

並流と向流の熱交換器の相当熱交換一般化コンダクタンスによる熱回路網モデル

その2 カタログ性能を利用した検証

正会員 ○藤崎詩織\*1 正会員 奥山博康\*2 正会員 吉浦温雅\*3

熱回路網 二流体相当熱交換係数 一般化熱コンダクタンス  
熱交換器 カタログ性能 対数平均温度差

1. はじめに

冷暖房システムの主要な機器は熱交換器であり、その数学モデルとして対数平均温度差のモデルが用いられている。一方、前報<sup>[1]</sup>で述べた様に、本熱回路網モデルでも出口温度の解析解が得られる相当熱交換一般化コンダクタンスが導かれた。本研究では、このモデルの妥当性を検討するため、冷温水コイルメーカーのカタログ値<sup>[2]</sup>等を利用して、様々な流量と出入口温度における交換熱量により、従来モデルと比較検討を行った。そして流体の流れ方向を分割近似した熱回路網モデルとの比較も行った。さらに向流と並流の熱交換性能についても検討した。

2. 相当熱交換コンダクタンスの概要

熱交換器の管内・外の両流体を其々添字  $w$  と  $a$  を付けて表す。管の流れ方向に距離  $l$  [m] を定義し、全長は  $L$  [m]、管の断面の内周長は  $p$  [m] とする。両流体間の熱通過率は  $U$  [W/(m<sup>2</sup>·K)] とする。流体  $w$  の熱容量流量は、比熱  $c_w$  [J/(kg)], 密度  $\rho_w$  [kg/m<sup>3</sup>] と体積流量  $q_w$  [m<sup>3</sup>/s] として、 $c_w\rho_wq_w$  である。また流体  $a$  の熱容量流量は、比熱  $c_a$  [J/(kg)], 密度  $\rho_a$  [kg/m<sup>3</sup>] と体積流量  $q_a$  [m<sup>3</sup>/s] として、 $c_a\rho_aq_a$  である。管の入口から距離  $l$  のところで両流体のそれぞれの温度を  $\theta_a$ ,  $\theta_w$  とする。

前報<sup>[1]</sup>で述べた様に、向流の熱回路網モデルは図1に表される。流体  $w$  の出口温度  $\theta_{we}$  の節点と、流体  $a$  の入口温度  $\theta_{ai}$  の節点との間の相当熱交換コンダクタンスは次の(1)式の  $c_{we,ai}$  で計算される。流体  $a$  の出口温度  $\theta_{ae}$  の節点と、流体  $w$  の入口温度  $\theta_{wi}$  の節点の間の相当熱交換コンダクタンス  $c_{ae,wi}$  は(2)式で計算される。ここに  $K_a=Up/c_aq_a\rho_a$ ,  $K_w=Up/c_wq_w\rho_w$  とする。出口温度節点には、移流で流入出する一般化熱コンダクタンス  $cpq$  も接続する。

$$c_{we,ai} = \frac{c_w\rho_wq_w \cdot c_a\rho_aq_a}{c_w\rho_wq_w - c_a\rho_aq_a} \{1 - \exp[-(K_a - K_w)L]\} \quad (1)$$

$$c_{ae,wi} = \frac{c_a\rho_aq_a \cdot c_w\rho_wq_w}{c_a\rho_aq_a - c_w\rho_wq_w} \left\{1 - \frac{1}{\exp[-(K_a - K_w)L]}\right\} \quad (2)$$

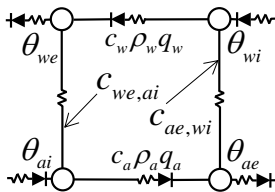


図1 向流の熱回路網

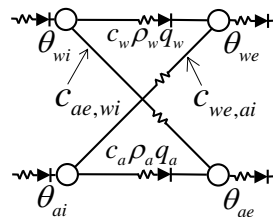


図2 並流の熱回路網

一方、並流の場合は図2の出入口温度のつながりの熱回路網モデルになる。また前報<sup>[1]</sup>の様に入出力温度間の相当熱交換コンダクタンスは次の(3)式と(4)式で計算される。

$$c_{we,ai} = \frac{c_a\rho_aq_a \cdot c_w\rho_wq_w \{1 - \exp[-(K_a + K_w)L]\}}{c_w\rho_wq_w + c_a\rho_aq_a \exp[-(K_a + K_w)L]} \quad (3)$$

$$c_{ae,wi} = \frac{c_a\rho_aq_a \cdot c_w\rho_wq_w \{1 - \exp[-(K_a + K_w)L]\}}{c_a\rho_aq_a + c_w\rho_wq_w \exp[-(K_a + K_w)L]} \quad (4)$$

