垂直下降流における多管式凝縮器の 伝熱・圧力損失特性に関する実験的研究*

荒木良一郎^{*1}, 曾田正浩^{*2}
占部隆政^{*3}, 長谷川直幹^{*3}

The Study of Multi Tube Condenser Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic in Down Flow

Ryoichiro ARAKI, Masahiro SODA,
Takamasa URABE, and Naomiki HASEGAWA

Many studies on steam condenser in horizontal tube bundles have been conducted in both the theoretical and experimental fields, based on a model with a relatively small number of tubes. Experiments on the proposed model which contains a relatively large number of tubes and is equipped with special features, after condenser and external spray, are conducted. Test results for downstream flow are summarized with parameters precisely controlled through a test period using special features.

Key Words: Steam Condensation, Heat Transfer, Pressure Drop, Horizontal Tube Bundle, Condenser Model with After Condenser, Condensing Model with External Spray

1. 結 言

水平管群における蒸気の凝縮現象については、理論的ならびに実験的に多くの研究が行われているが、対象が単管か比較的少数の管群である。又対象とする管群の外部から流入するドレンあるいは蒸気の影響についても実験例に乏しい。

本研究に使用した実験装置には、比較的多数の管群を対象のモデルとしたほか、散水管を設けて外部ドレンの影響を計測可能とするとともに、アフタコンデンサを設けて実験中の条件を一定に維持することを可能とするなど新規な試みを行っている。本報は垂直下降流条件下の実験結果をまとめたものである。

記 号

C_D : 圧力損失係数

C_p : 水の比熱 J/kg·K

d : 冷却管外径 m

G : 質量流量 kg/m²·s

K : 熱通過係数 W/m²·K

L : 凝縮の潜熱 J/kg

l : 冷却管長 m

P : 圧力 Pa

Q : 単位時間、長さ当たり冷却管1本当たりの凝縮量 kg/h·m

R : 単位時間、長さ当たり冷却管1本当たりの落下液流量 kg/h·m

Re : レイノルズ数

t : 温度 K(°C)

T : 冷却水温度 K(°C)

V : 速度 m/s

W : 単位時間、冷却管1本当たりの冷却水量 kg/h

α : 管外凝縮熱伝達 W/m²·K

ρ : 蒸気の密度 kg/m³

添 字

0: 第1管

1: 冷却水入口

2: 冷却水出口

g : 冷却管の間げき

* 平成2年3月23日 関西支部第65期定時総会講演会において講演、原稿受付 平成元年6月23日。

^{*1} 正員、エンジニアリング開発(株) (〒105 東京都港区芝公園2-4-1)。

^{*2} 正員、三菱重工業(株)長崎研究所 (〒850-91 長崎市飽の浦町1-1)。

^{*3} 正員、三菱重工業(株)高砂製作所 (〒676 高砂市荒井町新浜2-1-1)。

$\times 10^{-4}$ とした。なお、これに相当する管内流速をウィルソンプロット法により試行錯誤で求めると1.36 m/sであった。

(3) 実験中、管内流速は1.36 m/s一定とした。

3. 実験結果および考察

3.1 凝縮液の流下状況 実験の範囲として

$$V_{g0}=20\sim 80\text{ m/s}$$

$$R_0=0\sim 600\text{ kg/h}\cdot\text{m}$$

$$P=5\text{ kPa}$$

を選び、 α および C_D 等の計測を行ったものであるが、アクリル管板から、凝縮液の流下状況を観察したので、その代表例を表2に示す。いずれのケースにおいても、 $n=1$ の管の凝縮液は $n=2$ の管の頂部に落下することなく、 $n=3$ 管の上部に落下する。 V_g および R_{n0} がそれぞれ単独に、あるいはともに大になるに伴い、 n

$=2$ 管の側面に接触する量および時間が増加する傾向にあることが観察された。

3.2 管群内の凝縮量 図5, 6は凝縮量の計測結果を示す。凝縮量は冷却水の温度を計測した管の列について平均したもので式(1)により求めた。

$$Q_n = \frac{W_n C_{pn}}{L_n l} \frac{\sum_{i=1}^m (T_{2i} - T_{1i})}{m} \dots\dots\dots (1)$$

