液中燃焼装置における排熱回収

冷却凝縮器の設計法に関する研究

— 1978. 4. 18 受理 —

早 稲 田 大 学* 酒 井 清 孝, 杉 田 豊 樹

1. 緒 言

単にコストの面のみならず、エネルギー問題などの近來の社会的状況から工業装置の省エネルギー化は従来以上に必須の問題である。その意味では伝熱隔壁を持たない液中燃焼装置は本来効率の高い加熱・蒸発装置として有効である。しかし液中燃焼装置を加熱装置として用いた時には、装置水槽からの水（被加熱液）の蒸発に伴う熱損失を無視できない。本研究では装置全体の効率向上のために液中燃焼装置からの排熱回収の有効性を検討した。また、この場合の排熱回収操作は非凝縮性成分を多量に含むガス本体からの凝縮であり、伝熱機構が複雑であるために、回収装置（冷却凝縮器）の設計法は trial and error, 図積分など複雑な手法を伴うものが多く、その設計精度の検討も不十分であると思われる。そこで実際に液中燃焼装置を用いて行なった排熱回収実験の結果を設計条件として設計試算を行ない、従来から提出されている冷却凝縮器の設計法をこの場合の冷却凝縮器の設計に対して適用することの妥当性等の検討も併せて行なった。

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

実験装置のフローシートを Fig. 1 に示す。液中燃焼装置はプロパンを燃料とし、T 字形のミキサーにお

Fig. 1 Experimental apparatus

いて空気と予混合し、その燃料混合気を円筒型の燃焼室内に接線方向から2箇所て供給して燃焼させる。燃焼室で完全燃焼した高温燃焼ガスは装置水槽中に浸漬した Downcommer Tube より液中に噴出し、Airlift Pipe との間を上昇しながら水槽の水と熱交換を行なう。熱交換を完了した排ガスは蒸発水蒸気とともに水槽上部の排出孔より冷却凝縮器へ導かれる。

冷却凝縮器の構造を Fig. 2 に示す。冷却凝縮器は有効伝熱面長 1m の二重管式で内管に液中燃焼装置排ガスを上端から、環状部に冷却水を下端から向流で流した。内管は $28.5 \times 26.5 \text{ mm}\phi$ の銅管、外管は $60 \times 51 \text{ mm}\phi$ の硬質塩化ビニル管である。冷却凝縮器は 20cm 毎の 5 区間に区切り、入口・出口も含めて 6 箇所てガス本体温度、伝熱壁外表面温度、および冷却水温度測定用の CC 熱電対を 18 本取り付け、各温度を Recorder で追跡、記録した。また装置内で凝縮された凝縮

Fig. 2 Cooler condenser

* 理工学部応用化学科 東京都新宿区大久保3-4-1

液は冷却凝縮器下端より採取，計量した。

なお，ガス系路を含めて実験装置全体をリボンヒータ，グラスウールなどで包み，外部と断熱，保温した。

2.2 操作範囲

本実験装置の操作条件は，液中燃焼装置の燃焼条件によって規定される。燃焼のためのプロパン流量は，0.15, 0.20, 0.225, 0.25 (Nm³/hr) とし，各プロパン流量に対して完全燃焼可能な空気の供給を行なう。完全燃焼条件は予備実験より理論空気量（プロパン：空気＝1：23.8）の20%過剰が下限となることを確認し，燃焼室内の燃焼が不安定，あるいは吹き消えとなるまでを操作範囲とした。燃焼室内の燃焼状態は内部に挿入した Pt-Pt・Rh 熱電対によって追跡した。

使用冷却水量は環状路において乱流域となるよう，600, 900, 1200, (kg/hr) とした。

2.3 実験方法

液中燃焼装置は燃焼室内温度，水槽水温度，冷却凝縮器内温度が安定するまで定常運転をする。測定項目は以下のとおりである。

- (1) 冷却凝縮器内各温度（ガス，伝熱壁，冷却水）
- (2) プロパン，空気流量
- (3) 液中燃焼装置水槽からの蒸発水蒸気量
- (4) 冷却凝縮器内凝縮液量

