

内部에 三角形 핀이 附着된 回轉型
히이트파이프의 傳熱特性

Heat Transfer Characteristics for Internally Triangular finned
Rotating Heat Pipes

權 純 錫* 全 哲 昊** 張 灵 錫*** 徐 海 成****
Sun-sok Kwon Chul-ho Jun Yeong-Suk Jang Hae-Sung Seo

ABSTRACT

Heat transfer rate and heat flux from the condenser with internally triangular fins rotating heat pipe has been numerically studied by finite element method.

The results of numerical and P.J. Martos' experimental showed good agreement and it was able to predict to the performance of a rotating heat pipe.

By increasing fin half angle or fin height, heat transfer rate from condenser was increased slightly but heat flux was decreased.

By increasing condenser radius or r.p.m. of rotating heat pipe, heat transfer rate and heat flux was increased rapidly.

Heat transfer rate was rapidly increased with increasing fin numbers in case of few fin numbers but slowly increased at many fin numbers.

So the optimum fin numbers were a half of maximum fin numbers which was able to install in the condenser of a rotating heat pipe.

NOMENCLATURE

a_1 : unknown constant
 b_1 : unknown constant
 h : heat transfer coefficient [KW/m² °K]
 h_{fg} : latent heat of vaporization [Kcal/Kg]

K : thermal conductivity [KW/m²K]
 k_f : thermal conductivity of working fluid [KW/m²K]
 M : mass flow rate of condensate [Kg/hr]
 N_f : number of fins
 H_f : fin height [mm]
 Q : heat transfer rate [KW]
 q : heat flux [KW/m²]
 r : average radius of condenser wall [mm]
 R_b : radius of base condenser [mm]

* 정회원 : 東亞大學校 機械工學科

** 東亞大學校 工科大學 機械工學科

*** 정회원 : 慶南專門大學機械設計學科

**** 정회원 : 東亞大學校 大學院

- T_{sat} : saturation temperature [$^{\circ}$ K]
- T_w : temperature of condenser wall [$^{\circ}$ K]
- T_{∞} : ambient temperature [$^{\circ}$ K]
- x : coordinate along the condenser length [mm]
- y : coordinate perpendicular to fin surface [mm]
- z : coordinate along fin surface [mm]
- Greek
- α : fin half angle [$^{\circ}$]
- δ : condensate film thickness of fin [mm]
- δ_o : condensate film thickness of groove [mm]
- ϵ : local groove width [mm]
- ρ : density of working fluid [Kg/m^3]
- ω : angular velocity [rad/s]
- ϕ : cone half angle [$^{\circ}$]
- μ_f : viscosity of working fluid [$\text{Kg/m}\cdot\text{hr}$]

1. 序 論

回轉型 히이트파이프는 回轉하는 密閉容器내에서 다량의 熱을 전달하는 傳熱機構로 圓筒型蒸發部, 圓錐型凝縮部, 作動流體 등 3 개의 주요부분으로 구성되어 있다.

回轉型 히이트파이프가 臨界速度 이상으로 回轉하면 蒸發部內的 作動流體는 環狀型을 형성하며 여기에 열이 가해지면 蒸發하게 된다. 蒸發된 蒸氣는 壓力差에 의하여 凝縮部로 이동하여 凝縮部の 外部冷却에 의하여 蒸發潛熱이 發散하며 凝縮된다. 凝縮된 凝縮液은 回轉에 의한 遠心力으로 凝縮部の 벽으로 부터 蒸發部로 되돌아 오며 이 사이클이 반복되어 계속적으로 傳熱이 가능해진다.¹⁾

毛細管型 히이트파이프는 凝縮部에서 蒸發部로 凝縮液의 移動은 畧의 毛細管力에 의존하므로 作動限界가 발생하지만 回轉型 히이트파이프는 毛細管力에 의한 限界가 없으며 열사이클과는 달리

重力에 의존하지 않으므로 어떤 방향으로도 사용할 수가 있다.

回轉型 히이트파이프의 첫 연구는 1969년 Ballback²⁾에 의하여 理論 및 實驗으로 回轉型 히이트파이프의 作動限界로 音速限界, 沸騰限界, entrainment 限界, 凝縮限界 등이 존재하며 이들에 관한 式을 만들었으며 Tantrakul³⁾은 이들의 作動限界에 대한 연구에 의하여 凝縮限界가 가장 낮다는 것을 밝혔다. S.H.Chan과 Z.Kanai⁴⁾는 回轉型 히이트파이프와 毛細管型 히이트파이프의 性能을 解析적으로 비교 연구하였으며 T.C.Daniel과 N.S.Al-Baharnah⁵⁾는 回轉型 히이트파이프내에 不凝縮가스가 존재할 때 凝縮部の 壁溫度를 解析적으로 규명하였다. P.J.Marto⁶⁾는 1973년 凝縮部內的 凝縮液 流動速度와 質量流動率을 Runge-Kutta法에 의하여 數値解析을 하였으며, 또한 1979년 回轉型 히이트파이프내에 핀을 附着한 경우와 附着하지 않은 경우를 實驗적으로 비교연구하였다.⁷⁾

回轉型 히이트파이프의 凝縮限界를 높이기 위해서는 凝縮部の 圓錐角을 증가시켜 凝縮液의 流動을 증가시키는 방법과 凝縮部の 熱傳達係數를 높이기 위하여 滴狀凝縮이 되도록 하는 방법 등이 있으나 이러한 방법은 回轉型 히이트파이프의 形狀制限, 加工技術 등 여러가지 어려움이 따른다.

