

熱 傳 達 促 進 技 術 (VI)

Techniques of Heat Transfer Enhancement

徐 正 閔*
Jeong Yun Seo

4. 亂流促進體의 性能評價

4.1 性能評價의 必要性和 概念

傳熱促進을 위해서는 傳熱面의 形狀을 바꾸거나 傳熱面上 또는 傳熱 流路內에 여러가지 形狀의 亂流 促進體나 twisted tape, 혹은 이와 유사한 抵抗體를 설치하므로써 熱傳達의 向上을 얻는다. 그러나 流動損失의 增大라는 否定的인 面도 同時에 생기므로 종합적인 性能을 고려할때 반드시 改善된다고 할 수는 없다.

즉, 熱交換器에서 亂流促進體를 設置한다고 해서 항상 性能向上이 이루어지는 것은 아니다. 따라서 各種 傳熱促進體의 得失을 비교하는 경우에는 傳熱·流動의 兩面을 고려하여 評價基準을 設定할 필요가 있다.

다만 일반적으로 傳熱面의 性能 評價라고 할때는 경우에 따라서는 (1) 傳熱性能만이 문제가 되거나 (2) pump 動力만이 중요하거나 (3) 혹은 車輛用 熱交換器와 같이 重量, 體積, 騒音 등이 制限條件이 되는 등 具體的인 사용목적에 따라 다양한 評價基準이 있을 수 있다.

특히 實用 機器에서는 經濟性 評價가 最優先하는 것이 보통이다.

傳熱促進에 의한 利得과 流動損失의 增加에 의한 否定的利得을 종합하여 評價하는 한 方

Table 4-1 Summary of Criteria Evaluations

		Criterion Number							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Fixed	Basic Geometry	×	×	×	×				
	Flow Rate	×						×	×
	Pressure Drop		×				×		×
	Pumping Power			×	×				
	Heat Duty				×	×	×	×	×
Objective	Increase Heat Transfer	×	×	×					
	Reduce Pumping Power				×				
	Reduce Exchanger Size					×	×	×	×

法으로서 流路에 流體를 送入하는데 필요한 pump 動力(혹은 送風機 動力)을 同一한 條件下에서 傳熱量과 비교하는 方法은 傳熱 流動性能의 綜合評價法으로서 가장 타당한 것으로 생각된다.

보통 熱交換器에 사용하는 傳熱面을 선택할 때, 한面(이를테면 平滑流路와 亂流促進體를 갖는 流路)을 임의의 拘束條件下에서 어떤 評價函數를 使用하여 比較할 必要가 있다.

예를 들면 Bergles & Taborek⁸⁹⁾에 의하면 拘束條件 및 評價函數는 Table 4-1과 같이 정리된다.

* 正會員, 仁荷大學校 機械工學科

이 評價法에 대해서는 後述할 것이며, 이와 같은 熱交換器의 熱的 性能에 입각한 評價法 외에도 經濟性 즉 cost performance에 중점을 둔 評價法이 있다.

따라서 현실적으로는 熱的 評價法과 經濟性 評價法의 兩者가 모두 檢討되어야 할 것이다.

4.2 熱的 性能評價

傳熱面의 熱的 性能 評價法에 관한 많은 提案中 代表的인 것을 記述하면 다음과 같다.

(1) Area Goodness Factor (η)

area goodness factor는 Colburn의 j 因子

$$j \equiv \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} = St \cdot Pr^{2/3}$$

와 Fanning의 摩擦係數 f 를 써서

$$\eta \equiv \frac{j}{f}$$

로 定義되며, 이것을 同一 Reynolds數에서 比較하는 方法도 많이 사용되고 있다. Reynolds의 analogy에 의하면 $\eta = 0.5$ 이며(즉 $j/(f/2) = 1$) 대부분의 傳熱面에서는 $\eta < 0.5$ 이다.

η 를 정리하면

$$\eta \equiv \frac{St \cdot Pr^{2/3}}{f} = \left(\frac{h}{\rho C_p u} \right) \cdot \left(\frac{4L}{D_h} \right) \cdot \left(\frac{\rho u^2/2}{\Delta P} \right) \cdot Pr^{2/3} = \left(\frac{h}{u \cdot \Delta P / (\rho u^2/2)} \right) \cdot \left(\frac{4L}{D_h} \right) \cdot \left(\frac{Pr^{2/3}}{\rho C_p} \right)$$

또 熱通過數 N_{tu} 를 사용하면

$$N_{tu} = \frac{U \cdot A}{C_p \cdot W} \equiv St \cdot \frac{A}{A_c} = St \cdot \frac{P \cdot L}{P \cdot r_h} = St \cdot \frac{L}{r_h}$$

여기서 U 는 熱貫流係數이며 이 경우에는 $U = h$ 로 생각해도 된다. A 와 A_c 는 각각 傳熱面積 및 流路面積이다.

$$\eta \equiv \left(\frac{N_{tu} \cdot r_h}{L} \right) \cdot \left(\frac{4L}{D_h} \right) \cdot \left(\frac{\rho u^2/2}{\Delta P} \right) \cdot Pr^{2/3} = \left(\frac{1}{A_c^2} \right) \cdot \left(\frac{N_{tu} W^2}{\Delta P} \right) \cdot \left(\frac{Pr^{2/3}}{2\rho} \right)$$

따라서 $\eta \propto A_c^{-2}$ 가 되며 η 는 L, D_h 에 대해서 獨立의임을 알 수 있다.

따라서 η 는 質量流量, 熱通過數, 壓力損失이 정해졌을때의 流路面積의 2乘에 逆比例하

므로 熱交換器의 크기를 표시한다고 생각된다.

