4. 結 論

液体の物理的諸性質が温度に無関係に一定であるとした従来の理論⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾においては、流出する液の平均温度は kN/Wc なる一つの無次元量の かん数 となるのに対し、油の粘度の温度による変化を重視してこれが(28)式で与えられた場合は、 kN/Wc の他にもう二つの無次元量 ω/RT_i' および s' が関与することが結論される。この s' は流入する油の温度、管壁の温度および各油について粘度が ∞ となると考えられる各油固有の温度 t_{∞} なる3個の値によつて決定されるものである。

また、粘度の小なる液体および水溶液においては、 s' の代りに(24)式の s が適当で、この s は液の種類のいかににかかわらず s' の場合の t_{∞} を -273.2 とすれば良いことが結論された。

注:—

- (1) 昭和 23 年 11 月 14 日および昭和 24 年 4 月 5 日講演, 原稿受付 昭和 24 年 10 月 10 日.
- (2) 正員, 東京工業大学.
- (3) L.Graetz; Ann. d. Phys. 18(1883), p.79.
- (4) W.Nusselt; V.D.I.Z., 54(1910), p.1154.
- (5) Grüber; Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges (Berlin, 1921) p.181.
- (6) Jacob & Eck; Forschung, 3(1932) p.121.
- (7) Drew, Hogan and McAdams; Am. Inst. Chem. Engr., Trans., 26(1931) p.81.
Morris and Whitman; Ind. & Engg. Chem., 20 (1928) p.234.
Kirkbride and McCabe; Ind. & Engg. Chem., 23 (1931) p.625.
Kraussold; Forschung. 3(1932) p.21.
- (8) 戸田盛知; 液体理論, p.82
- (9) Andrade; Nature. 1930. p.309.
- (10) 浅尾晴海; 機械学会論文集, 14 卷 48 号, 2 部.
- (11) Erk und Eck; Phys. Z. 37(1936) p.111.

回 転 復 水 管 に お け る 諸 伝 熱 率

「主として含有空気の影響」⁽¹⁾山中直次郎⁽²⁾, 植田 辰洋⁽³⁾, 大 橋 剛 他 2 名⁽⁴⁾

On the Revolving Condenser Tube, its Coefficients of Heat Transfer especially the Effect of Air Content in the Steam

by Naozirō YAMANAKA, Tatuhiro UEDA, Thuyoshi ŌHASI and Others

This report is the one of the experimental results of heat transfer on the revolving steam condenser tube, under the conditions: the contained air 0~30% by weight, and film condensation.

The experimental apparatus used is revolving condenser tube which was reported by Professor N. Yamanaka on this Journal, 1937. The results of the present experiment show that on the revolving condenser, not only the coefficients of heat transfer, but the safety for the air effect, are considerably increased.

1. 緒 言

蒸気中に微量の空気が含まれているとき、その空気が復水管の伝熱率に大なる影響を及ぼすことは周知であり、またこれは表面復水器の設計上きわめて重要なことである。しかしこの問題に対する詳細な実験的研究は比較的少い。なお特に近来、復水状態には膜状と滴状との二つのあることが知られており、この両者を明確に区別して取り扱う必要がある。E.Langen⁽⁵⁾は静止復水管における含有空気の影響を組織的に研究して実験式を出しているが、この実験では復水状態についての考慮が払われてなく、膜状、滴状が不定割合に混合した復水状態であると推定される。

著者の一人、山中教授は先に発表した回転復水管の予備実験⁽⁶⁾において空気の影響に手を着けて簡単な報

告をしている。今回はこの実験装置を用い、またこの方法によつて詳細なる実験研究を行わんとするものである。すなわち回転復水管により、また復水状態を統一し、特に伝熱率に及ぼす空気の影響を研究せんとする。その中、本研究は膜状復水の場合についてのものである。

2. 実 験 装 置⁽⁷⁾

函型木製(ブリキ裏張り)の蒸気函内に黄銅製、内径 16.40 mm, 外径 18.95 mm, 長さ 1 270 mm の復水管を納め、これを水平回転軸のまわりに平行に、半径 350 mm にて回転し得るように取り付け。蒸気は低压ボイラより加減弁を通して蒸気函に送られ、分配板により均等に供給される。冷却水には水道の水を使用し、これを軸流タービンポンプで水そうに汲上げ、加

第1図 実験装置説明図

減弁, 中空回転軸および保温された腕管を通して復水管の入口に送る. この冷却水は復水管中を流れ, さらに保温された腕管を通り三角ノッチ箱に入り計測される.