따라서 本 論文에서는 凝縮部内部에 핀을 附着시켜 凝縮部の 内壁面積과 熱傳達係數를 증가시키고 有效凝縮液膜의 두께를 감소시켜 回轉型 히이트파이프의 凝縮限界를 증가시키기 위하여 回轉型 히이트파이프 内部에 三角形 핀을 附着하여 핀의 形狀, 回轉型 히이트파이프의 形狀, 作動條件 등을 변화시켰을 때 傳熱特性을 有限要素法에 의한 數値解析으로 규명하였다.

2. 理論 및 數値解析

Fig.1과 같이 水平으로 놓여있는 回轉型 히

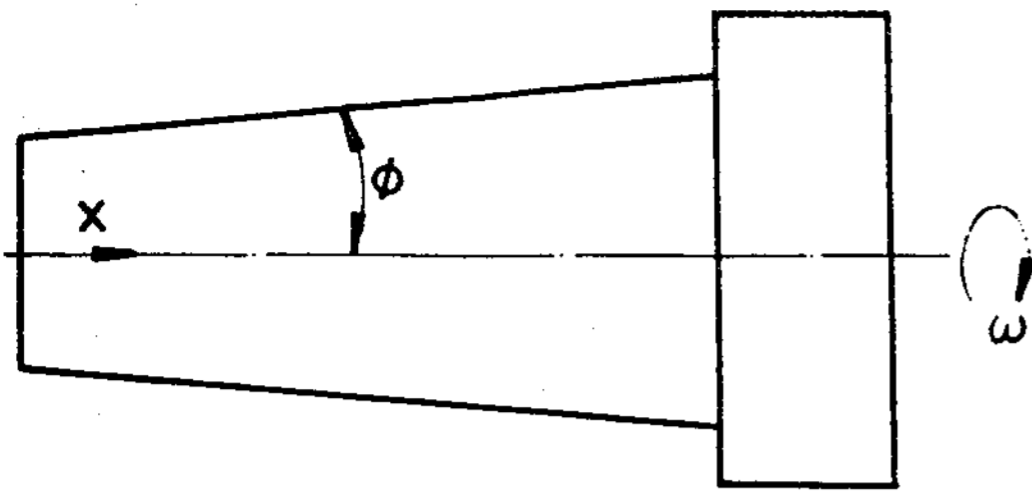


Fig. 1 Rotating heat pipe

이트파이프의 圓錐半角이 ϕ , 回轉角速度가 ω 일때 凝縮部에서 傳熱現象을 규명하기 위하여 Nusselt의 膜凝縮 解析을 도입하고 凝縮部에서 다음과 같은 가정을 두었다.

- 1) 定常狀態
- 2) 膜凝縮
- 3) 凝縮部내에서 모든 凝縮液 流動은 1次元 層流流動
- 4) 凝縮部내에서 Momentum balance 유지
- 5) 凝縮液膜을 통한 傳熱은 1次元 熱傳導
- 6) 氣-液界面에서의 전단응력은 무시
- 7) 過冷에 의한 凝縮은 무시

2-1. 凝縮部에서의 質量流動

Fig. 2와 같이 回轉型 히이트파이프의 軸方向을 x 軸, 핀의 傾斜面方向을 z 軸, 핀의 傾斜面에 垂直方向을 y 軸으로 하고 핀의 頂點에서 z 거리에 미소부분 dz 를 고려하면 dz 부분의 凝縮液 運動量 方程式은

$$\rho(w \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial y}) = Fz - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu_f (\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}) \dots (1)$$

式(1)에서 z 方向 凝縮液의 流動이 加速이 없고 重力項 Fz 는 遠心力에 비하여 작아서 무시하며, 또한 $dp/dz = (dp/dr)(dr/dz) = \rho r \omega^2 \cos \phi \cos \alpha$ 가 되므로