(2) Volume Goodness Factor (h)_E

流路의 摩擦係數를 f , Reynolds數를 Re 라고 하면 pump動力은 $f \cdot Re^3$ 에 比例하며 傳熱量은 h 에 比例하므로 性能比較에는 線圖에서 縱軸에는 熱傳達係數 h 혹은 Nusselt數 Nu 의 基準面(대부분의 경우 平滑流路)에 대한 比를, 橫軸에는 $f \cdot Re^3$ 를 취하여 각 傳熱面에 대해서 圖示하면 된다.

後述하는 Table 4-3중 e 의 Volume Goodness Factor $[h]_E$ 를 比較하는 方法은 實質的으로 이것과 同一한 것이 된다.

즉 單位傳熱面積當 pump動力을 나타내는 E 에 대해서 單位面積當 傳熱量에 比例하는 h 를 比較하고 있기 때문이다.

單位面積當 pump動力 E 는

$$E = \frac{W \cdot \Delta P}{\rho A} = \left(\frac{\mu^3}{2\rho^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{D_h^3} \right) \cdot f \cdot Re^3$$

로 定義될때

h 는 單位面積當 熱交換性能을 나타내므로 $[h]_E$ 는 單位傳熱面積當 pump動力基準의 熱交換性能을 나타냄을 알 수 있다.

따라서 D_h 를 一定하게 할때 $[h]_E$ 는 流路面積의 크기를 표시하게 된다.

다음은 Compactness β 를

$$\beta \equiv \frac{\text{熱交換 流體 한쪽에서의 全傳熱面積}}{\text{熱交換器 全體積}}$$

로 定義하면

直線流路에서는

$$\beta = \frac{A}{V} = \frac{A}{L \cdot A_c} = \frac{4}{D_h}$$

가 되며 $[\beta h]_{\beta E}$ 를 βE 이 일정할 때의 h 라고 하면

$$[\beta h]_{\beta E} = \left(\frac{C_p \cdot \mu}{Pr^{2/3}} \right) \cdot \left(\frac{4}{D_h^2} \right) \cdot j \cdot Re$$

가 된다. βE 는 熱交換器 體積當 펌프動力을 뜻하며 $[\beta h]_{\beta E}$ 는 熱交換器 體積當 熱交換性能을 표시한다.

$[h]_E (= [h_{STD}])$ 에 의한 評價와 $[h \cdot \beta]_{\beta E} (= [h'_{STD}])$ 에 의한 評價의 差를 fin이 붙은 面⁹⁰⁾에 대해서 표시하면 Fig. 59, 60과 같다.

Table 4-2 Summary of the Criteria

Basic Geometry Fixed, Flow Rate Fixed-Increase Heat Transfer

$$R_1 = \left(\frac{h_a}{h_o} \right)_{D_i, L, N, w, T_{in}, \Delta T} = \frac{q_a}{q_o}$$

Basic Geometry Fixed, Pressure Drop Fixed-Increase Heat Transfer

$$R_2 = \left(\frac{h_a}{h_o} \right)_{D_i, L, N, \Delta p, T_{in}, \Delta T} = \frac{q_a}{q_o}$$

$$\Delta p = 4 f (L/D_i) \rho V^2 / 2 = \text{const}$$

$$f_a \text{Re}_a^2 = 0.046 \text{Re}_o^{1.8}$$

$$\text{Re}_o = (21.7 f_a \text{Re}_a^2)^{0.555}$$

Basic Geometry Fixed, Pumping Power Fixed-Increase Heat Transfer

$$R_3 = \left(\frac{h_a}{h_o} \right)_{D_i, L, N, P, T_{in}, \Delta T} = \frac{q_a}{q_o}$$

$$P = NV A_x 4 f (L/D) \rho V^2 / 2$$

$$A_{xa} f_a \text{Re}_a^3 = A_{xo} 0.046 \text{Re}_o^{2.8}$$

$$\text{Re}_o = \{ 21.7 (A_{xa}/A_{xo}) f_a \text{Re}_a^3 \}^{0.357}$$

$$R_2 < R_3 < R_1$$

Basic Geometry Fixed, Heat Duty Fixed-Reduce Pumping Power

$$R_4 = \left(\frac{P_a}{P_o} \right)_{D_i, L, N, q, T_{in}, \Delta T}$$

$$R_4 = \frac{f_a \text{Re}_a^3 A_{xa}}{f_o \text{Re}_o^3 A_{xo}}$$

Heat Duty Fixed, Pumping Power Fixed-Reduce Exchanger Size

$$R_5 = \left(\frac{A_a}{A_o} \right)_{q, P, D_i, T_{in}, \Delta T} = \frac{h_o}{h_a}$$

$$\frac{A_a}{A_o} = \frac{f_o \text{Re}_o^3 D_i}{f_a \text{Re}_a^3 D_{ea}} = \frac{h_o}{h_a} = \frac{0.023 \text{Re}_o^{0.8}}{\text{Nu}_a / \text{Pr}^{0.4}} = \frac{0.046 \text{Re}_o^{2.8} D_i}{f_a \text{Re}_a^3 D_{ea}}$$

$$\text{Re}_o = \left(\frac{0.5 f_a \text{Re}_a^3 D_{ea}}{D_i \text{Nu}_a / \text{Pr}^{0.4}} \right)^{0.5}$$

Heat Duty Fixed, Pressure Drop Fixed-Reduce Exchanger Size

$$R_6 = \left(\frac{A_a}{A_o} \right)_{q, \Delta p, D_i, T_{in}, \Delta T} = \frac{h_o}{h_a}$$

$$\frac{A_a}{A_o} = \frac{N_a b_a L_a}{N_o b_o L_o} = \frac{h_o}{h_a} ; \frac{L_a}{L_o} = \frac{h_o b_o N_o}{h_a b_a N_a} = \frac{0.023 \text{Re}_o^{0.8} b_o N_o}{b_a N_a \text{Nu}_a / \text{Pr}^{0.4}}$$

$$\frac{L_a}{L_o} = \frac{f_o \text{Re}_o^2}{f_a \text{Re}_a^2} = \frac{0.046 \text{Re}_o^{1.8}}{f_a \text{Re}_a^2}$$

$$\text{Re}_o = \frac{b_o N_o 0.5 f_a \text{Re}_a^2}{b_a N_a \text{Nu}_a / \text{Pr}^{0.4}}$$