以上のデータおよびプロパンの燃焼反応式より冷却凝縮器の入口，出口における排ガス中のガス組成を決定する。

3. 実験結果

冷却凝縮器の入口における水蒸気量，水蒸気分圧と凝縮率を Table 1 に示す。使用冷却水量は 1200kg/hr である。

本実験では液中燃焼装置の操作範囲が限られており，冷却凝縮器の入口で示す水蒸気分圧が大きな変化を持たないから，凝縮率に明瞭な差異は認められない。

4. 冷却凝縮器の設計計算

実験結果を設計条件とする冷却凝縮器の設計計算を行なうに先だち，従来から提出されているいくつかの設計法について，比較検討のために予め設定した設計条件により設計計算を行なった。

計算に用いた設計法は Colburn & Hougen¹⁾，Dennis²⁾，Mizushina³⁾ の3つの方法である。

4.1 冷却凝縮器の設計法

4.1.1. Colburn & Hougen による設計法

Table 1 Experimental results

Run No.	X kg-mol/hr	Y —	η %	t_g in °C
1	0.294	0.623	64.3	87.3
2	0.263	0.575	63.9	85.2
3	0.422	0.639	63.5	87.4
4	0.419	0.619	58.0	87.1
5	0.416	0.598	59.4	86.2
6	0.494	0.649	58.9	88.3
7	0.473	0.619	59.2	87.1
8	0.478	0.603	54.2	86.4
9	0.484	0.589	59.7	85.8
10	0.504	0.630	70.6	87.5
11	0.658	0.671	50.9	89.2
12	0.621	0.640	53.9	88.0
13	0.606	0.617	55.3	87.0
14	0.554	0.579	59.6	85.4

Run No. is used in Fig. 8, 9, 10

Colburn & Hougen の設計法は目的とする凝縮率を得るための温度区間を何点かで分割し，その各区間の伝熱量，総括伝熱係数を決定し， $1/U\Delta t$ vs. q のグラフの図積分によって必要伝熱面積を求める方法である。

各区間における伝熱量，総括伝熱係数の決定は次に示す Colburn & Hougen 式において，凝縮液表面温度 t_c およびその温度における飽和水蒸気圧 p_c の仮定による trial and error による。

$$h_g(t_g - t_c) + K_g M_v \lambda (p_g - p_c) = h_o(t_c - t_w) = U(t_g - t_w) \quad (1)$$

式中の h_g , K_g はガス側境膜伝熱係数および物質移動係数である。これらは伝熱，物質移動 J 因子を用いて次式で求められる。

$$h_g = (J_H C_p G_{ga} / M_m) / (C_p \mu / k M_m)^{2/3} \quad (2)$$

$$K_g = (J_D G_{ga}) / [p_{gf} M_m (\mu / \rho D)^{2/3}] \quad (3)$$

$$J_H = J_D = 0.023 \text{ Reg}^{-0.2} \quad (4)$$

また h_o は凝縮液膜伝熱係数，伝熱壁熱伝導度，冷却水側境膜伝熱係数より定められる伝熱係数である。

$$1/h_o = 1/h_c + (A_I/A_o)(1/h_w) + \Delta z/k_{cu} \quad (5)$$

4.1.2 Dennis による設計法

最終的には $1/U\Delta t$ vs. Q の曲線の図積分による伝熱面積の決定法である。この方法の特徴は潜熱移動分まで含めたみかけの^{*}伝熱係数 $heff$ を用いて総括伝熱係数を求めるところにある。 $heff$ は次式によって定まる。

$$heff/h_g = 1 + (\lambda/G_g C_p) \cdot (dG_g/dt_g) \quad (6)$$

(1)式中で dG_g/dt_g はガス温度 vs. ガス流量の図上微分によって決定する。ただしここでは電算機を使用するため、 0.1°C のガス温度変化に対するガス量の変化を水蒸気の飽和仮定を用いて算出し、数値微分に置き換えて用いた。