$V_{g0} \leq 40\text{ m/s}$ では管群内で凝縮が完了し不凝縮ガスのため Q_n が急激に低下したのでそれらのデータは省いた。

3.3 凝縮熱伝達係数 α 図5, 6の Q の計測結果から K_n を求め α_n の計測値は下式によって求められる。

$$Q_n L_n l = W_n C_p (T_{2n} - T_{1n})$$

$$= 3600 \pi d l K_n \theta_n \dots\dots\dots (2)$$

ここで

$$\theta_n = \frac{T_{2n} - T_{1n}}{l_n \frac{T_{sn} - T_{1n}}{t_{sn} - T_{2n}}} \dots\dots\dots (2)'$$

式(2)より

$$\frac{1}{K_n} = \frac{3600 \pi d l \theta_n}{W_n C_p (T_{2n} - T_{1n})} \dots\dots\dots (3)$$

式(2')を代入して

$$\frac{1}{K_n} = \frac{3600 \pi d l}{W_n C_p \log_e \frac{t_{sn} - T_{1n}}{t_{sn} - T_{2n}}} \dots\dots\dots (4)$$

式(4)で $1/K_n$ が求まると、2.4節で述べたように $1/K'_n$ は一定 1.72×10^{-4} であるので、 α が求められる。

表1 計測項目

計測項目	点数	計測器
流量	流入蒸気	1 キルフロリーニア差圧流量計
	冷却水	1 オリフィス(2系列)
	散水	1 同上(2系列)
	吸入空気	1 タービン流量計(1系列)
	凝縮水	1 同上(2系列)
圧力	入口蒸気	4 水晶振動型デジタル絶対圧力計DG-430K
	出口蒸気	4 同上(スキャナ切換え)
	管群内蒸気	12 同上(スキャナ切換え)
温度	入口蒸気	3 1.6φCRCシース熱電対
	出口蒸気	3 同上
	入口冷却水	4 同上
	出口冷却水(混合)	4 同上
	同上(冷却管出口)	74 同上
	散水	2 同上
	凝縮水	10 同上

図4 冷却管配列と温度計測位置

表2 凝縮液の流下状況

Test Condition		Observation
$V_{g0}\text{ m/s}$	$R_{n0}\text{ kg/h tube}$	
20	0	1, 2, 3: Continuous flow down. 20~30mm, 5~7mm.
20	over 100	1, 2, 3: Continuous flow down.
40	over 600	1, 2, 3: Occasional contact on No.2 Tube side.
80	below 100	1, 2, 3: Occasional contact on No.2 Tube side.
80	over 300	1, 2, 3: Continuous contact on No.2 Tube side.

図5, 6に対応する α を図7, 8に示す。

図7, 8に示された結果を n の全領域についてみると, α に影響する因子は R_{n0} , V_{g0} であることは明らかである。

インナーデーションの影響については α の低下率を推算式として提唱されているので本実験結果と比較を行うこととする。

$$\text{Nusselt}^{(2)}; \alpha_n = \alpha_1 [n^{3/4} - (n-1)^{3/4}] \dots\dots\dots (5)$$

式(5)は基盤目配列の管について誘導されたものであり, 表2の観察から実験値と比較する際には n を一行とび, 例えば $n=14$ の管に相当する α は式(5)において $n=7$ に相当する値としている。

Nusseltと同じ基盤目配列の管に対して, Kernはインナーデーションの影響が若干低くなる下式を提唱している。 n 列までの α の平均を $\bar{\alpha}_n$ で表すとき, $\bar{\alpha}_n = \alpha_1 \cdot n^{-1/6}$ とするもので⁽³⁾, 式(5)に相当する式として

$$\text{Kern}^{(3)}; \alpha_n = \alpha_1 [n^{5/6} - (n-1)^{5/6}] \dots\dots\dots (6)$$