Heat Duty Fixed, Flow Rate Fixed-Reduce Exchanger Size

$$R_7 = \left(\frac{A_a}{A_o} \right)_{q, w, D_i, T_{in}, \Delta T} = \frac{h_o}{h_a}$$

$$\text{Re}_o = \text{Re}_a \frac{N_a A_{xa}}{N_o A_{xo}}$$

$$R_7 < R_5 < R_6$$

Heat Duty Fixed, Flow Rate Fixed, Pressure Drop Fixed-Reduce Exchanger Size

$$R_8 = \left(\frac{A_a}{A_o} \right)_{q, w, \Delta p, D_i, T_{in}, \Delta T} = \frac{h_o}{h_a}$$

$$\text{Re}_o = \left(\frac{0.5 f_a \text{Re}_a^3 D_{ea}}{D_i \text{Nu}_a / \text{Pr}^{0.4}} \right)^{0.5}$$

NOMENCLATURE for Table 4-2.

- A : Surface area for heat transfer, m²
- A_x : Cross-sectional flow area of a tube, m²
- b : Wetted perimeter, m
- D : Diameter, m
- D_e : Tube hydraulic diameter, m
- D_i : Nominal diameter of tube, m
- e : Protrusion height, m
- f : Friction factor, based on nominal diameter
- h : Heat transfer coefficient, based on nominal area, W/m²°C
- L : Tube heated length, m
- N : Number of tubes in a shell-and-tube heat exchanger
- P : Pumping power, W
- Δp : Pressure drop, N/m²
- q : Rate of heat transfer, W/m²
- R : Performance ratio, defined according to Eq. 2, etc.
- R_{ext} : External thermal resistance, °C/W

- s : Protrusion spacing, m
- T : Temperature, °C
- ΔT : Average temperature difference for heat exchanger (usually log mean), °C
- U : Overall coefficient of heat transfer, W/m²°C
- V : Average velocity, m/s
- w : Fluid mass flow rate, kg/s
- μ : Dynamic viscosity, kg/s m
- ρ : Density, kg/m³

Dimensionless Groups

- j : Heat transfer factor = St Pr^{2/3}
- Nu : Nusselt number = h D_i/k
- Pr : Prandtl number = c μ/k
- Re : Reynolds number = ρ V D_i/μ
- St : Stanton number = Nu/Re Pr

Subscripts

- a : Augmentative data
- in : Condition at inlet of channel
- o : Non-augmentative data

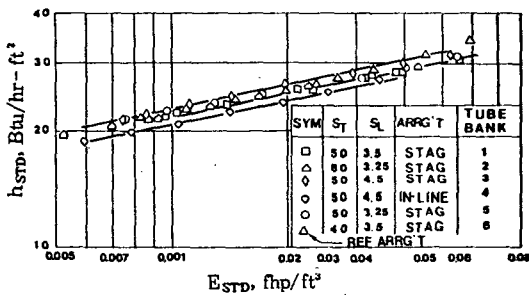


Fig. 59 Relative performance, area basis, h'_{STD} versus E'_{STD}

이것은 1 장의 傳熱面의 性能만이 아니라 熱交換器流路를 構成시킬때의 Compactness 까지 포함시켜 比較하는 경우이며 table 4-3 (f)의 方法이 된다.

(3) 基準 傳熱面과의 比較에 의한 方法

Bergles & Taborek⁸⁹⁾는 table 4-1 [熱傳達 促進技術 [II] 參照]에 표시된 基準을 근거로

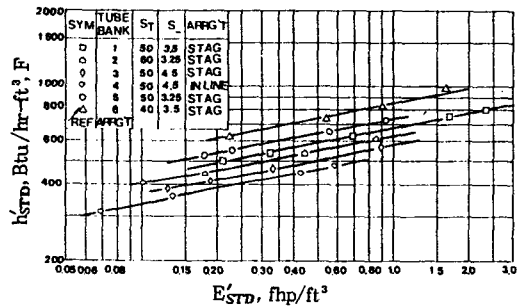


Fig. 60 Relative performance, volume basis, h'_{STD} versus E'_{STD}

8 가지 評價例를 考察하였으며 그 評價法을 示하면 다음과 같다.

이상의 評價法外에도 다수의 評價法이 報告되고 있으며 이것들은 Shah⁹¹⁾에 의해서 정리되는데, 各種 評價法中에서 가장 많이 사용되는 것을 발췌하여 표시하면 table 4-3과 같다.

Table 4-3 Summary of Methods Used For Comparison of Heat Exchanger Surface Performance⁹¹⁾