4.1.3 Mizushina による設計法

冷却凝縮器を入口、出口、および两点間の算術平均温度による中間点によって3点、2区間に分割して計算する簡略計算法である。しかも伝熱面積の決定も上記2つの方法のように図積分によらず、次式で算出される。

$$A = \frac{Q/2}{h_o \left[\frac{(dt_1) - (dt_m)}{\ln(dt_1)/(dt_m)} \right]} + \frac{Q/2}{h_o \left[\frac{(dt_m) - (dt_2)}{\ln(dt_m)/(dt_2)} \right]} \quad (7)$$

h_o は 4.1.1 の(5)式より決定される伝熱係数である。 (dt_1) , (dt_m) , (dt_2) はそれぞれ入口、中間点、出口におけるガスと凝縮液膜表面温度との差で、凝縮液膜表面温度は Colburn-Hougen 式の trial and error により決定される。

4.1.4 h_c , h_w の算出

凝縮液膜伝熱係数 h_c は Nusselt による円管内における実用式を用いる。

$$h_c = 1.88(4\Gamma/\mu_f)^{-1/3}(k_f^3 \cdot \rho_f^2 g_c / \mu_f^2)^{1/3} \quad (8)$$

また冷却水側境膜伝熱係数 h_w は次式による。

$$h_w = 0.02(k/De)(D_o/D_i)^{0.53}(D_e G_w / \mu)^{0.8} X(C_p \mu / k)^{1/3} \quad (9)$$

4.2 設計条件

設計計算のための設計条件のうち、冷却凝縮器の入口におけるガス組成を Table 2 に示した。

Table 2 Design conditions

Run No.	X kg-mol/hr	Y —
2	0.426	0.641
3	0.634	0.641
4	0.848	0.641

These Run numbers are used in Fig. 3~7.

In Fig. 3~7, "M" shows the calculation results by using Mizushina method, and "C" shows those by Colburn & Hougen method

冷却凝縮器は実験装置と同じ $28.5 \times 26.5\text{mm}\phi$, $60 \times 51\text{mm}\phi$ よりなる二重管とし、設計計算ではその長さを求めることとした。ガスの入口温度は液中燃焼装

置の理論上の沸点である 88°C 、冷却水の入口温度は 15°C とし、向流操作とした。目的とする凝縮率は $10 \sim 90\%$ まで変化させ、使用冷却水量は 600, 900, 1200, 2400, 4800 (kg/hr) とした。

4.3 計算結果

同一の設計条件に対して行なった前述の3つの方法による設計計算結果の比較を Fig. 3~7 に冷却水量別に示した。

冷却水量の少ない部分では Mizushina > Dennis > Colburn & Hougen の順で算出長さは短くなり、冷却水量が多い場合においては、算出長さの短い部分 (凝縮率の低い部分) で Mizushina > Colburn & Hougen > Dennis, また算出長さの長い部分 (凝縮率の高い部分) では Mizushina > Dennis > Colburn &

Fig. 3 Comparison between calculation results (1)

Fig. 4 Comparison between calculation results (2)

Fig. 5 Comparison between calculation results (3)

Fig. 6 Comparison between calculation results (4)

Fig. 7 Comparison between calculation results (5)

Hougen の順で算出長さは短くなっている。また同一の冷却水量内では凝縮率の低い部分における各方法の差が小さく、凝縮率の高い部分になるにしたがってその差は拡大する傾向にある。さらに凝縮率の高い部分での算出長さが急激に増大する傾向が得られた。このことは排ガス中の非凝縮性成分の分圧の増大が凝縮量を減少させていることを示し、非凝縮性成分が物質移動抵抗となることを示している。

以上のことよりガス冷却部（凝縮量が少ない部分）の設計に対しては各設計法で種々差の出ることがわかった。逆に言えば、理想的な流入状態にある混合ガスの凝縮部における現象は各方法とも正確に捉えていると考えられる訳で、この部分の設計に対してはなるべく簡略化された設計法の採用が妥当であろう。またガス冷却部まで含めた冷却凝縮器の設計に対しては多区間に分割して行なう設計法の方が正確な設計が可能となる。

