蒸発冷却器に関する研究*

—熱および物質移動係数に及ぼす管束ピッチの影響と空気流の圧力損失—

水 科 篤 郎**・宮 下 尚***

京都大学工学部 化学工学科**

富山大学工学部 化学工学科***

緒 言

われわれはすでに、いろいろな実験により蒸発冷却器の操作因子および装置条件の各移動係数に対する相関関係を調べ²⁾、その特性および設計方法などを提案した³⁾。

相関式は管内の伝熱係数については従来の式 Eq.(1) と一致し¹⁾、管外壁側の循環水と管外壁との間の伝熱係数については Eq.(2) を得、また空気流と循環水間の物質移動については総括容量係数のかたちでまとめ、Eq.(3) を得ている。

$$Nu_L = 0.023(Re_L)^{0.8}(Pr_L)^{0.4} \quad (1)$$

$$h_w = 118.0 \left(\frac{r}{D_o} \right)^{1/3} \quad (2)$$

$$k_{og}a = 1.81 \times 10^{-4} (Re_G)^{0.9} (Re_w)^{0.15} (D_o)^{-2.6} \quad (3)$$

本報では各移動係数に対して本研究でいまだなされていない装置本体の管群のピッチによる影響について調べ、またその管群を通る空気流の圧力損失を調べた。

1. 実験装置、実験方法および条件

実験装置の概略図を Fig. 1 に示す。本体は循環水を散布する散水管①、冷却管②、群および循環水の液溜③の3部よりなり、冷却管径は3種、ピッチを3種変えて実験をおこなった。冷却管②は水平に置き、1本の長さは0.5mで1段に6本を並列に連結し、配置は正三角形配列とした。

冷却管内には恒温槽④で一定温度に保たれたプロセス流体（本実験では水を使用）はポンプ⑤により塔頂の第1段に送られる。そこで6流路に分かれ、並列に各段の冷却管②内を流れ最下段で合一されて再び恒温槽④にもどる。このとき各流路の流量が等しくなるよう、各流路に設けられた流量調節弁⑧により調節する。冷却管②、外表面を流れる冷却水はポンプ⑦で塔頂

の散水管①に送られ冷却管上に散水され、塔底より吹き込まれた空気と向流に接触しながら流下し、塔底より再びポンプ⑦で塔頂に送られ循環使用される（この冷却水を循環水と呼んでいる）。循環水は蒸発により減少するが液溜③に設けられた水面調節弁⑥により自動的に補給される。装置本体および循環水用管路は断熱されている。

プロセス流体、循環水および空気の流量はそれぞれオリフィスマーター⑨、⑩、⑪で測定し、冷却管の管壁温度は各段の冷却管壁に埋め込まれた熱電対により測定した。また循環水温度も各段ごとに小さい水溜を設け、管外壁を流下してきた循環水がつねに溢流している状態にして水溜中の水温を熱電対により測定した。空気の温度および湿度は送風機の吸込み口および塔頂の出口でそれぞれ乾湿球温度計を用いて測定した。この際、送風機による空気の昇温は無視できることを確かめている。

管群内の空気流の圧力損失は各段ごとに圧力測定孔⑫を設け、そこに圧力タップをとりつけ塔底との差をゲッ

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

* <Study on Evaporative Coolers —effect of pitch in tube banks on the transfer coefficients of heat, mass and pressure drop of air flow—>

Received on November 15, 1968

昭和 43 年 4 月化学工学協会第 33 年会（京都）にて講演

** Tokuro Mizushima (Dept. of Chem. Eng., Kyoto Univ., Kyoto, Japan)

*** Hisashi Miyashita (Dept. of Chem. Eng., Toyama Univ., Toyama, Japan)

チンゲン微圧計を用いて、その差圧を読むことにより測定した。なお圧力タップは動圧が入らないよう、また散水した循環水が通っても影響のないよう工夫した。実験条件は Table 1 に示されている。

Table 1 Experimental condition			
D_o [m]	m [-] ($=P_t/D_o$)	Arrey	Step
0.0127	1.5, 2.0	triangular	8, 12
0.01905	1.5, 2.0, 3.0	"	8, 12
0.040	2.0, 3.0	"	12
H_1 0.008~0.027	T_1 35~45	Re_L $8 \times 10^3 \sim 6 \times 10^4$	
H_2 0.014~0.06	T_2 50	Re_w 50~240	
i_1 5~24	i_w 30~40	Γ/D_o $7 \times 10^2 \sim 2 \times 10^4$	
i_2 14~48	G_m $2 \sim 6 \times 10^4$	Re_G $1.2 \times 10^3 \sim 1.4 \times 10^4$