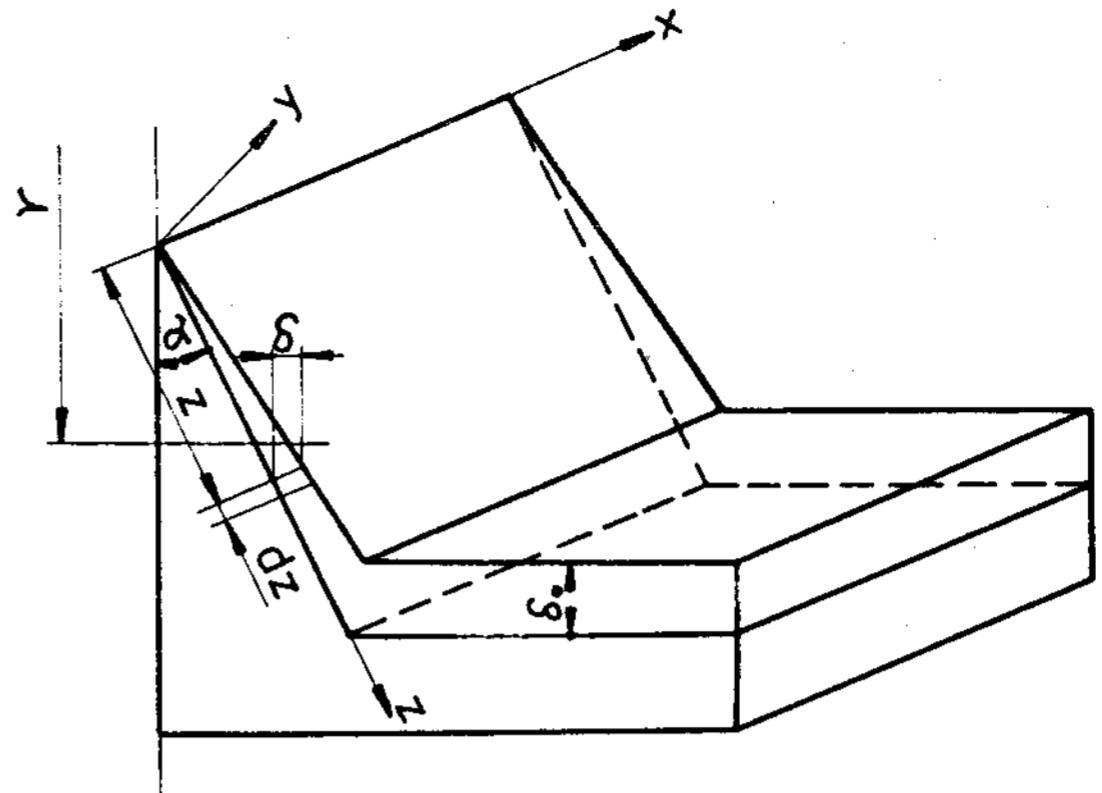


Fig. 2 Internally finned condenser geometry

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -\frac{1}{\mu_f} \rho r \omega^2 \cos \phi \cos \alpha \dots (2)$$

여기서 r 은 임의의 x 幅에서 핀 頂點과 핀 底面의 中間半徑으로 $r = R_b + x \sin \phi$ 이다. 式(2)를 積分하고 境界條件으로, $w(0) = 0$,

$$\frac{\partial w}{\partial y} \Big|_{y=\delta} = 0 \text{ 를 대입하면}$$

$$w(y) = \frac{1}{\mu_f} (\rho r \omega^2 \cos \phi \cos \alpha) (\delta y - \frac{y^2}{2}) \dots (3)$$

따라서 핀 傾斜面을 따라 流動하는 質量流量 $M_{(z)}$ 는

$$M_{(z)} = \int_0^{\delta(z)} \rho w(y) dy = \frac{\rho^2 r \omega^2 \delta^3}{3 \mu_f} \cos \alpha \cos \phi \dots (4)$$

핀 부분에서 凝縮된 凝縮液은 모두 groove 내에서 x 方向으로 流動하므로

$$u(y) = \frac{1}{\mu_f} \rho r \omega^2 \sin \phi (\delta_0^2 y - \frac{y^2}{2}) \dots (5)$$

여기서 δ_0 는 임의의 x 지점에서 groove 凝縮液膜 두께이다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 groove의 凝縮液 斷面積은 $\epsilon \delta_0(x) + \delta_0^2 \tan \alpha$ 로 되므로 x 지점의 전체 質量流量은

$$M_{tot}(x) = \frac{\rho^2 \delta_0^2(x) r \omega^2 \sin \phi}{3 \mu_f} (\epsilon \delta_0(x) + \delta_0^2 \tan \alpha)$$

$$+ \delta_0^2 \tan \alpha) \dots\dots\dots (6)$$

로 된다.

2-2. 傳熱解析

Fig.3 과 같은 形狀의 軸方向으로 附着된 핀과 凝縮液에 의한 傳熱問題에서 핀 内部의 傳熱은 2次元으로 가정하고 凝縮液을 통한 傳熱은 1次元, 핀 頂點은 凝縮液이 없는 蒸氣部에 노출되어 있다고 가정하면 T_{sat} 와 같으며 핀 頂點에서 groove 부분까지의 핀 表面溫度는 拋物線形 分布라고 가정하며 凝縮液 두께에 대한 凝縮液 溫度는 線型的으로 변화한다고 가정한다.