Reference	Comparison Methods/Plots	Comments
Direct Comparison of j and f		
a. Norris (8)	$\eta = j/(f/2)$ vs. Re	Ideal efficiency $\eta = 1$ is based on the Reynolds analogy in which f consists of skin friction only, and $Pr = 1$. For most surface $\eta < 100\%$.
b. London (9)	j/f vs. Re	This is the area goodness factor comparison method discussed in the text.
c. Bergwerk (10)	$1/j$, $(f/j)^{1/2}$ and $(f/j^3)^{1/2}$ vs. $(f/j)^{1/2}$ Re	The ordinates of these plots are proportional to the flow length, free flow area and heat transfer area respectively. The abscissa is proportional to N_{tu} , Δp^* and W. Area and volume goodness factor comparisons described in the text are more direct and simple.
Comparison of Heat Transfer as a Function of Fluid Pumping Power		
d. Colburn (11)	$(h/c_p)Pr^{2/3}$ vs. $\epsilon\rho^2$	As fluid properties and D_h are treated constant in this method, a plot of h_{std} vs. E_{std} would be a more direct approach.
e. London and Ferguson (12)	h_{std} vs. E_{std}	This is the volume goodness factor comparison method discussed in the text. The hydraulic diameter is kept constant for this comparison method.
f. Kays and London (13)	h_{std}^β vs. E_{std}^β	This method is similar to the preceding one, but for actual surfaces having different D_h , Refer to the text.
g. Jenssen (14)	h vs. $J = \frac{\Delta p / (\Delta t_a / \Delta t_{lm})}{\Delta p / N_{tu}} = \rho c_p E / h$	Jenssen comparison figure J is a measure of fluid pumping power per unit surface area to obtain the required heat transfer coefficient. The present author, however, believes that h vs. E has more clear physical meaning.
Miscellaneous Comparison Methods		
h. Hobson and Weber (18)	h vs. Re; h vs. G; hA vs. G; hA/V vs. G; Δp vs. G; $hA/\Delta p$ vs. G.	These plots provide the comparison of and pressure drop characteristics individually. They do not provide a direct comparison of heat transfer relative to the friction characteristics.

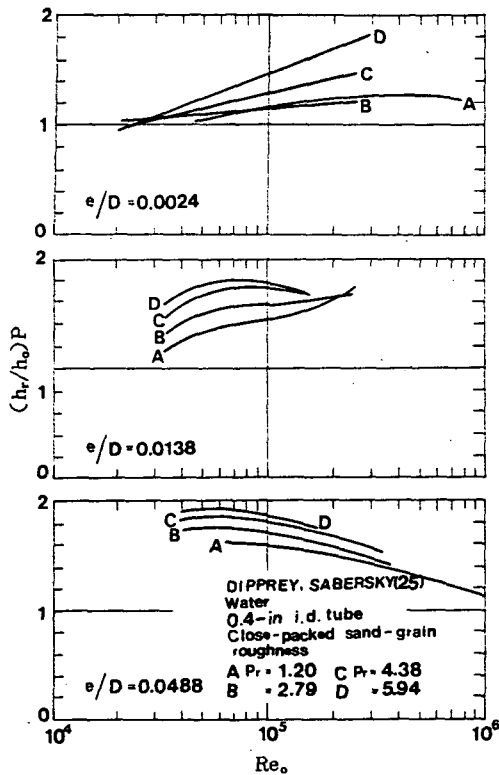


Fig.61 Performance of tubes with sand-grain roughness

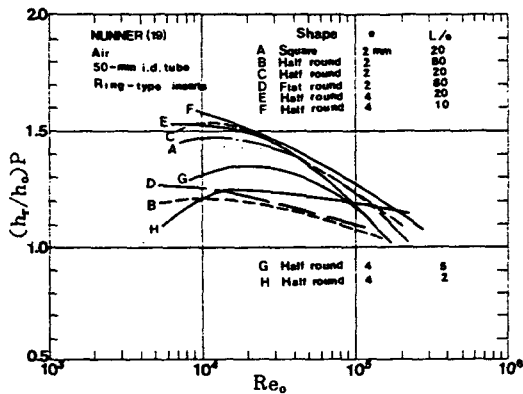


Fig.62 Performance of tubes with small ring-type inserts

Table 4-2 에 표시된 性能評價도 대부분은 上述한 Area Goodness Factor 혹은 Volume Goodness Factor 의 變形으로 볼 수 있다.

具體的으로 熱交換器를 罫두에 두고 이것에 적합한 傳熱面을 선택하는 경우의 條件에 대해서는 Bergles⁸⁹⁾를 參考하기 바란다.

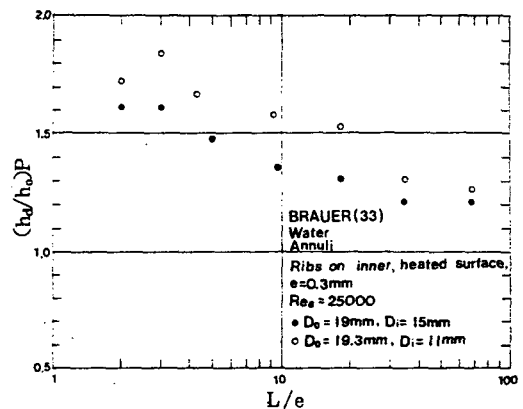


Fig.63 Influence of protrusion spacing on rough annulus performance

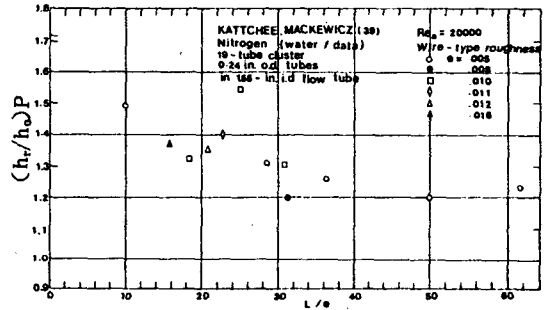


Fig.64 Influence of protrusion height and spacing on rod-bundle performance

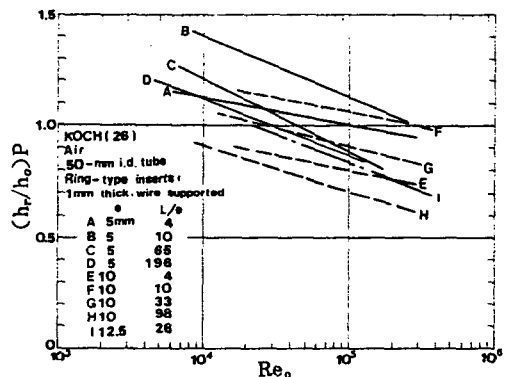


Fig.65 Performance of tubes with large ring-type inserts

(4) 性能評價例

다음은 Bergles⁹²⁾가 몇가지 promoter 에 대하여 실시한 性能評價例를 例示하기로 한다. 다만 여기서는 Table 4-2 의 R_3 를 評價函數로 사용하였다.