5. 考 察

実験の結果得られた凝縮量を得るために必要な長さを前述の3つの設計法により算出した。使用冷却水量が 1200 kg/hr の場合の凝縮量に対する各設計法による算出長さの分布を Fig. 8~10 に示した。

Fig. 8~10 によれば計算結果は実験装置の長さ(1m)より長く算出される傾向にある。つまり、実験装置内で凝縮される量が予想されるより多く、この効果は凝縮量が多い場合により大である。

次に実験装置内における 20cm 毎の各区間の凝縮量、伝熱量、および伝熱係数、物質移動係数などを計算してみると冷却凝縮器の入口付近での諸値に特徴がみられ、その部分での大量の凝縮が予想された。設計計算過程で得られたガス進行方向に対する変化の様子

Fig. 8 $X_{con.}$ vs. L (Colburn & Hougen)

Fig. 9 $X_{con.}$ vs. L (Dennis)

を Fig. 11~13 に示した。排ガスの入口条件は水蒸気 0.606kg-mol/hr 、その分圧は 0.617 、ガス温度は 87.0°C 、冷却水の流入温度は 18.45°C で、使用冷却水量は 1200kg/hr である。

また実験装置内における次の条件での状態を示したのが Fig. 14 である。

Propane 流量 $= 0.25\text{Nm}^3/\text{hr}$

Air 過剰率 $= 50\%$

冷却水量 $= 1,200\text{kg/hr}$

計算値を実験装置内での諸値と比較してみると、設計計算においては冷却凝縮器の入口付近においても特徴的な変化はみられなかった。実験装置内での入口付近の大量の凝縮の原因としては次の点が考えられる。第1は液中燃焼装置では不可避の水槽水面の振動に起

Fig. 10 $X_{con.}$ vs. L (Mizushima)

因する排ガスの流入状態の変動である。本実験では水槽水面の振動は水深 60cm で約 10cm であり、この振動が排ガスの冷却凝縮器への一定流速による流入を妨げていると考えられる。ガス流速の変動は凝縮量および凝縮液膜の流下状態にも影響をおよぼすと考えられる。第2は凝縮液膜の形成が冷却凝縮器の入口付近では不十分で、滴状凝縮を交えた状態で凝縮が起こっているのではないだろうか。滴状凝縮では凝縮液膜による伝熱抵抗が無くなるから、当然凝縮量は多くなると思われる。第3は凝縮液膜が形成されているとして、その液膜自体が凹凸を持ち、ガスとの接触面

Fig. 11 L vs. t , X , Y Fig. 12 L vs. Re_g , h_g , k_g , Q_T Fig. 13 L vs. Q_S , Q_L , Q_L/Q_S

Fig. 14 L vs. t , X , Y

積の増大,あるいは液膜の波打ちによる水蒸気の取り込みによる大量の凝縮の効果が現われるのではないかという点である。この場合にはガス流速に起因する現象と考えられるため,流速の速い入口付近でその影響を受けやすいと考えられる。第4に凝縮器入口付近のガスの流動状態が考えられる。凝縮器のジョイント部分については十分注意を払って,入口効果の少ないように考慮したが,それでも避けることの出来ない不連続部分の存在のために,それが引金となっている可能性もある。これらの現象のいずれか,あるいは複数の原因により,実験装置では入口付近で大量の凝縮が起こっていると考えられる。ただし,本実験では液中燃焼装置を用いているため,その操作範囲が限定されており,冷却凝縮器に対して厳密かつ多様な条件設定が困難で,これらの種々の問題点の定量的な考察には到らなかった。

以上のように従来の設計法では排ガスの流入状態によっては正確にその挙動を捉えているとは思われない。特に冷却凝縮器の入口付近で特徴的な現象を呈することが予想されているから,その影響をできるだけ