Fig. 2 Correlation of heat transfer coefficient for gravity flow of circulating water over horizontal tubes

Fig. 3 Correlation of overall capacity coefficients of mass transfer between gravity flow of circulating water over horizontal tubes and air flowing upwards

2. 実験結果

循環水-管外壁間の伝熱係数: h_w

伝熱量 Q はプロセス流体の入口、出口の温度を測定し、 $Q = LC_L(T_2 - T_1)$ より求め、伝熱係数は $Q = h_w A_o (\Delta t)_{l-m}$ より算出した。ここで循環水の高さ方向の温度分布が小さいため²⁾、循環水温度は一定温度とみなし、実測の平均値をとった。これと最上段と最下段における管壁温度との対数平均温度差を用いて算出した。その結果を Fig. 2 に示す。図中ピッチ $2D_o$ の実験値は前報²⁾ で求めたものであり、実線で相関し、Eq.(2) を与えた。ピッチが $1.5D_o$, $3.0D_o$ についても同じように相関する

ると、図のように同一線上にのり、伝熱係数 h_w にはピッチによる影響が現われなかった。

循環水-空気間の総括物質移動容量係数: $k_{og}a$

熱および物質移動のアナロジーより Lewis の式が成立することがわかっている²⁾ので空気入口、出口での実測のエンタルピーと循環水の平均温度における飽和エンタルピーとの対数平均差を用いて計算した。その結果をまとめて図示すると Fig. 3 のようにピッチによりそれぞれ差異を生じた。これを一本にまとめて整理すると Fig. 4 になり Eq.(4) を得た。

Fig. 4 Correlation of arrangement of overall capacity coefficients of mass transfer between gravity flow of circulating water over horizontal tubes and flowing upwards

Fig. 5 Correlation of pressure drop ΔP vs. G_m

Fig. 6 Correlation of $P/N \cdot G_m^2$ vs. Γ

$$k_{oga} = 3.62 \times 10^{-4} (Re_G)^{0.9} (Re_W)^{0.15} (D_o)^{-2.6} (m)^{-1} \quad (4)$$

$$\left(1.2 \times 10^3 < Re_G < 1.4 \times 10^4, 50 < Re_W < 240 \right)$$

$$\left(0.0127 < D_o < 0.04, 1.5 < m < 3.0 \right)$$

すなわち k_{oga} は m の逆数に比例する。これは a が m に逆比例することからもうなずける結果といえよう。

圧力損失

装置の経済性などを考慮する上に空気流の圧力損失が問題になってくる。管群内の各段ごとに圧力タップを設け、各段面で管列と直角方向に中央より壁までタップを水平に移動させ、圧を測定した。壁近傍を除いてその圧の偏差が15%程度あったが水平方向の5点の圧の平均をその段での圧とした。まず $P_i = 1.5 D_o$ ($m = 1.5$) の場合について述べる。結果整理のため3, 7, 12段における圧力損失 ΔP と管群内の最小断面における空気流量 G_m とを単位長さ当りの循環水流量 Γ 別にプロットすると Fig. 5 のようになる。Fig. 5 よりあきらかなように ΔP は G_m^2 に比例することがわかる。つぎに Γ について相関すると Fig. 6 のようになり、圧力損失の実験結果を

Fig. 7 Correlation of $\Delta P, \Gamma$ vs. G_m for $P_i = 1.5 D_o$

まとめ整理すると Fig. 7 のごとくなる。すなわち Table 1 の条件のもとでは次式が得られる。

$$\Delta P = 1.00 \times 10^{-9} N \cdot G_m^2 (1 + 0.02 \Gamma) \quad (5)$$

同様に $P_i = 2.0 D_o$ ($m = 2.0$) についてまとめると Fig. 8 のようになり Eq. (6) を得た。

$$\Delta P = 0.51 \times 10^{-9} N \cdot G_m^2 (1 + 0.02 \Gamma) \quad (6)$$

管のピッチが $3 D_o$ の実験もおこなったが圧力差の最大が水柱で1mm程度でゲッチング微圧計では誤差の方が大きく相関を得るに至らなかった。しかし実用上 P_i