Eisseubergは本報の実験と同様に千鳥配列の供試管群における結果として, インナーデーションの影響がKernよりもさらに小となる下式を提唱している⁽³⁾。

$$\text{Eissenberg}^{(3)}; \alpha_n = \alpha_1 \{0.60 + 0.42[n^{3/4} - (n-1)^{3/4}]\} \dots\dots\dots (7)$$

式(5)~(7)の計算結果を $R_{n0}=0$ の計測値と比較

図5 管群内における凝縮量の変化 (散水量=0 kg/m·h·tube)

図6 管群内における凝縮量の変化 (散水量=300 kg/m·h·tube)

図7 管群内における管外凝縮熱伝達率の変化 (散水量=0 kg/m·h·tube)

図8 管群内における管外凝縮熱伝達率の変化 (散水量=300 kg/m·h·tube)

すると, 図7のようになる。 V_{g0} の影響が大きい, 概略的傾向としては Eissenberg と Kern の中間にあるといえよう。

式(5)~(7)の計算結果を $R_{n0} \neq 0$ の計測結果と比較するのに下記2方法を試みた。

(1) モデル管群最上列への落下液流量が計算式と計測値とで等しいとした場合

$$R_n = \frac{3600 \bar{\alpha}_n (t_s - t_w)^n \pi n d}{L} \dots\dots\dots (8)$$

の関係を利用して $R_n=300$ となる対応列数を各算式について計算した。

ここで $(t_s - t_w)$ の値は管群内で変化するので各実験条件ごとに管群上部, 下部の値を用いて対応列数 n を求めた。例えば表中, Nusseltの欄では $V_{g0}=20$ における $(t_s - t_w)$ の管群上部値4.8 Kより $n=98$ を, $V_{g0}=80$ における管群下部値4.4 Kより $n=137$ を求めた。同様にして管群の14列めに相当する α を求め, 管群内の α 低下割合として α_n/α_1 で示した。

$$\alpha_{105}/\alpha_{99}=0.985, \alpha_{144}/\alpha_{138}=0.989$$

の平均値0.987を得たが, 計測値0.848とかなり差が大きい。

これらの計算結果は図8に記入してあるが, n に対してほとんど平行になっている。

(2) モデル管群最上列での α が計算値と計測値で等しいとした場合 表4の対応列数とは管群最上列の $(t_s - t_w)$ より仮想の最上管の α_1 (計算値)を求め, α_1 (計測値)と比較, 推算式での何列めに相当するかを計算したものである。

計算は式(5), (6)に対応するものとし, Eissenberg式(7)では $\alpha_n/\alpha_1 > 0.6$ となるので除外した。

対応列数 n は表3の値に比較してかなり小さな値であり, α 対 n の低下傾向は図9に示すとおりで, 計測値との対応も $R_{n0}=0$ 図7の場合と略々同等と考え

表3 $R_{n0}=300 \text{ kg/m} \cdot \text{h} \cdot \text{tube}$ の時の計算値

推算式	対応列数: n	α_n/α_1 (計算値)	α_n/α_1 (計測値)
Nusselt	98 ~ 137	0.987	0.848 ($V_{g0}=80 \text{ (m/s)}$)
Kern	62 ~ 84	0.987	
Eissenberg	41 ~ 58	0.990	

表4 R_{n0} の α に及ぼす影響 ($R_{n0}=300 \text{ kg/h} \cdot \text{m} \cdot \text{tube}$)

Vgo	α_1 (計算値)	α_1 (計測値)	α_1 計測値 / 計算値		対応列数: n	
			計測値	Nusselt	Kern	
20	10810	5199	0.504	約5	約21	
40	10300	5190	0.504	約5	約21	
80	10550	6257	0.593	約3	約8	

見える。凝縮液の流下状況は表2の最下段に示すように、液膜落下を促進する範囲となっているように思われる。

3.4 圧力損失係数 凝縮熱伝達係数の計測時ならびに冷却水を通水しない状態において、管群の圧力損失を計測した。図 13 は圧力損失と R_0 との関係を V_g , あるいは V_{g0} をパラメータとして整理したものである。管群内で蒸気凝縮のない場合, R_0 の影響は V_g の小なる範囲で大きく, また蒸気凝縮のある場合, R_0 の影響はより大きくなっている。