復水管および中空回転軸は電動機からベルトで駆動され円すいベルト車で回転速度を変えられる. 復水管には管出口より 90 mm 入口側の所の管壁に注射針に仕込んだ銅-コンスタンタン熱電対が取り付けられてあり, これは気密, 水密にするため銅の案内管に密封されて蒸気函外に導き出され, 特殊滑動環に接続しさらに検流計に連絡している.

3. 実験方法

復水管内の水垢を十分ぬぐい去り, かつ復水状態を膜状に統一するため, 管外面に苛性カリ溶液を塗布する. 蒸気函は始め大気圧の空気で充満しているが, これに低圧ボイラより飽和蒸気を送り, 蒸気函の圧力を大気圧よりわずかに高く (水柱 4~6 cm) 一定に保ちつつ蒸気函上方のコックより空気を追出す. なお低圧ボイラの水は実験中には補給せず, 十分沸騰させ水中に含まれている空気を十分抜いた後, 蒸気函に送る. 一方ポンプで冷却水を送り, 蒸気函に取り付けた耐熱ガラスの窓より復水状態が膜状であることを確認してから測定を行う.

蒸気函中の蒸気-空気混合気体の温度は飽和蒸気によつて検定した水銀温度計により, また復水管の入口出口冷却水温度は蒸気函外にて水銀温度計で測定し, 腕管中の冷却水の温度上昇に対する補正曲線 (飽和蒸気の場合について求めたもの) を用いて, 復水管入口および出口の温度を求める.

冷却水量は三角ノッチおよび鈎水面計を用いて測定し, 管内流速を 1~3 m/s の範囲に加減弁によつて調整する. また復水管の回転数はストロボスコープ式回転計により 100~250 rpm に調整する.

復水管の管壁温度は熱電対を用い, 検流計によつて測定する. これには始め熱電対の検定曲線を求めておき, これより求め⁽⁸⁾さらに熱電対が管壁より高温の蒸

気中を通っているために生ずる熱伝導等の影響を考慮して⁽⁹⁾測定位置の温度を求める. しかしその位置の温度は必ずしも管のその断面における平均温度を示さないから, それに対する修正係数 (1.00~0.98) を掛ける. かくして復水管の測定位置における管内厚中央の平均温度が求まる. なおこの修正係数は飽和蒸気について実験で求めた管断面各位置の温度分布より決定したものである.

蒸気函内の圧力は水のマノメータにより測定し, 常に蒸気加減弁を調整して一定に保つ. この他には大気圧および大気温度を測定する.

空気含有率の計算 本実験の場合すなわち, ほぼ大気圧の飽和蒸気と空気の混合気体においては, Dalton の法則を使用してさしつかえないことがわかつている. したがつて測定せる蒸気-空気混合気体の温度 t_s °C より空気含有率は次のごとくして出せる.

いま蒸気函内の圧力を h mmHg, t_s に相当する蒸気の飽和圧力を h_s mmHg とすると, 空気含有率 (重量比) a は次式で計算される.

$$a = G_a / G_s = \frac{1}{0.662} \cdot \frac{h - h_s}{h_s} \quad \dots\dots\dots(1)$$

ただし G_s は蒸気函中の蒸気量 kg, G_a は空気量 kg 復水管全長の平均熱貫流率 k_m は次式で求められる.

$$k_m = \frac{cG}{A} \log_e \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2} \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \quad \dots\dots\dots(2)$$

ただし G は冷却水量 kg/h, c は冷却水の比熱 kcal/kg°C, A は管の外表面積 (0.0747 m²), t_1 , t_2 は復水管入口および出口の冷却水温度 °C.

