。 Re と Pr はレイノルズ数とプラントル数である。

$$Nu = \frac{\alpha D_e}{k} = a Re^b Pr^c \quad (3)$$

式(3)の係数 a と指数 b, c は、式(2)で、試験により得られた熱通過率 K を満足するように決定した。流体の物性値は NIST の REFPROP Ver.8.0 より算出し、その際の PHE 代表圧力と温度はそれぞれ出入口測定値の算術平均値を用いた。

また、Table 2 に併記した冷却側加圧水のレイノルズ数とプラントル数の条件を想定して先に行った水同士の熱交換試験 (PHE4) 条件を Table 3 に示している。

4. 研究成果

(1) 熱交換試験 (水-水) 結果

超臨界圧冷媒試験に先立って行われた水同士の伝熱試験 (PHE4) 結果から、熱伝達整理式(3)の係数および指数を検討した結果、以下の関係を得た。

$$Nu = 0.25 Re^{0.75} Pr^{0.40} \quad (4)$$

$$\left(\begin{array}{l} Re = 4.5 \times 10^2 \sim 2.0 \times 10^3 \\ Pr = 1.9 \sim 5.3 \end{array} \right)$$

図3は得られた熱通過率データと、式(4)による計算値との比較である。図より、式(4)は、全試験データを±8%以内で再現することがわかる。

(2) 熱交換試験 (超臨界圧冷媒-水) 結果

超臨界圧冷媒における伝熱試験結果の一例を図4に示す。図中横軸は熱交換器内部の代表エンタルピーであり、縦軸は冷媒の熱伝達率である。また、図中実線は管内乱流の熱伝達

Table 2 Test conditions of PHE1~PHE3

Fluid	P MPa	W kg/min	T °C	Q kW
HFC134a	4.95	11.0	60-145	4.5-5.5
		7.0	50-120	2.5-3.5
HCFC22	5.30	11.0	65-105	4.0-6.0
Pressurized water	0.49	4.0-7.1	50-130	2.5-6.0

Table 3 Test conditions of PHE4

Fluid	P MPa	W kg/min	T °C
Pressurized water	0.49	6.0-12.5	30-130
Cooling water	0.25	8.0-20.0	18-85