또한 AB부분과 CD부분에서 傳熱은 없으며, AED부분의 傳熱現象은 $-K \frac{\partial T}{\partial n} = h_1(T - T_{sat})$, BC부분의 傳熱現象은 $-K \frac{\partial T}{\partial n} = h_2(T - T_\infty)$ 이며 핀 頂點에서는 $Z=0$ 에서 $T = T_{sat}$ 이며 핀 頂點에서 Z 位置의 溫度는

$$T_w(z) = a_1 Z^2 + b_1 Z + T_{sat} \dots\dots\dots (7)$$

또는

$$T_{sat} - T_w(z) = -a_1 Z^2 - b_1 Z \dots\dots\dots (8)$$

여기서 a_1, b_1 은 未知의 常數이다. 또한 Fig.2 에서 핀의 미소부분 dz 에서 凝縮液 增加量은 式(4)를 Z 로 미분하면

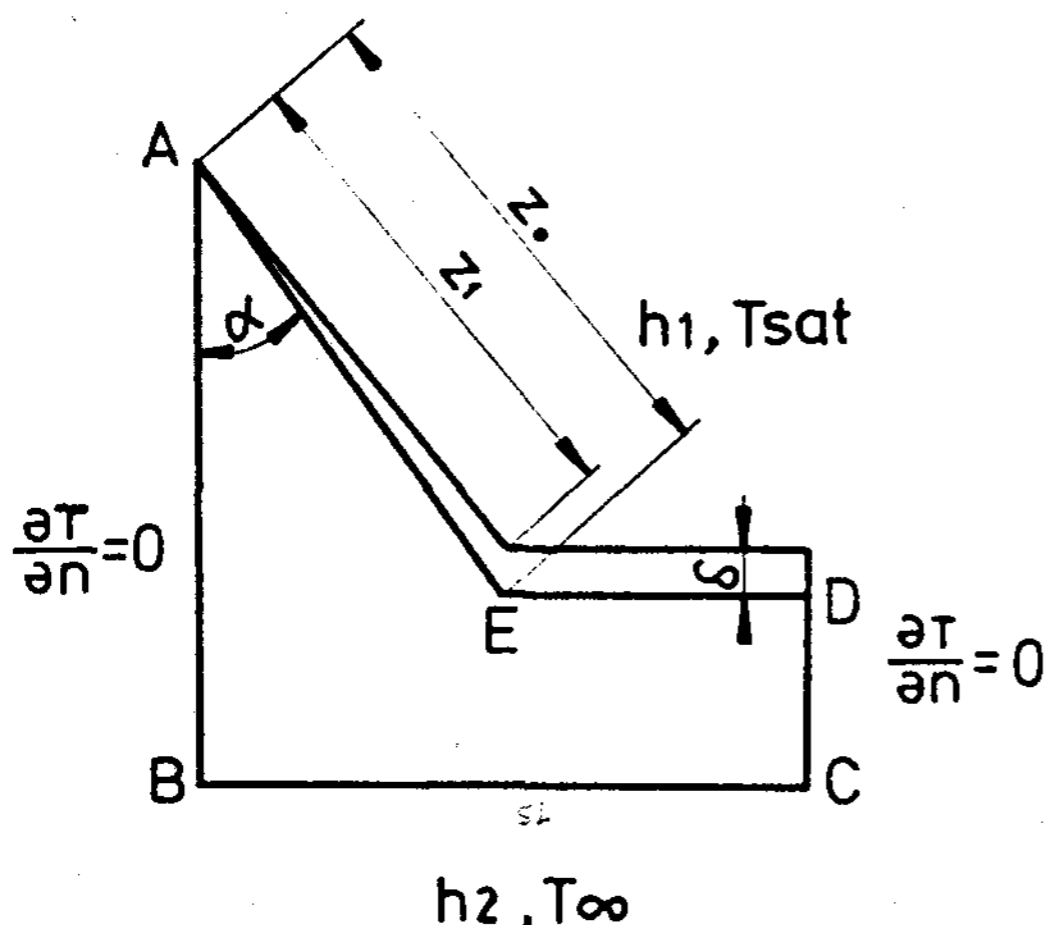


Fig.3 Boundary condition

$$dM(z) = \frac{\rho^2 \delta^2 d\delta}{\mu_f} (r \omega^2 \cos \alpha \cos \phi) \dots\dots\dots (9)$$

핀의 미소부분 dZ 에서 傳熱量은 凝縮液의 增加量과 液體의 蒸發潛熱의 곱과 같으므로

$$dQ_{fin}(z) = dM(z) \cdot h_{fg}$$

$$K_f = \frac{T_s - T_w(z)}{\delta(z)} dz =$$

$$\frac{\rho^2 \delta^2 d\delta r \omega^2 \cos \alpha \cos \phi}{\mu_f} h_{fg} \dots\dots (10)$$

式(10)에 式(8)을 대입하여 정리한 뒤에 적분하면

$$\delta(z) = \left[\frac{4 K_f \mu_f (-a_1 \frac{z^3}{3} - b_1 \frac{z^2}{2})}{\rho^2 r \omega^2 \cos \alpha \cos \phi h_{fg}} \right]^{\frac{1}{4}} \dots (11)$$