小さくするために多区間に分割した求積法が望ましいと考える。[事実 Colburn & Hougen による計算結果が実装置との差を最小とした。

次に Fig. 13 によれば,全伝熱量の中に占める潜熱移動量と顕熱移動量の割合をみると潜熱移動量が圧倒的に多く,各区間毎のその比 Q_L/Q_S の値は 77~45 にまでおよぶ。本実験のように 60% 程度の凝縮率の範囲では全熱量のうち大部分を潜熱移動が占めている。

6. 結 論

比較的構造の簡単な二重管式冷却凝縮器を用いた本実験では 50~70% の凝縮率が得られた。物質移動を伴う伝熱が支配的であることを考えれば,液中燃焼装置からの排熱回収は有効である。回収した熱の再利用については液中燃焼装置の被加熱液を半連続で操作するような場合,排ガスによる供給水の予熱,あるいは凝縮液の水槽への還流などが考えられる。一方高温排ガスの冷却効果については非縮縮性成分の存在故に高い凝縮率を得にくいから不十分にならざるを得ずあまり有効ではない。

従来より提出されている冷却凝縮器の設計法は入口付近での現象を正しく捉えてはいないと思われるが,実用上はこの場合への適用を可能としたい。そこで,なお一層の正確さを求めるために,入口付近での現象の定量的な考察が不可欠である。

文 献

- 1) A. P. Colburn, O. A. Hougen, *Ind. Eng. Chemistry*, **26**, (11), 1178 (1934)
- 2) Dennis J. Ward, *Petro/Chem Engineer*, Oct., P. C. 42 (1960)
- 3) T. Mizushima et al., *Int. J. Heat Mass Transfer*, **7**, 95 (1964)

— 使 用 記 号 —

A	=area of heat transfer [m^2]
C_p	=specific heat [$\text{kcal/kg-mol} \cdot ^\circ\text{C}$]
D_e	=equivalent diameter [m]
D_i	=inner diameter [m]
D_o	=outer diameter [m]
D	=diffusion coefficient [m^2/hr]
G	=mass velocity [kg/hr] or [$\text{kg/m}^2\text{hr}$]
g_c	=accelation of gravity [m/hr^2]
h	=heat transfer coefficient [$\text{kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$]
J_D, J_H	=j-factor in mass and heat transfer [—]
k	=thermal conductivity [$\text{kcal/m hr } ^\circ\text{C}$]
k_g	=mass transfer coefficient [$\text{kg-mol/m}^2\text{-hr} \cdot \text{atm}$]
L	=length [m]
M	=molecular weight [kg/kg-mol]
p	=partial pressure [atm]
Q, q	=rate of heat transfer [kcal/hr]
Re	=Reynolds number [—]
t	=temperature [$^\circ\text{C}$]
Δt	=temperature difference [$^\circ\text{C}$]
T_{CG}, T_{CL}, T_{CS}	thermo couples at gas, water and wall in Fig. 2
U	=over-all heat transfer coefficient [$\text{kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$]
X	=mole flowrate [kg-mol/hr]
Y	=mole fraction [—]
Γ	=condensate rate [kg/m hr]
η	=condensation ratio [%]
λ	=latent heat of vaporization [kcal/kg-mol]
μ	=viscosity [kg/m hr]
ρ	=density [kg/m^3]
Subscripts :	
1	=gas inlet point
2	=gas outlet point
C	=condensate film
f	=gas film
g	=gas
L	=latent heat transfered
m	=gas middle point
S	=sensible heat transfered
T	=total heat transfered
w	=water

Heat Recovery from the Flue Gas of the Submerged Combustor On the Design Method of the Cooler Condenser

Kiyotaka SAKAI, Toyoki SUGITA

(Department of Applied Chemistry, Waseda University)

SYNOPSIS:—The submerged combustion is one of the method for heating and/or evaporation, and it is said to be very useful for heating because it has high thermal efficiency reached to around 90~95%. If it is used as a heating apparatus, heat loss by the steam vaporized from the water bath must be taken into consideration to increase the total efficiency of this system. In this paper, a double-pipe type heat exchanger was used to recover the heat of exhausted steam. Some design methods of the cooler condenser presented so far were applied to this case, which contained a lot of inert gases such as N_2 , CO_2 etc. and its availability was investigated.