Fig. 8 Correlation of $\Delta P, \Gamma$ vs. G_m for $P_t=2.0D_o$

$\approx 3.0D_o$ を有する管群を使用されることは稀と思われるので、実際よく使用される $P_t=1.5D_o$, $2.0D_o$ についての結果で充分であると考えられる。

フラッシングの現象については Table 1 の実験条件のもとでは見られず、ローディング点についても顕著に現われなかった。Fig. 9 に $P_t=1.5D_o$, $2.0D_o$ の場合の G_m と Γ でプロットしたフラッシング点を示した。したがって、Eqs.(5), (6) は Fig. 9 の値以下で成立する式であり、装置設計の場合もフラッシング点以下でお

Fig. 9 Values of flooding point

こなわねばならない。

結 言

本報は前報²⁾の補遺として蒸発冷却器の管外側の伝熱係数と物質移動係数について管のピッチによる影響を調べそれぞれ Eq.(2) および Eq.(4) を得た。また管群内の空気流の圧力損失について実験をおこない、操作条件の G_m と Γ に対するフラッシング点の値を示し、その点以下で $P_t=1.5D_o$, $2.0D_o$ の場合についてそれぞれ Eq.(5), Eq.(6) の有次元式を得た。

【付 記】 実験および計算にご討論、ご協力下さった現阪大基礎工学部伊藤竜象教授、京大工学部化学工学科卒業生松原五作、小野友一および実習生山中健の各氏に心より感謝する。

Nomenclature

a = effective interfacial area of mass transfer $[\text{m}^2/\text{m}^3]$
 C_L = heat capacity of process fluid $[\text{kcal}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}]$
 D_i, D_o = inside and outside diameter of cooling tube respectively $[\text{m}]$
 G_m = flow rate of air based on minimum cross section $[\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{hr}]$
 h_L = film coefficient of heat transfer between outside wall of cooling tube and circulating water $[\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}]$
 h_W = film coefficient of heat transfer between process fluid and inside wall of cooling water $[\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}]$
 $k_{og}a$ = overall capacity coefficient of mass transfer $[\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{hr} \cdot \Delta H]$
 m = P_t/D_o $[-]$
 N = number of tube rows of evaporative cooler $[-]$

P_t = pitch of cooling tube $[\text{m}]$
 ΔP = pressure drop in evaporative cooler $[\text{mm-H}_2\text{O}]$
 Pr_L = Prandtl number of process fluid $(=C_L\mu_L/\rho_L)$ $[-]$
 Re_g = Reynolds number of air flow $(=D_oG_m/\mu_W)$ $[-]$
 Re_L = Reynolds number of process fluid flow $(=D_iu_i\rho_L/\mu_L)$ $[-]$
 Re_W = Reynolds number of circulating water flow $(=4\Gamma/\mu_W)$
 u_i = velocity of process fluid flow $[\text{m}/\text{hr}]$
 Γ = flow rate of circulating water per unit length $[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{hr}]$
 λ_L = thermal conductivity of process fluid $[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}]$
 μ_L, μ_g, μ_W = viscosity of process fluid, air and circulating water respectively $[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{hr}]$
 ρ_L = density of process fluid $[\text{kg}/\text{m}^3]$

Literature cited

1) McAdams, W.H.: "Heat transmission", 3rd ed., McGraw

Hill Co. New York (1954)

一定壁温垂直円管内における非ニュートン流体層流熱伝達*

三石 信雄**・宮 武 修***

内 田 洋 文**

九州大学工学部**・九州大学生産科学研究所***

緒 言

一定壁温の円管内を層流で流れる非ニュートン流体への熱伝達に関する研究はこれまでに数多く発表された。

それらの内には、一定物性定数の仮定に基づいて Graetz-Nusselt の問題を非ニュートン流体の種々の模型流体に拡張した理論解析があり^{6,11,16)}、また粘稠度の温度依存性を考慮した非等温流に対する数値解もある^{2,3)}。

実験的研究としては、粘稠度変化の影響をニュートン流体の場合の Sieder および Tate¹⁴⁾ による経験的な係数を修正して用いたものが多い^{1,4,9)}。