핀 부분의 凝縮液 두께는 얇으므로 局所熱傳達係數는

$$h(z) = \frac{K_f}{\delta(z)} = \left[\frac{K_f^3 \rho^2 r \omega^2 \cos \alpha \cos \phi h_{fg}}{4 \mu_f (-a_1 \frac{z^3}{3} - b_1 \frac{z^2}{2})} \right]^{\frac{1}{4}} \dots (12)$$

이는 $Z=0$ 에서 $Z=Z_1$ 까지 적용할 수 있다. 한편 groove 부분의 局所熱傳達係數는

$$h(x) = \frac{K_f}{\delta_0(x)} \dots\dots\dots (13)$$

로 되며 $Z=Z_1$ 에서 $Z=Z_0$ 까지 局所熱傳達係數 $h(z)$ 는 $Z=Z_1$ 에서 $Z=Z_0$ 까지 凝縮液 두께가 線型的으로 增加하므로 熱傳達係數는 線型的으로 減少한다.

2-3. 數值解析

Fig.3 에서 熱源이 없는 경우 定常狀態의 熱傳導偏微分方程式은

$$\frac{\partial}{\partial y} (K_y \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (K_z \frac{\partial T}{\partial z}) = 0 \dots\dots (14)$$

固定境界條件 S_i 上에서는

$$T = T(y, z) \dots\dots\dots (15)$$

自然境界條件 S_h 上에서는

$$K_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + K_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z + h(T - T_\infty) + q = 0 \dots\dots\dots (16)$$

여기서 n_y, n_z 는 方向余弦이다. 式(14),(15), (16)을 變分法에 의해 汎函數로 표시하면 8)

$$\chi = \iint_{s_i} \left[\frac{1}{2} K \left\{ \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right\} \right] dy dz + \int_{s_h} \left[qT + \frac{1}{2} h (T - T_\infty)^2 \right] ds \dots (17)$$

解析領域내의 임의의 한 要素 e의 溫度는

$$T^{(e)} = [N^{(e)}] \{T\} \dots\dots\dots (18)$$

로 표시되어진다. 式(17)을 最小化하기 위해서는

$$\frac{\partial \chi}{\partial \{T\}} = \frac{\partial}{\partial \{T\}} \sum_{e=1}^E \chi^{(e)} = \sum_{e=1}^E \frac{\partial \chi^{(e)}}{\partial \{T\}} = 0 \quad (19)$$

가 되어야 하므로 式(19)에 式(17)을 대입하여 정리하면

$$\frac{\partial \chi}{\partial \{T\}} = \sum_{e=1}^E [H_T^{(e)}] \{T\} - \{F^{(e)}\} = 0 \dots (20)$$

여기서 $[H_T]$ 는 系全體 溫度剛性 매트릭스, $\{F\}$ 는 境界에서 傳熱에 관한 매트릭스이다. 따라서 式(20)에서 各 節點에 대한 溫度分布를 구할 수 있다.

Fig.4는 回轉型 히이트파이프의 傳熱計算에 대한 flow chart를 나타내고 있다.

전체 凝縮部를 軸方向으로 100等分시켜 各 等分된 한 부분에 대한 傳熱量을 구하여 전체를 累積시키면 凝縮部 전체의 傳熱量을 구하기 위하여 먼저 주어진 初期溫度로 未知常數 a_1 과 b_1 을 Lagrange interpolation⁹⁾에 의하여 구하고 구해진 핀 壁溫도와 T_{sat} 의 平均溫度로 作動液體의 物性值를 구한다. 첫 부분의 groove부분의 凝縮液 두께는 Sparrow¹⁰⁾가 제시한 theory of rotating condensation에 의해 初期值로서 설정한다. 핀 부분의 凝縮液 두께는 式(11)에서 계산되어진다. 따라서 式(12)와 式(13)에서 핀 부분과 groove