管壁の外が t_s °C の蒸気-空気混合気体, 内側が平均 t °C の冷却水とし, 蒸気側に復水膜を仮定すると, 各位置における温度はおおよそ第2図のごとくなる. ただし, θ_0 , θ_i および θ_m はそれぞれ管壁の外, 内側表面および管壁中央の温度 °C とする.

管壁の厚みと熱伝導率を e m, λ kcal/mh°C とし, 管壁を平面壁と見なすと⁽¹⁰⁾壁を通過する熱量は

$$q = (\theta_0 - \theta_i) \lambda / e \text{ kcal/m}^2\text{h} \quad \dots\dots\dots(3)$$

また α_s , α_w および k を蒸気側, 水側の熱伝達率および熱貫流率 kcal/m²h°C とすると

$$q = \alpha_s(t_s - \theta_0) = \alpha_w(\theta_i - t) = k(t_s - t) \quad \dots\dots\dots(4)$$

したがつて

$$(\theta_0 - \theta_i) = k(t_s - t) e / \lambda \quad \dots\dots\dots(5)$$

この実験装置では管長に沿つての k の変化はきわめて少く, ほとんど k_m に等しいことがわかつているか

第2図

ら(11), (2) 式の k_m を (5) 式の k に代用すると $(\theta_0 - \theta_i)$ が求まる。一方 θ_m は実測より求められるから, θ_0, θ_i は近似的に次式で求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_0 &= \theta_m + (\theta_0 - \theta_i)/2 \\ \theta_i &= \theta_0 - (\theta_0 - \theta_i) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

以上のごとくして α_s および α_w が求められる。なお本実験においては $c/\lambda = 1.59 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{h}^\circ\text{C}/\text{kcal}$ である。

なお熱電対を仕込んだ場所の平均水温 t は $k=k_m$ と見なしたとき

$$t = t_s - (t_s - t_i)e^{-kA_x/G} \dots\dots\dots (7)$$

ただし A_x は復水管入口より熱電対を仕込んだ所までの管表面積 m^2 で求められるが, これは t_1, t_2 を直線で結んだ時の熱電対の位置における温度で近似されるから, この方法で t を求めた。(7) 式から求めたものに対して, この方法によつて生ずる誤差は大体 0.1°C 程度である。

4. 実験結果

膜状復水の場合, 復水管回転数 $n=100, 200, 250 \text{ rpm}$ について, おのおのの冷却水の復水管内流速をおおよそ, $w=1, 2, 3 \text{ m/s}$ に変化し, k_m, α_s, α_w を各空気含有率に対して求めた。なお本実験装置では復水管を静止させた場合についての測定は困難であるが, 比較のためにこの場合の実験も行つて見た。

第3図 平均熱貫流率 k_m

以上の結果は第3図, 第4図, 第5図のごとくであり実験における w の値はおのおのの n について完全には一致していないので, まず $w-k_m, \alpha_s$ および α_w 線図を引き, $w=1.0, 2.0, 3.0 \text{ m/s}$ における k_m, α_s および α_w の値を求め, この場合についての線図を示した。なおこの α_s 中には, 復水膜中の伝熱も含まれている。また復水管入口温度は全実験を通じて $7.5 \sim$

第4図 蒸気側熱伝達率 α_s

第5図 水側熱伝達率 α_w

9.5°C の範囲であつた。

図中の t_s' はおのおの実験の場合から求めた空気含有率 α より, その α に相当する $760 \text{ mmHg}, 0^\circ\text{C}$ の標準状態における 蒸気-空気混合気体の温度を求めたものである。