密度変化の影響すなわち自然対流の影響についての考察は水平管について実験的になされ、ニュートン流体に対する式を修正した式が与えられた^{10,12)}。

非ニュートン流体に対して自然対流の影響についての理論的な研究はいまだ不十分である。

この研究においては、垂直円管内の指数法則非ニュートン流体熱伝達の問題を流体の粘稠度および密度の温度依存性を考慮して解析を行ない、指数 s 、粘稠度比 η_w/η_0 および $Gr_w/Re_w^{1/(2s-1)}$ をパラメータとして、Nusselt 数を Graetz 数の関数として示した。

さらに実測値を得て比較を行なった。

1. 理論的考察

非ニュートン流体模型として、擬塑性流体の非ニュ

トン挙動をかなりよく表示することができ、また理論的解析が比較的容易である次式の指数法則模型を用いる。

$$\tau_{rz} = -\eta \left| \frac{\partial v}{\partial r} \right|^{\frac{1}{s}-1} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right) \quad (1)$$

円管内において、流速 v は自然対流の影響により径方向に単調に減少するとはかぎらず、したがって等温流と同じような方式で右辺の絶対値記号をはずすことはできない。

この流体が円管内を垂直に上昇する場合、定常流において運動方程式は

$$-\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \eta \left| \frac{\partial v}{\partial r} \right|^{\frac{1}{s}-1} \left(\frac{\partial v}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g = 0 \quad (2)$$

垂直下降流の場合には g を $-g$ で置きかえればよい。

指数法則模型において、指数 s は一定とし、粘稠度 η および密度 ρ の温度依存式として次式を用いる。

$$\eta = \eta_0 \{1 + b(T - T_0)\} \quad (3)$$

$$\rho = \rho_0 \{1 - \beta(T - T_0)\} \quad (4)$$

短い伝熱管で高流量の場合、温度境界層は壁面近傍にかぎられ、その領域において速度分布は

$$v = \alpha(R - r) \quad (5)$$

ここで α は壁面における速度勾配である。

Eq.(5) をエネルギー方程式に代入すると次式の無次元温度が得られる⁵⁾。

$$\phi(\xi) = \frac{T_w - T}{T_w - T_0} = \frac{1}{\Gamma(4/3)} \int_0^{\left(\frac{\alpha R^3 C_p \rho}{9 k z}\right)^{1/3} (1-\xi)} e^{-\varphi^3} d\varphi \quad (6)$$

ここで ξ は無次元径方向座標であり

$$\xi = r/R \quad (7)$$

Eqs.(3) および (4) を Eq.(2) に代入し、 r に関して積分を行ない、 ξ および ϕ を導入すると

$$\left| \frac{\partial v}{\partial \xi} \right|^{\frac{1}{s}-1} \left(\frac{\partial v}{\partial \xi} \right) = \left\{ \frac{R^{s+1}}{\eta_w} \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_w}{\eta_0} \right) \phi(\xi) \right] \right\}^{\frac{1}{s}} \sigma(\xi) \quad (8)$$

* <Laminar Flow Heat Transfer to Non-Newtonian Fluids in Vertical Tubes with Constant Wall Temperature>
Received on December 2, 1968

第5回日本伝熱シンポジウム(福岡, 1968年5月17日) および化学工学協会第2回秋季大会(名古屋, 1968年10月14日)にて講演

** Nobuo Mitsuishi and Hirofumi Uchida (Dept. of Chem. Eng., Kyushu Univ., Fukuoka, Japan)

*** Osamu Miyatake (Research Institute of Industrial Science, Kyushu Univ., Fukuoka, Japan)

蒸発冷却器の研究——熱および物質移動係数におよぼす管束ピッチの影響と空気流の圧力損失——（水科篤郎・宮下 尚，化学工学，33，651～655（1969）） 前報では，水平管型の蒸発冷却器のいろいろな操作因子，装置因子の熱および物質移動に対する相関々係を実験的に調べた。

本報では装置因子である管群のピッチによる影響を実験的に調べ，ピッチを $m(=P_t/D_o)$ の形で表わし，物質移動の総括容量係数に関する実験式を提出した。また循環水と管壁間の伝熱係数についてはピッチによる影響はないことを確めた。つぎに空気流の管群内での圧力損失を求め，ピッチ，段数および冷却水量との相関式を得た。