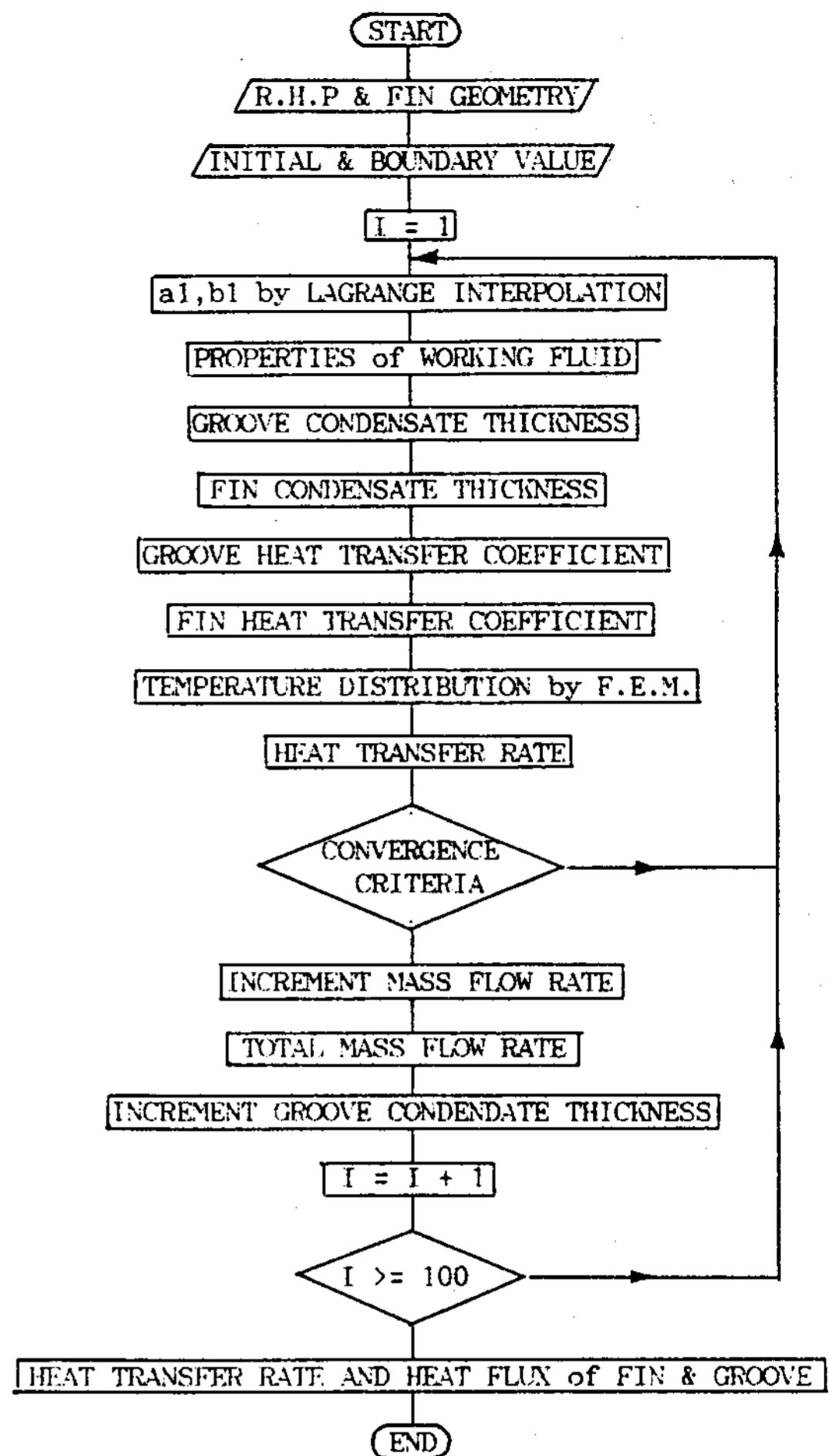


Fig.4 Flow chart

부분의 熱傳達係數를 구할 수 있다. 계산되어진 熱傳達係數와 핀의 初期設定溫度로 有限要素法에 의해 解析領域 전체의 節點溫度와 傳熱量을 계산한다. 계산되어진 節點溫度를 다시 式(18)에 대입하여 a_1 과 b_1 을 새로 구하고 구하여진 새로운 값으로 위의 과정을 다시 하여 앞에서 계산되어진 傳熱量과 비교한다. 즉

$$\left| \frac{Q_j - Q_{j-1}}{Q_j} \right| < 0.001 \dots\dots\dots (21)$$

이 되면 Q_j 는 Q_i 로 대치된다. 만약 수렴되지 않으면 새로히 계산되어진 節點 溫度가 핀 벽

의 熱傳達係數를 설정하고 이에 의해 Q_i 를 구하여 式 (21)이 성립되기까지 반복적으로 계산한다. 증가되는 質量流動率은

$$\Delta M = 2 \frac{Q_i}{h_{fg}} \Delta x \dots\dots\dots (22)$$

에 의해 구해지며 이 값은 이전에 계산되어진 質量流動率에 점차 더해간다. 증가된 groove부분의 凝縮液 두께는 Newton-Raphson방법¹¹⁾에 의해 계산한다. 이렇게 증가되는 凝縮液 두께는 凝縮部 전체길이가 될때까지 계산한다. 따라서 전체 열전달량은

$$Q_{tot} = 2 N_f \sum_{i=1}^{100} Q_i \Delta x \dots\dots\dots (23)$$

에서 구해진다.