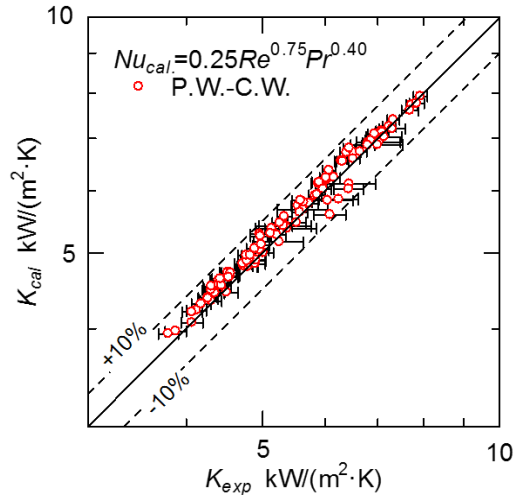


Fig. 3 Comparison between measurement and calculation

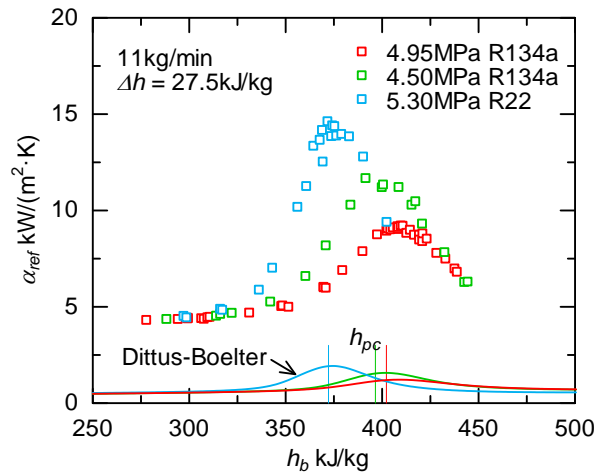


Fig. 4 Experimental results of supercritical pressure refrigerant

相関式としてよく用いられる Dittus-Boelter の整理式による計算値である。

図より、熱伝達率の実験値は、擬臨界点 (図中縦線) より幾分高いエンタルピーにおいて極大を示すことがわかる。一般的に、管内流体の熱伝達は、境界層、すなわち、境界層内の物性ならびに境界層厚さに影響する流体の速度により支配される。超臨界圧流体においては、特に擬臨界点近傍において物性変化が顕著であり、したがって、熱伝達特性は、流路断面方向の温度勾配を考慮する必要がある。以上から、超臨界圧流体の熱伝達率は、境界層内温度が擬臨界温度になった場合に極大を示す。超臨界圧流体の冷却の場合、壁温は流体の代表温度より低いため、壁温に近い境界層内温度は、流体の代表温度より低い。したがって、流体の代表温度が擬臨界温度より幾分高い温度で極大を示している。

また、実験値は、Dittus-Boelter 式による計算値に比べ、7-8 倍程度高い値を示している。これは、プレート溝による流体の分離混合により境界層の発達が妨げられているためであると考えられる。

得られたデータにより、熱伝達率の整理式を検討した結果、以下の式 (5) が得られた。

$$Nu = 0.33 Re^{0.73} Pr^{0.30} \quad (5)$$

$$Re = 4.2 \times 10^2 - 2.2 \times 10^4, Pr = 1.7 - 13.6$$

図 5 は、実験データと上式(5)による計算値との比較である。図中実線は計算値であり、プロットは実験値である。図より、式(5)は、全試験データを±10%程度で再現することがわかる。また、本整理式は、かなり低いレイノルズ数 (600 程度) まで試験データを再現する。すなわち、プレート式熱交換器内を流れる流体は、プレート溝の分離混合効果により、かなり低いレイノルズ数まで乱流の特性を示すことを示唆している。

5. 主な発表論文等

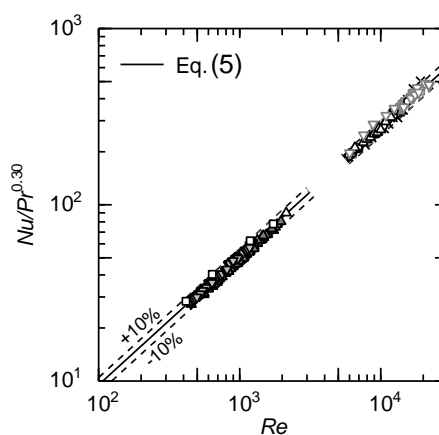
(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計 1 件)

Fuka ONO, Shin NAKAMURA, Masahiko YAMADA, Hideo MORI, Keishi KARIYA, Masaki OHNO, Shuichi UMESAWA and Hiroyuki SHIMADA, A Study on Characteristics of Cooling Heat Transfer of Supercritical Pressure Fluids in a Plate Heat Exchanger, 査読有, Innovative Materials for Processes in Energy Systems, 2013, pp. 152-156.

[学会発表] (計 2 件)

中村伸, 井上雄策, 森英夫, 仮屋圭史, 大野正規, 梅沢修一, 島田寛之, プレート式熱交換器における超臨界圧流体の冷却伝熱に関する



HFC134a
□ 4.95MPa, 11kg/min, 27.5kJ/kg
○ 4.95MPa, 11kg/min, 55kJ/kg
△ 4.95MPa, 7kg/min, 27.5kJ/kg
▽ 4.50MPa, 11kg/min, 27.5kJ/kg
□ 4.95MPa, low Re, 27.5kJ/kg
HCFC22
× 5.30MPa, 11kg/min, 27.5kJ/kg
Water
▲ Pressurized water
▼ Cooling water

Fig. 5 Comparison of calculated and measured heat transfer coefficients for all data

る検討, 日本機械学会 第 17 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, 2012 年 6 月, pp. 449-450, 福岡県福岡市

6. 研究組織

(1) 研究代表者

仮屋 圭史 (KARIYA, Keishi)
九州大学・工学研究院・助教
研究者番号: 80551895