3. 対数平均温度差モデル

従来の熱交換器モデルは、熱通過率  $K$  [W/(m<sup>2</sup>·K)] と面積  $A$  [m<sup>2</sup>] を対数平均温度差  $\Delta_{lm}$  に乗じて交換熱流  $Q$  [W] を、次の(5)式で計算する。向流でも並流でもこの式が成り立つ。

$$Q = KA\Delta_{lm} = KA \left[ \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln(\Delta_1 / \Delta_2)} \right] \quad (5)$$

ただし向流は、 $\Delta_1 = \theta_{wi} - \theta_{ae}$ ,  $\Delta_2 = \theta_{we} - \theta_{ai}$  とし、並流は、 $\Delta_1 = \theta_{wi} - \theta_{ai}$ ,  $\Delta_2 = \theta_{we} - \theta_{ae}$  とする。

4. 従来の  $KA$  と本  $UpL$  の同一性確認

ファンコイルの設計資料<sup>[2]</sup>から CP-B 型でユニットサイズ 200 を例にとる。風量 330 [m<sup>3</sup>/h], 入口空気温  $\theta_{ai} = 22$  [°C], 水量が 2, 4, 6 [L/min], 入口水温  $\theta_{wi}$  が 45, 50, 55, 60 [°C] の其々の条件の交換熱量  $Q$  が読める。また対数平均温度差  $\Delta_{lm}$  も計算されるから、(5)式から  $KA$  が求められる。一方、(2)式等による相当熱交換コンダクタンスを用いる  $UpL$  モデルでは、次の出入口温の熱収支式(6)が記述でき、前述  $KA$  モデルと同様な条件での  $UpL$  が求められる。

$$c_a\rho_aq_a(\theta_{ai} - \theta_{ae}) + \frac{c_a\rho_aq_a \cdot c_w\rho_wq_w}{c_a\rho_aq_a - c_w\rho_wq_w} \left\{1 - \frac{1}{\exp[-(K_a - K_w)L]}\right\} (\theta_{wi} - \theta_{ae}) = 0 \quad (6)$$

この試算により例題のファンコイルは向流のモデルが適切と分かった。前述の様々な条件で  $KA$  と  $UpL$  を求めて比較した表1が得られ、両者がほぼ同じであることが確認できた。

表1  $KA$  と  $UpL$  の比較

水量 L/ 分	入口水温°C							
	45°C		50°C		55°C		60°C	
	$UpL$	$KA$	$UpL$	$KA$	$UpL$	$KA$	$UpL$	$KA$
2	145.4	145.5	144.9	144.7	144.6	144.5	144.4	144.4
4	163.1	162.9	163.3	163.1	163.4	163.2	163.5	163.3
6	171.5	171.4	171.3	171.3	171.3	171.3	171.2	171.3

### 5. 流れ方向多分割モデルと本解析解モデルの比較

熱・換気回路網計算プログラム NETS を用いて、流れ方向の流体温度変化を、 $KA$  を分割して近似解を得る熱回路網モデルと、本相当熱交換コンダクタンスにより解析解を得るモデルとの比較を行った。前述のファンコイル 200 型について、分割せずに無分割のモデルと、解析解の比較を表 2 に示す。解析解と無分割近似解には大きな差が見られる。

表 2 出口温度の解析解と無分割近似解

温水流量 4L/分	並流		向流	
	無分割	解析解	無分割	解析解
空気入口温度 $\theta_{ai}$ [°C]	22			
空気出口温度 $\theta_{ae}$ [°C]	35.2	38.2	33.1	38.2
温水入口温度 $\theta_{wi}$ [°C]	45			
温水出口温度 $\theta_{we}$ [°C]	33.1	38.6	40.6	38.6

この近似モデルを解析解の出口温度に近い値にするには向流の場合で 55 分割に、並流の場合は 20 分割にする必要があった。既報<sup>[3]</sup>の単一流体の熱交換に比べ桁違いに多くなる。

### 6. 熱通過/対流比の $R_c$ と $R_p$

この熱交換器の熱通過対流比は、既報<sup>[3]</sup>で定義された管内表面熱伝達対流比  $aS/cp q$  に対応して前報<sup>[1]</sup>で定義されているが、向流の場合の  $R_c$  は次の(7)式で、並流の場合の  $R_p$  は続く(8)式で定義されている。

$$R_c = UpL(c_w \rho_w q_w - c_a \rho_a q_a) / (c_a \rho_a q_a \cdot c_w \rho_w q_w) \quad (7)$$

$$R_p = UpL(c_w \rho_w q_w + c_a \rho_a q_a) / (c_a \rho_a q_a \cdot c_w \rho_w q_w) \quad (8)$$

出口温度が解析解にほぼ一致するために必要な流れ方向の分割数が、向流と並流および水量によって、熱通過対流比とどの様な関係にあるか調べた結果を図 3 に示す。熱通過対流比が大きい程に必要な分割数が少なくてすむ傾向は既報と同様に再確認された。