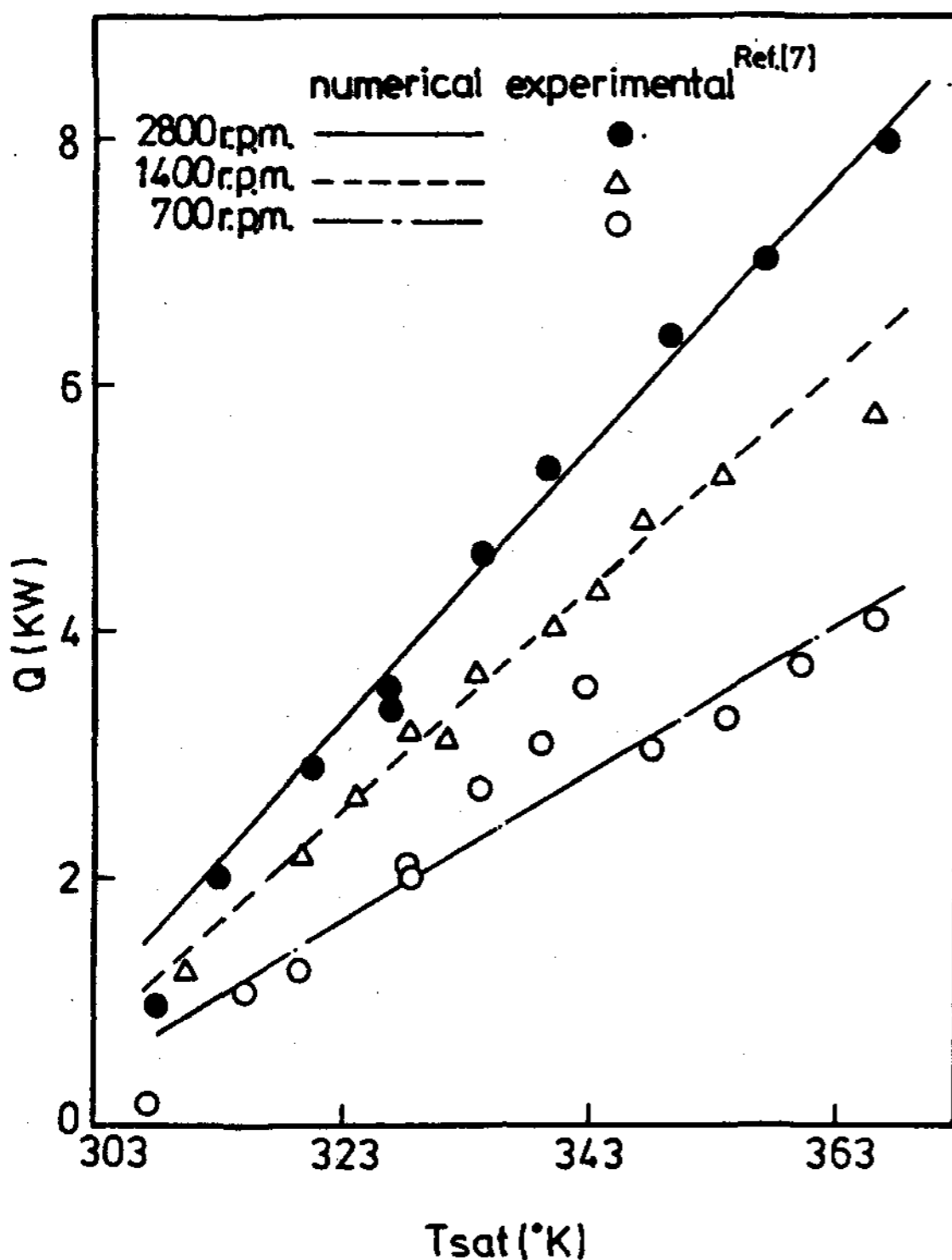


Fig.5 Comparison of numerical and experimental results for heat transfer rate and saturation temperatures

3. 結果 및 考察

Fig. 5는 内部에 三角形 핀이 附着된 凝縮部에서 作動液의 飽和溫度에 대한 傳熱量의 變化를 數値解析과 實驗結果를 비교한 것이다.

그림에서 線으로 표시된 것은 數値解析의 경우로 回轉型 히이트파이프의 材質은 銅으로 하였고 作動液은 蒸溜水로 하였으며, 또한 回轉型 히이트파이프의 內徑 25.7 mm, 凝縮部 길이 250 mm, 圓錐半角 0.125°, 凝縮部내의 핀 높이 2.1 mm, 핀 半角 15°, 핀 數 16 개로 하였다. 그리고 外部 熱傳達係數는 回轉數가 2800 rpm일때 $h=6000 \text{ W/m}^2\text{C}$, 1400 rpm 일때 $h=4750 \text{ W/m}^2\text{C}$, 700 rpm 일때 $h=3100 \text{ W/m}^2\text{C}$ 로 設定하여 入力시켰다.

한편 그림에서 點으로 표시된 것은 P.J.Marto와 L.L.Wagenseil이 본 數値解析과 같은 조건에서 實驗한 값들로서 數値解析의 結果와 實驗結果가 비교적 잘 일치되었다.