α_s は空気含有率の増大に対して, 始めは急激に, そして漸次ゆるやかに減少する。このことは復水管を静止させた場合についても同様であつた。これは蒸気-空気混合気体が復水するとき, 蒸気のみが復水し, 空気が取残される結果, 復水管の周囲には空気含有率の特に多い混合気が集まり, したがつて全体として極く少量の空気しか含まれていない場合でも, 著しく伝熱を害するためであると考えられる。

α_s はまた, 同一流速の場合, 回転数の増大と共に著しく増大するが, これは遠心力のために復水が飛散し, 復水膜が薄くなり, したがつてその伝熱抵抗が減少することに主に原因しているが, 回転することによ

つて管の周囲に集まる空気を振切ることとも原因しているであろう。また同一回転数の場合、 α_s が流速と共に減少するのも、流速と共に増大する復水量による復水膜の増大と、それによつて生ずる空気の管周囲への集積の増大のためと思われる。

Nusselt の膜状凝結説⁽¹²⁾によると、飽和蒸気の場合 α_s は大体 $(t_s - \theta_0)^{-1/4}$ に比例するが、空気を含むこの実験結果でも

$$\alpha_s \propto (t_s - \theta_0)^{-m}$$

で表わされる。この m の値は復水管断面の位置によつても異なり、冷却水出口側に比し入口側の方が大となる傾向を有しているが、一例として出口側より 90 mm 入口側の位置において求めた結果を示すと第 6 図のごとくである。ただしこれは $\alpha < 25\%$ ($t_s' > 96.0^\circ\text{C}$) の範囲についてのものである。この m の値は流

第 6 図

速の大なるほど、また回転数の低いほど、大きくなる傾向をもっている。

一定の空気含有率における α_s の割合の一例は次のごとくである。(飽和蒸気における α_s を 1 とした場合)

$\alpha = 2\%$

w m/s	1.0	2.0	3.0
n rpm			
100	0.82	0.82	0.83
200	0.82	0.81	0.83
250	—	0.82	0.79

$\alpha = 5\%$

w m/s	1.0	2.0	3.0
n rpm			
100	0.64	0.64	0.65
200	0.65	0.67	0.69
250	—	0.66	0.62

α_w は復水管を回転させると冷却水が管内で回転運動をするため、復水管を静止させた場合に比して一般に大となる。しかし 100~250 rpm の間では α_w の変化は少く、これに決定的影響を及ぼすものは冷却水流速であることがわかる。なお第 7 図は α_w と冷却水

第 7 図 α_w と冷却水温度 t

温度 t との関係である。これにおいて $w = 3$ m/s の場合 α_w 線に折点が表われている。これはその状態が一つの限界点となり、ちょうど流れが層流から乱流に移行するのと類似の現象と思われる。なお回転運動があるため流動状態はレイノルズ数のみでは決定されないが、試みに折点のレイノルズ数を求めて見ると、すべて $Re = 5.1 \times 10^4$ 程度となり、よく一致していた。

k_m は以上の α_s , α_w によつて決定されるものであるが、飽和蒸気の場合に対して k_m が空気含有率の増加と共に減少する割合は、回転数を大にするほど少く、したがって復水管を回転させることは空気の漏入に対して、安全度が増すことになる。

一定の空気含有率における k_m の割合の一例は次のごとくである。(飽和蒸気における k_m を 1 とした場合)

$\alpha = 2\%$

w m/s	1.0	2.0	3.0
n rpm			
0	0.82	0.81	0.80
100	0.90	0.87	0.85
200	0.93	0.91	0.87
250	0.94	0.92	0.89

$\alpha = 5\%$

w m/s	1.0	2.0	3.0
n rpm			
0	0.64	0.64	0.63
100	0.78	0.75	0.72
200	0.84	0.81	0.75
250	0.86	0.82	0.79

5. 結 語

以上ほぼ大気圧の下で膜状復水について行つた実験より平均熱貫流率, 蒸気側および水側の熱伝達率を求め, 蒸気中の含有空気の影響をしらべて見た. 蒸気側の熱伝達率は実際に使用されている復水膜の熱抵抗をも含めたものであり, したがつて純粹に蒸気中に含まれている空気の影響を取り出したとは言えないが空気含有率がいかに諸伝熱率に影響するかとすることに對する設計の目安になるものと思う.