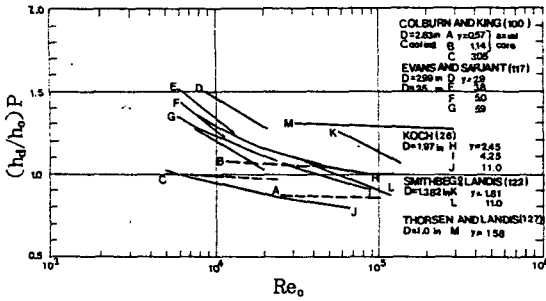


Fig. 66 Performance of twisted-tape vortex generators with air

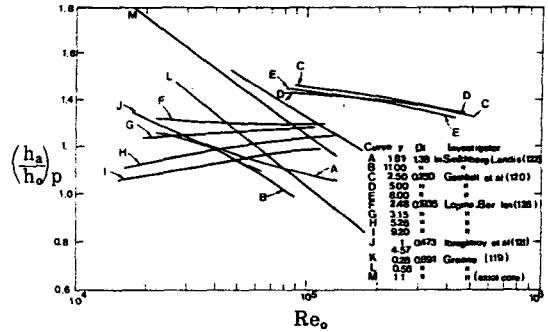


Fig. 67 Performance of twisted-tape vortex generators with single-phase water

먼저 표면거칠기형에 대해서는 Fig. 61, 62, 63, 64, 65 와 같다.

회류형에 대해서는 Fig. 66, 67 과 같다.

가속, 후류형에 대해서는 Fig. 68, 69 과 같다.

Table 4-4에서는 Webb & Eckert⁸³⁾가 사용한拘束條件과 評價函數를 표시하였다. 이들은 transverse repeated-rib type roughness의 解析 model을 사용하여亂流促進體의 性能評價를 하였으며 그 대표적인 結果를 例示하면 Fig. 70, 71, 72 와 같다.

여기서 $r = hs/B \cdot ho$ 이며, hs 는 平滑管內流의 熱傳達係數, B 는 管表面에 대한 管外表面的 比率, ho 는 管外表面 熱傳達係數이며, promoter는 管內面에 設置되어 있다.

Fig. 73은 Dalle Donne & Meyer⁸⁴⁾의 實驗 結果이며, pump 動力, 傳熱面積이 일정한 條件下에서 熱傳達의 增大(table 4-4의 K/K_s)를 알 수 있다.

이것에 의하면 空氣流에서는 $H/D = 0.006$.

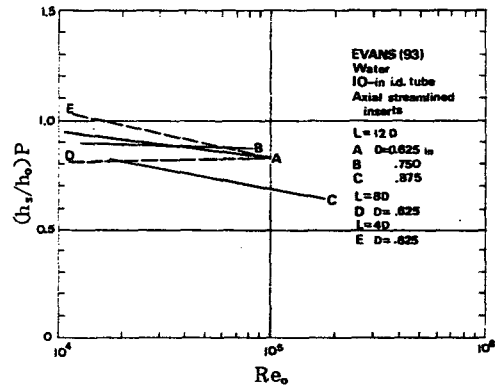


Fig. 68 Performance of streamlined turbulence promoters in tubes

$(p-b)/h = 6.3$ 정도에서 transverse repeated rib type roughness의 性能이 最高임을 알 수 있다.

또 회류에 대해서는 Fig. 66, 67에서 管內徑에 따라 性能이 크게 변하며 일반적으로 y 가 작을수록 性能은 向上된다.

Fig. 74에 의하면 表面거칠기형은 Re_D 의 增

Table 4-4 Relative performance for rough tubes with specified wall temperature

Case	Description	Constraints	Parameter of interest	Relative mass velocity (G^*)
A	Reduced surface area	$\frac{P}{P_s} = \frac{Q}{Q_s} = 1$	$\frac{A}{A_s} = \frac{(f/f_s)^{V/2}}{(St/St_s)^{3/2}}$	$G^* = \frac{(f/f_s)^{1/2}}{(St/St_s)^{1/2}}$
B	Increased heat transfer	$\frac{P}{P_s} = \frac{A}{A_s} = 1$	$\frac{K}{K_s} = \frac{St/St_s}{(f/f_s)^{2/3}}$	$G^* = (f/f_s)^{1/2}$
C	Reduced friction power	$\frac{Q}{Q_s} = \frac{A}{A_s} = 1$	$\frac{P}{P_s} = \frac{f/f_s}{(St/St_s)^3}$	$G^* = St/St_s$

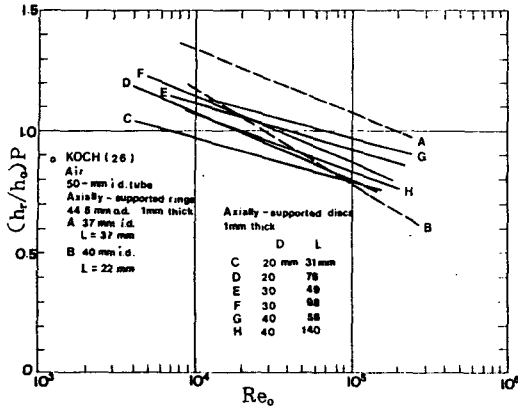


Fig. 69 Performance of tubes with ring and disc inserts

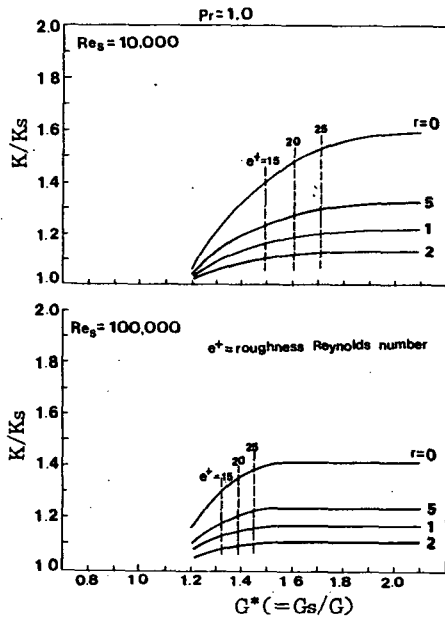


Fig. 70 K/K_s vs. G^* for $Pr=1$, with $P/P_s=A/A_s=1$.
Repeated-rib roughness ($p/e=10$)