蒸気凝縮のある場合には、下流側に蒸気流量が減少し静圧が復帰するので圧力損失が小となる。したがってこの計測値から C_D を計算する場合、蒸気凝縮のケースには下記のようにした。すなわち管群の出入口間における流動損失は静圧差に運動量変化を加えたものとし、式(9)によった。

Figure 10 is a graph showing the coefficient of heat transfer (a) in $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ versus the total flow rate of condensate (R_n) in $\text{kg/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{tube}$. The y-axis is scaled by 10^3 . The x-axis is logarithmic, ranging from 5 to 500. Three data series are plotted for different vapor velocities (V_g): 10 m/s (triangles), 30 m/s (squares), and 60 m/s (circles). The graph compares experimental data with theoretical models: Eissenberg (hatched area) and Nusselt (solid line). The Kern model is also indicated by a dashed line. The coefficient of heat transfer decreases as the total flow rate of condensate increases.

図 12 管外凝縮熱伝達率とイナンデーション

図 14 圧力損失係数の比較

$$C_D \frac{\rho V^2}{2g} = P_1 - P_2 + \left(\frac{\rho_1 V_1^2}{g} - \frac{\rho_2 V_2^2}{g} \right)$$

$$C_D \frac{G^2}{2g \cdot \rho} = P_1 - P_2 + \left(\frac{G_1^2}{g \cdot \rho_1} - \frac{G_2^2}{g \cdot \rho_2} \right)$$

.....(9)

ただし左辺の G, σ , は管群出入口の平均値を使用した。

これらの計算結果を前面流速ベース（ギャップ流速 V_g の約 1/5）の Re で整理ものが、図 14 である。

蒸気凝縮のない場合、実験の範囲内では C_D は Re に関係なく 8～15 の間にあり、 R_n の値に対応したものとなっている。

蒸気凝縮のある場合、 Re の値は R_n とともに管群出入口の間に変化をするので、図中にはその変化範囲と平均値とを記入している。 $R_n=600$ の場合、 C_D 値は蒸気凝縮のない場合と同等である。 $R_n<300$ の範囲では、蒸気凝縮のない場合に比較して C_D 値が小になっ

ているが、これは藤井ら⁽⁴⁾による計測結果と同じ傾向であり、その理由として述べられている蒸気流速分布が変化する現象が生じているものと考えられる。

また本図には、千鳥配列の密集管群に対する既存の計算式による結果⁽⁵⁾⁽⁶⁾も記入してある。今回実験の範囲では、上原、藤井式⁽⁶⁾に比較して若干低い傾向となっている。

4. 結 論

(1) 復水器の設計条件（温度、圧力、蒸気流速、ドレン量等）を模擬し、垂直下降流における管群の伝熱特性、圧力損失特性を把握した。

(2) 凝縮熱伝達係数は、蒸気流速の増加、ドレン量の低下に伴って向上する範囲の存在も認められた。

(3) 管群の圧力損失係数は、ドレン量の増加に伴って増大する傾向にあることが認められた。管群内における凝縮の有無の影響については、ドレン量が多い場合には有意差は認められなかった。ドレン量が少ない場合、圧力損失係数は凝縮のある場合が少くなる傾向にあった。

文 献

- (1) 藤井・小田, 機論, 52-474, B(1986), 822.
- (2) Eerson, W. H., Performance of Shell-and Tube Condensers, HTFS-DR, 5(1971), 7.
- (3) Marto, P. J., Heat Transfer and Two-Phase Flow during Shell-side Condensation, Heat Transfer Eng., 5(1984), 40.
- (4) 藤井・上原, 伝熱工学の進展, 1(1973), 81.
- (5) 機械工学便覧, (1977), 日本機械学会, 8-23.
- (6) 上原・藤井, 表面復水器の熱通過率と熱的設計手法, 火力原子力発電, 27-3(1976), 33.