注:—

(1) 昭和 24 年 9 月 11 日連合講演會において講演, 原稿受付 昭和

25 年 10 月 23 日.

(2) 正員, 東京大学第一工学部.

(3) 正員, 東京大学第一工学部.

(4) 大橋 剛, 宮沢清人, 大橋広次, 学生員, 東京大学第一工学部.

(5) E. Langen; Der. Einfluß des Luftgehaltes auf der Wärmeübergang bei Kondensierenden Dampf., Forschung, 1931 (第2巻) 359~369 頁

(6) 山中, 機械学会論文集, 7 巻 28 号, II—23 頁 (昭 16).

(7) 詳細は山中, 機械学会論文集, 7 巻 26 号 (昭16) を参照されたい.

(8) (9) 山中, 機械学会論文集, 7 巻 28 号 (昭16).

(10) この場合, 復水管外表面を基準として平面壁とされているから, この実験の場合, 結果の α_w に 1.15 を掛けた値が真の α_w である.

(11) 山中, 機械学会論文集, 7 巻 27 号, II—8 頁 (昭 16).

(12) W.Nusselt; Z.VDI, 60 巻 (1916) 541, 569 頁.

膜状復水に及ぼす空気混入の影響 (第1報)⁽¹⁾

岡 崎 卓 郎⁽²⁾

On the Effect of the Air on Film Condensation (1st Report)

by Takurō OKAZAKI

The effect of the air contained in nearly saturated steam condensing on a vertical wall was analytically deduced from the equation of molecular and convective diffusion.

は し が き

蒸気が復水管や蒸発器の管の表面で復水する場合に空気が少しでも混つていすると, 表面では水だけが復水するから空気の含有率が増して著しく熱伝達を害する. 水膜表面の近くで空気含有率が無限遠の何倍になるかを求めるのが本論文の目的である. この第1報で述べるのと同じ趣旨の方法で多くの場合についてこの倍率を求めることができ, それは第2報以下に発表する予定であるが, この第1報では垂直壁で膜状復水が行われており蒸気はほとんど飽和しており, かつ自然対流のみが行われ, また空気含有率がきわめて少い場合について述べる.

1. 拡散の方程式

蒸気中に含有される空気の濃度を σ とすれば定常の場合に次の式が成立つ.

$$\mathbf{w} \cdot \nabla \sigma = K \Delta \sigma \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで $\mathbf{w}$ は速度ベクトル, K は拡散係数である. もしも $\mathbf{w}$ が場所の かん数 としてわかつていならば, 境界条件がわかれば σ が求められる. $\mathbf{w}$ の分布は空

気含有率がきわめて小さい場合には飽和蒸気が復水している場合のものを使つてもよい.

2. 水膜表面の条件

飽和蒸気が復水している場合には下向きに x 軸, 壁面に直角に y 軸, 速度の x, y 方向成分をそれぞれ u, v と取れば, 水膜表面を示すものに添字 1 をつけると, Nusselt⁽³⁾ に従つて

$$y_1 = \sqrt{\frac{4\nu\lambda'}{r\rho'g}}(T_\infty - T_0)$$

$$u_1 = \frac{g}{2\nu'}y_1^2$$

$$v_1 = -\frac{\lambda'}{r\rho'g_1}(T_\infty - T_0)$$

ここで λ, ν, ρ はそれぞれ熱伝導率, 動粘性係数, 密度であり, ダッシをつけたものは水, つけないものは蒸気に関するものであり, T_0 は壁の表面の温度, T_∞ は蒸気の温度——一様である——とする.

さらに空気が水膜中に入らない条件として $y=y_1$ で

$$\sigma v = K \frac{\partial \sigma}{\partial y}$$