大와 더불어 성능은 增大하지만 旋回流와 組合되면 더욱 성능은 向上하며 또 낮은 Re_D 에서는 平滑管 旋回流型の 性能이 一般적으로 높다는 것을 알 수 있다.⁸⁵⁾

Fig. 75는 管内流에 장치된 helical rib에서의 helix angle α 의 영향을 표시하며⁸⁶⁾ 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 helical angle 이 $\alpha=50^\circ$ 인 경우 모든 性能評價에서 最高

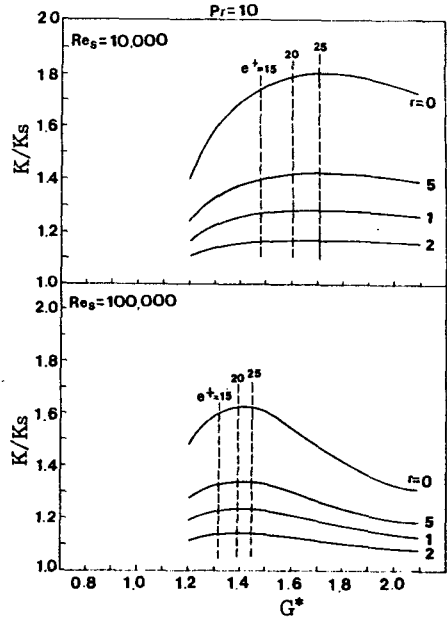


Fig. 71 K/K_s vs. G^* for $Pr=10$ with $P/P_s=A/A_s=1$.
Repeated-rib roughness ($p/e=10$)

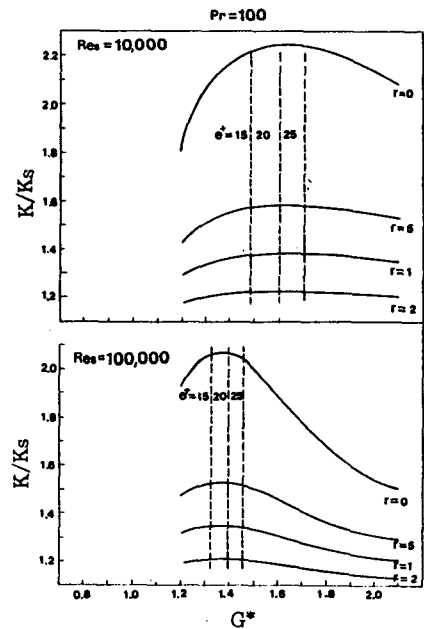


Fig. 72 K/K_s vs. G^* for $Pr=100$ with $P/P_s=A/A_s=1$.
Repeated-rib roughness ($p/e=10$)

로 나타나고 있다.

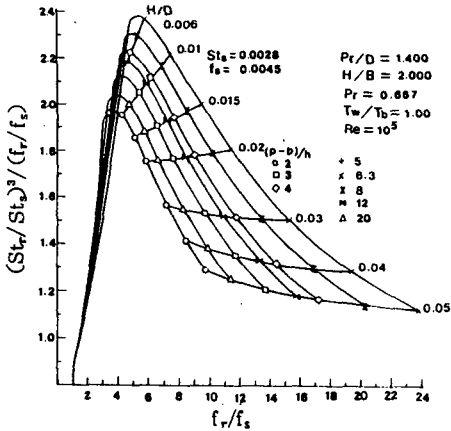


Fig. 73 Thermal performance of rod bundle

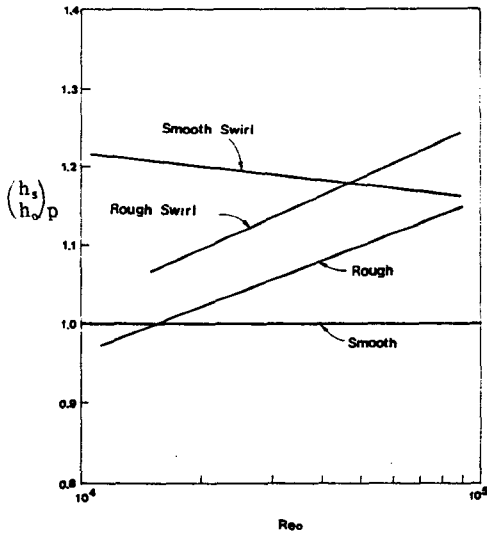
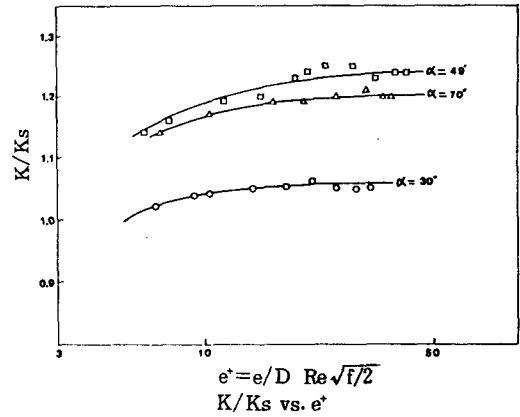