一定壁温垂直円管内における非ニュートン流体層流熱伝達（三石信雄・宮武修・内田洋文，化学工学，33，655～661（1969）） 一定壁温垂直円管内に完全に発達した層流で流れる指数法則非ニュートン流体への熱伝達の解析を流体の粘度および密度の温度依存性を考慮して行なった。解析結果は Nusselt 数は Graetz 数の関数として図示した。実験はニュートン流体の他，carboxymethylcellulose および polyethyleneoxide の水溶液について行なった。理論と実測値の比較を行なったが両者の間に満足な一致をみた。

化学衝撃波管によるプロパン および n -ペンタンの高温熱分解反応（城塚 正，平田 彰，川崎勝敏，趙 木根，化学工学，33，662～668（1969）） 化学衝撃波管を用いて温度範囲 1000°～5000°K におけるプロパンおよび n -ペンタンの高温熱分解反応の研究を行なった。反応速度定数の既往文献値はプロパンに関しては 1300°K， n -ペンタンに関しては 1200°K までしか外挿できず，それ以上では Arrhenius の活性化エネルギーが高温になるに従い低下の傾向を示した。高温領域におけるプロパンおよび n -ペンタン熱分解反応速度定数は Arrhenius 式よりも単分子反応速度理論式で表わした方が適当であることが判った。

ガス系流動層における気泡会合時の気泡相と連続相のガス交換（桐柴良三，松野隆一，西谷圭一，林 秀男，今本恒彦，化学工学，33，668～674（1969）） 2 次元流動層中を 2 つの気泡が垂直にならんで上昇し会合する際のガス流線を探るため，会合時の気泡と連続相のガス交換機構を調べ，1 回の会合で cloud を流出入するガス量を計算した。一方空気で最低流動化状態にした 2 次元流動層に単一ノズルから連続して CO₂ ガスの気泡を吹込み，気泡相と連続相の濃度分布を各場所測定して会合のある場合のガス交換係数を求めた。この値は単一気泡上昇中の交換係数と会合時のそれとの和であるというモデルをたて，1 回の会合で cloud を流出入するガス量を求めた。その結果先の計算値とかなりよい一致をした。

気固系流動層接触反応装置におけるガス濃度分布（小林晴夫・荒井深・千葉忠俊・田中嘉治・松井光夫，33，675～679（1969）） 内径 20 cm の流動層管を用いてオゾン接触分解反応実験を行い，反応時における層内各点の半径方向，軸方向のオゾン濃度分布を測定し，分散板直上では上層部に比し反応が急激に起っていることを見出した。また，気泡の挙動に関する知見を用いて一般化二相モデルを適用し，層内の濃度分布の計算を行い，実測値と比較検討した。さらに気泡相および濃度相のガス濃度分布を分離算出した。

流動層内の気泡群の挙動（平木一郎，国井大蔵，化学工学，33，675～679（1969）） 実際の流動層における気泡群の挙動を知るための基礎として（1）単一ノズルから連続的に発生する気泡群，（2）多孔板の一つの孔から連続的に発生する気泡群の挙動を電気容量法検知端により測定した。多孔板の単一孔から発生した直後の気泡群の挙動は単一ノズルから発生した直後の気泡群の挙動にかなりよく似ていることが見出された。また流動層内の気泡上昇速度は従来発表されたデータをまとめて，ほぼ次式で整理できた。

$$u_b = u_0 - u_{mf} + 0.71(gd_b)^{1/2}$$

誘電繊維層フィルターの捕集効率の推定（牧野和孝・井伊谷綱一，化学工学，33，684～688（1969）） 誘電繊維層フィルターの単繊維捕集効率について定量的に検討した結果，次のような結論を得た。

1. 誘電繊維層フィルターの単繊維捕集効率の増加分 $\Delta\eta_{oe}$ を理論的にもとめた (Eq. (6)).
2. 誘電繊維層フィルターの単一繊維捕集効率の増加分 $\Delta\eta_{oe}$ を半実験的に与え，総合捕集効率の推定を可能にした (Eq. (12)).
3. 誘電繊維層フィルターは一般繊維層フィルターのささぎり支配領域における効率低下を十分補償しうる。また繊維層フィルターに比較して低い圧損で高い捕集効率を得ることを定量的に明らかにした。