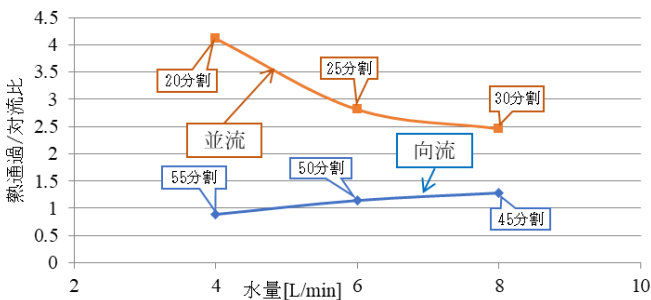


図 3 熱通過/対流比と流れ方向分割数の関係

### 7. 向流と並流の熱交換効率比較

通常は並流より向流の方が熱交換効率は良いと言われているが、これを試算し検討した。ファンコイル設計資料<sup>[2]</sup>の熱交換器は試算すると向流である。そこで(6)式等から求めた

$UpL$  を、本数学モデルの並流の式(11)に代入し、空気出口温度を求めた。ここに、 $r_a = c_a q_a \rho_a / (c_a q_a \rho_a + c_w \rho_w q_w)$ 、また、 $r_w = c_w q_w \rho_w / (c_a q_a \rho_a + c_w \rho_w q_w)$  とする。

$$\theta_{ae} = (\theta_{ai} - r_a \cdot \theta_{ai} - r_w \cdot \theta_{wi}) \exp[-(K_a + K_w)L] + r_a \cdot \theta_{ai} + r_w \cdot \theta_{wi} \quad (11)$$

求めた空気出口温度を用いて交換熱量  $He = c_a q_a \rho_a (\theta_{ae} - \theta_{ai})$  を算出し、比較を行った。図 4 はユニットサイズ 200,  $\theta_{ai}=22$ [°C],  $\theta_{wi}=45$ [°C] の場合である。図 5 はユニットサイズ 1200,  $\theta_{ai}=22$ [°C],  $\theta_{wi}=60$ [°C] の場合である。どちらも並流よりも向流が熱交換性能が良いことが示されている。

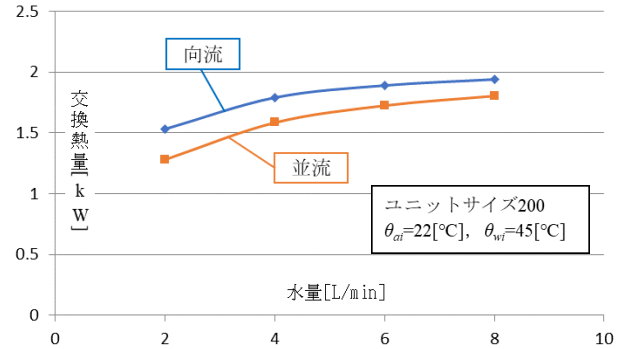


図 4 向流と並流の熱交換性能比較(サイズ 200)

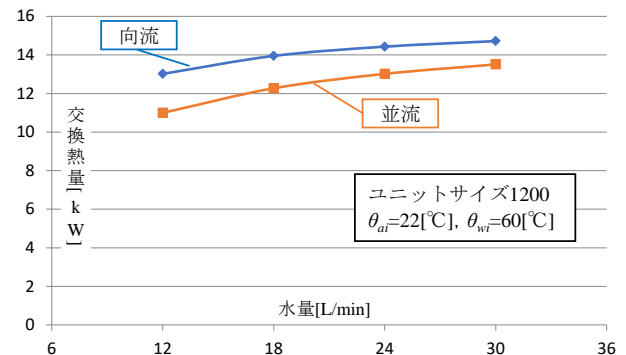


図 5 向流と並流の熱交換性能比較(サイズ 1200)

### 8. まとめ

出口温度の節点だけで分割無しですむ相当熱コンダクタンスモデルをカタログ性能値を利用して検証した。なお従来の熱交換係数  $KA$  は本  $UpL$  と同じであることを確認した。また流れ方向分割モデルと熱通過/対流比の関係を調べた。さらに向流型が並流型よりも熱交換性能が良いことが確認できた。

### 参考文献

- [1] 奥山博康, 並流と向流の熱交換器の相当熱交換一般化コンダクタンスによる熱回路網モデル その1 解析解からの一般化コンダクタンスの演繹, 建築学会大会梗概集, 2020年9月
- [2] 新晃工業株式会社, ファンコイル設計資料, カセット形 CP-B 型, 2019年
- [3] 奥山博康, 熱交換器の管内表面における指数関数の相当熱伝達係数, 建築学会大会梗概集, 2019年9月, 359-360

\*1 神奈川大学大学院工学研究科・博士前期課程

\*2 神奈川大学・教授・工博

\*3 神奈川大学・特別助教・博士(工学)

\*1 Graduate School of Engineering, Kanagawa University

\*2 Professor, Dr. Eng., Kanagawa University

\*3 Assistant Professor, Dr. Eng., Kanagawa University