Fig. 74 Ratio of augmented and non-augmented heat-transfer coefficient at constant pumping power

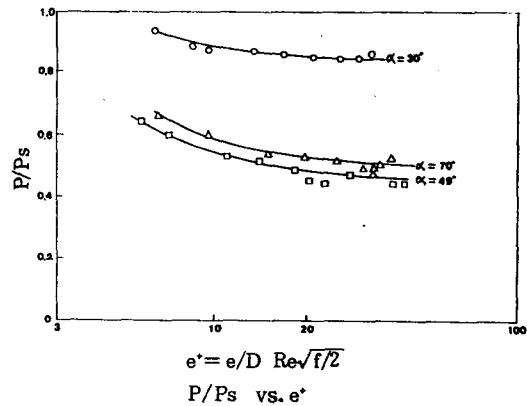
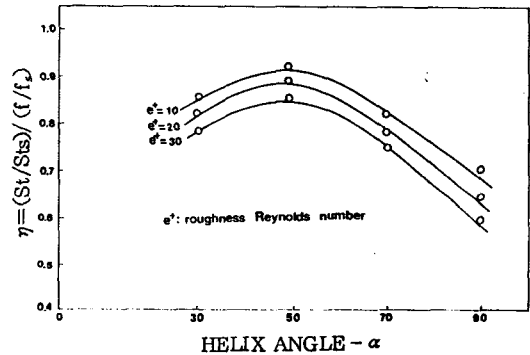


Fig. 75 Efficiency index vs. helix angle

4.3 經濟性評價

亂流促進體的設置는 Heat Duty와 流量이 一定한 狀態에서는 pump 動力 E의 低減을 가져올 때가 있다.

熱的인 見地에서는 亂流促進體의 設置로 熱交換系에 傳熱增進價値가 附加되는 것으로 判斷되는데 經濟的 觀點에서 볼때는 亂流促進體의 設置로 initial cost가 增大하기 때문에 pump 動力의 低減에 의한 operating cost의

減少에 있어 어느쪽이 相對的으로 優越한가의 判斷이 必要하다고 본다.

Evans & Churchill⁹⁷⁾의 報告에 의하면

$$\text{fixed cost/Btu} = C_F A^n / Q$$

$$\text{variable operating cost/Btu} = C_E \cdot E / Q$$

를 써서 經濟性을 考察하였다.

여기서

- A = 傳熱交換面積 [m]
- Q = 熱交換率 [Btu/hr]
- C_E = pump 動力當 cost [dollars/Btu]
- C_F = 減價償却, 維持費를 포함하는 fixed cost 係數 [dollars / ft - hr]
- E = pump 動力

이다.

따라서 total cost 는

$$\text{total variable cost/Btu} = \frac{C_F A^n}{Q} + \frac{C_E \cdot E}{Q}$$

가 된다.

다음에 fixed cost, operating cost 를 계산해보기로 한다.

$$Q = WC (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (1)$$

$$E = WP / \rho \dots\dots\dots (2)$$

$$Q = UA (T_s - T_f)_m \dots\dots\dots (3)$$

여기서

$$U = \frac{Q}{A(T_s - T_f)_m} = \frac{1}{(1/h) + (1/h')}$$

$$= \frac{Nu (K/D)}{1 + Nu/(h' D/K)} \dots\dots\dots (4)$$

$$A = N\pi DL \dots\dots\dots (5)$$

$$Nu = h D/K \dots\dots\dots (6)$$

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_f)_m} \dots\dots\dots (7)$$

$$h' = \frac{Q}{A(T_s - T_w)_m} \dots\dots\dots (8)$$

따라서

$$A = \left(\frac{Q}{(T_s - T_f)_m} \right) \left(\frac{D}{K} \right) \left(\frac{1}{Nu} + \frac{1}{h' D/K} \right)$$

$$AP = \frac{32 f L W^2}{\pi^2 \rho D^5 N^2 g_c} \dots\dots\dots (9)$$

$$Re = \frac{4W}{\mu \pi D N} \dots\dots\dots (10)$$

以上에서 式(3), (4)에서

$$\frac{A^n}{Q} = \frac{[D/K \cdot (T_s - T_f)_m]^n}{Q^{1-n}} \left(\frac{1}{Nu} + \frac{1}{h' D/K} \right)^n \dots\dots\dots (11)$$

또 式(2), (3), (9), (10)에서

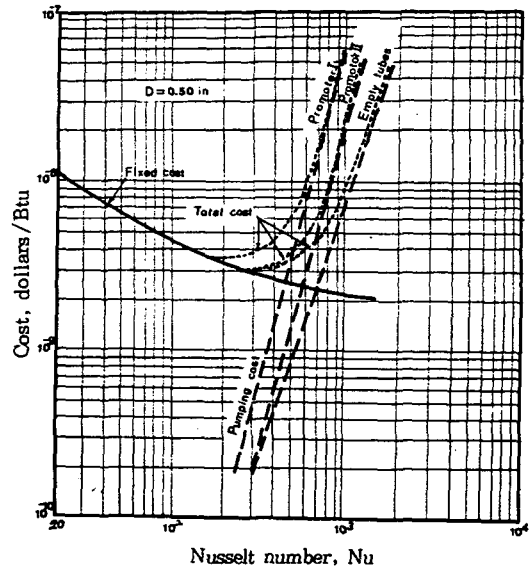


Fig. 76 Fixed cost, pumping cost and total cost per Btu for a sample heat exchanger using promoters.

$$\frac{E}{Q} = \frac{f Re^3}{2} \left(\frac{1}{Nu} + \frac{1}{h' D/K} \right)$$

$$\left(\frac{\mu^3}{g_c J K \rho^2 D^2 (T_s - T_f)_m} \right) \dots\dots\dots (12)$$

이 式에서 直徑 D의 管內에 亂流促進體를 設置할때의 良否는 이를테면 Q, W가 一定한 條件下에서 생각하면 Re, Nu가 定해지므로 total cost는 n, C_F, C_E가 定해지면 計算할 수 있다.