カスケード・インパクトによる粒度測定上の問題点——円型ノズル間隔比 3 の場合——（井伊谷綱一，湯 晋一，牧野和孝，中野一彦，化学工学，33，689～695（1969））

新しい秤量方式のカスケード・インパクトによる粒度分布測定においては 1) 境界粒子径と部分分離効率曲線の決定，2) 単分散ユーロゾルの粒度測定，3) 単分散ユーロゾルで求めた部分分離効率曲線の多分散粉じんによる検定，4) 再飛散の定量的測定等について実用上の問題がある。

本報では同心型 6 段結合のカスケード・インパクトを試作し，これ等の問題について計算および実験による検討をおこなった。その結果一般工業用粉体の粒度測定においては境界粒子径として 50% 分離粒度を採用しても実用上問題ないこと，液相法では不可能な煙道中の粉じん粒度分布を直接測定しうること，再飛散を生じない各段の捕集重量の目安をえたこと，また単分散ユーロゾルの粒子径を測定することが可能であること等の結論がえられた。

NRTL 式の解釈について（平沼充安，化学工学，33，695～696（1969）） Renon および Prausnitz の提出した活量係数を表わす式，NRTL 式²⁾をつぎの仮定，1) 分子 i の最近接分子数（配位数） z_i ，2) Gibbs のエネルギーは最近接分子対のエネルギーの和で表わされる，で解釈しなした。その結果 α は秩序性のパラメータと考えるよりも，配位数に関するパラメータと考える方が適当である。一分子対がもつエネルギーの規定の仕方で Boltzmann 因子が決り，それにしたがって過剰自由エネルギーの式の形が変わる。

球の境界レイノルズ数におよぼす液の付着仕事の影響（末沢慶忠・松村昌信，化学工学，33，697～698（1969））

既報で述べた円管の中心部に置かれた球のまわりの流れでは直径の小さい球に境界層の剥離と流速の関係において特異な現象が認められた。この原因と考えられる液・球表面間の付着仕事は球の境界レイノルズ数におよぼす影響に関して得られた実験結果を報告した。まず，直径 12.70 mm の黄銅製の球の境界レイノルズ数が液の表面張力によって変化することを示し，つぎにこれが球材（黄銅，ステンレス鋼，ナイロン）によっても変化することを示して，この直径の球の境界レイノルズ数が液・球表面間の付着仕事によって変化することを明らかにした。

結霜時の熱移動過程における霜層表面温度の測定（山川紀夫・高橋信行・大谷茂盛，化学工学，33，699～701（1969）） 結霜現象は熱と物質の同時移動過程であり，この解析にあたっては霜層表面温度を正確に測定することは非常に重要である。ここでは比較的精度のある 2 つの方法を提案した。①霜層表面では温度変動がなくなることを利用して，気流中の温度分布および温度変動を熱電対により測定し表面温度を外挿より求めた。②実験的に求めた霜層表面での輻射率を用いて，赤外線輻射温度計により霜層表面温度を測定した。測定によると①および②の方法はかなりよい一致を示した。

導電繊維層フィルターの単一繊維捕集効率（牧野和孝・井伊谷綱一，化学工学，33，701～702（1969）） 導電繊維層フィルターの単一繊維捕集効率の増加分 $\Delta\eta_{oe}$ について実験的に検討した結果，次のような結論を得た。

1. 単一繊維捕集効率の増加分 $\Delta\eta_{oe}$ に対して次の実験式が成立し，これによって総合捕集効率の推定が可能である。

$$\Delta\eta_{oe} = 1.4 \times 10^{-6} \frac{V^2}{(1 - \epsilon)^{3/2} u^{1/2}}$$

2. 導電繊維層によって一般の繊維層フィルターのささぎり支配領域における効率低下を十分補償しうる事が明らかになった。

管形反応器の安定性に関する一考察（西村義行・松原正一，化学工学，33，703～705（1969）） 軸方向の拡散を考慮に入れた管形反応器の局所安定性についてはすでに解析的な手法を用いてその必要十分条件が明らかにされている。しかし安定条件の物理的意味は明らかにされていない。本論文は平衡状態に関する位相面を用いて図解的な手法により局所安定性について検討し，その物理的な意味を明らかにしたものである。なおこの方法を用いると入口温度の変化にもなる局所安定性の変化についての見通しがよくなる。