Evans & Churchill⁹⁷⁾의 計算結果는 Fig. 76과 같다.

여기서는 亂流體進體의 設置에 대한 經濟性을 論하는데 있으며 D를 parameter로 하여 最適直徑을 찾아내는 方法이 되기도 한다.

松下, 赤川⁹⁸⁾ 등은 다음 式의 값을 最大로 할때를 熱交換器의 最適設計로 보고있다.

$$\eta = \frac{y_Q - y_B}{y_{Qm}} = \eta_s - \eta_B$$

여기서 y_Q, y_B, y_{Qm}는 각각 交換熱量費(yen/hr), pump(또는 blower) 驅動力費(yen/hr), 交換可能 最大熱量費(yen/hr)이다.

이들의 解析에 의하면 Fig.77과 같은 系에 대해서 G/F, D, 溫度差가 一定하다고 할

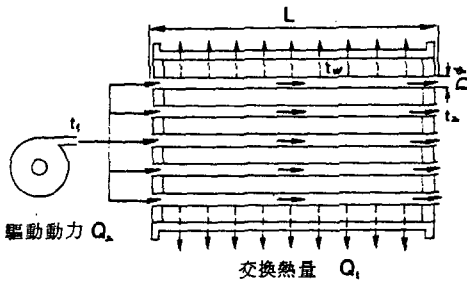


Fig. 77 管群의 model

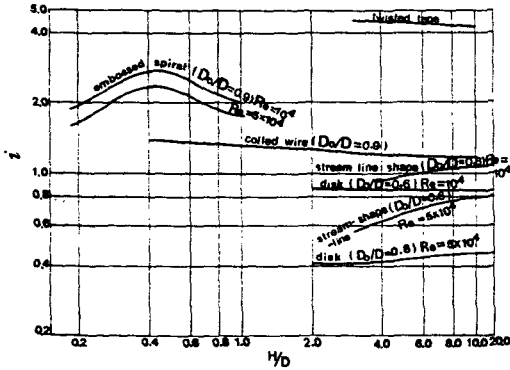


Fig. 78 i에 미치는 各種 H.T.P의 H/D의 영향

때 η 를 最大로 하는 L/D 가 存在하며 이점을 最適 設計點으로 하고 있다.

이系에 亂流促進體를 設置한 경우에도 η^+ 를 最大로 하는 $(L/D)^+$ 가 存在한다. 따라서 亂流促進體의 形狀에서 η^+ 를 最大로 하고, 또 $\Delta\eta$ (energy 經濟效果) = $\eta_{max}^+ - \eta_{max}$ 를 最大로 할때 가장 적합한 設計라고 생각할 수 있다.

그리고 η^+ , η 에 대한 考察에서

$$\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2} \epsilon_1^{2.5} > 1 \dots\dots\dots (13)$$

일때 $\eta_{max}^+ > \eta_{max}$ 가 된다고 하였다.

여기서

$$\epsilon_1 \equiv \frac{\alpha^+}{\alpha}, \quad \epsilon_2 \equiv \frac{f^+}{f}$$

이다.

文字의 右上方의 (+)기호는 Heat transfer promoter (H.T.P)를 設置한 경우를 나타낸다. 즉 H.T.P가 經濟的으로 有效하게 作用하고 있을때는 式(13)이 成立하면 된다.

따라서 H.T.P의 有效性 判定因子 i 를

$$i \equiv \frac{\epsilon_1}{\epsilon_2} \epsilon_1^{2.5} \dots\dots\dots (14)$$

로 놓으면 i 보다 크나 작으나에 따라 H.T.P의 有效性를 判定할 수 있다. 또 i 가 클수록 $(\eta_{max}^+ - \eta_{max})$ 가 增大하므로 H.T.P는 보다 有效하게 作用하고 있다고 할 수 있다. H.T.P가 없을때는 $\epsilon_1/\epsilon_2 = 1$, $\epsilon_1 = 1$ 이므로 $i = 1$ 이 된다.

Fig. 78에는 5種의 H.T.P에 대해서 H/D (=H.T.P의 Pitch/管內徑)에 대한 i 의 曲線을 일괄하여 표시하였다.

twisted tape, coiled wire, embossed spiral은 양호한 H.T.P이며 이 중에서 twisted tape가 energy 經濟上 가장 우수한 傳熱面特性을 갖는다는 것을 알 수 있다. stream line shape의 i 는 Reynolds 數가 낮은 값에서 1보다 커지는 경우도 있지만 twisted tape 혹은 embossed spiral의 i 와 比較하면 매우 작다.

(다음號에 계속)

參 考 文 獻

89. A.E. Bergles et al, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., 2 (1974), pp.239-243.
90. J.W. Ackerman and A.R. Brunsvold, J. Heat Transfer, 92 (1970), pp.215-220.
91. R.K. Shah, Proc. 6th Int. J. Heat Mass Transfer, 4 (1978), pp.193-199.
92. A.E. Bergles, Progr. in Heat and Mass Transfer, 1 (1969), pp.331-424.
93. R.L. Webb & E.R.G. Eckert, Int. J. Heat Mass Transfer, 15 (1972), pp.1647-1658.
94. M. Dalle Donne & L. Meyers, Int. J. Heat Mass Transfer, 20 (1977), pp.583-620.

95. A.E. Bergles et al, J. Heat Transfer, 91 (1969. 8), pp.443-445.
96. D.L. Gee & R.L. Webb, Int. J. Heat Mass Transfer, 23 (1980), pp.1127-1136.
97. L.B. Evans & S.W. Churchill, Chem. Eng Progr. 58 (1962. 10), pp.55-61.
98. 松下, 赤川, 日本船用機関學會誌, 5 (1970. 11), pp. 836~850.