여기서 數値解析을 할때 外部熱傳達係數는 P. J.Marto와 L.L.Wagenseil이 행한 實驗結果에서 얻어진 傳熱量으로 부터 逆算하여 入力시킨 값이며 또한 數値解析의 경우 凝縮部가 圓錐形이지만 圓筒形으로 접근시키기 위하여 수렴이 되는 最小의 圓錐半角으로 하여 入力시켰는데 이때 凝縮部の 最小直徑과 最大直徑의 差는 1 mm 정도 나타났다.

Fig.6은 回轉型 히이트파이프의 基礎半徑 25 mm, 凝縮部 길이 250 mm, 圓錐半角 1°, 回轉數 1400 rpm, 作動液의 飽和溫度 353°K로 하고 内部의 핀 半角을 30°로 했을 때 핀 높이, 핀 수의 變化에 대한 凝縮部の 傳熱量과 熱流束의 變化를 나타낸다. 핀 數가 적은 경우핀 數의 증가에 따라 傳熱量이 급격히 증가하지만 핀수가 많은 경우는 傳熱量의 증가가 둔화되고 있음을 알 수 있으며 핀 높이가 1 mm에서 3 mm로 높아져도 傳熱量은 그다지 증가하지 않아 핀의 높이보다 핀 수가 傳熱量에 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

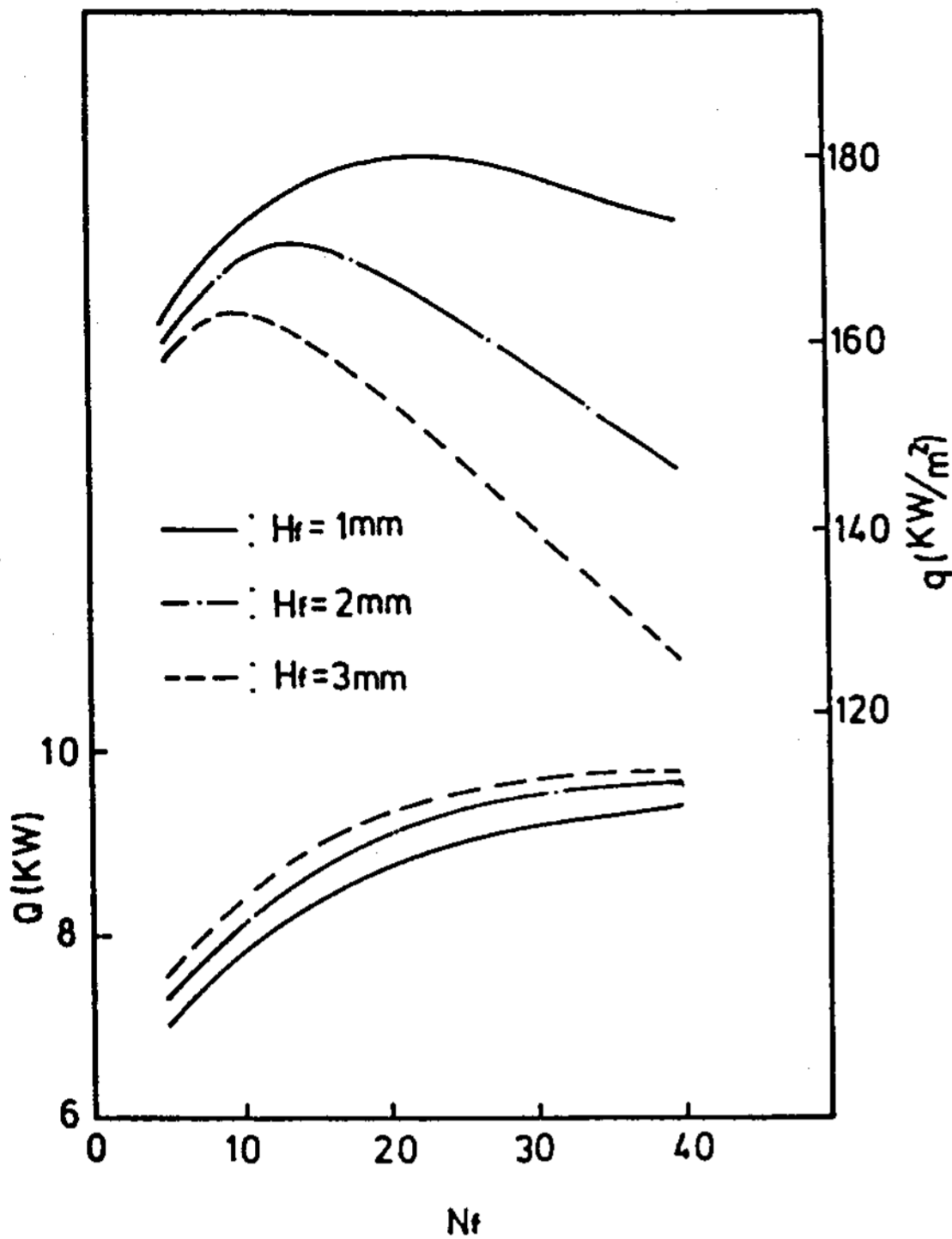


Fig. 6 Heat transfer rate and heat flux versus number of fins and fin height

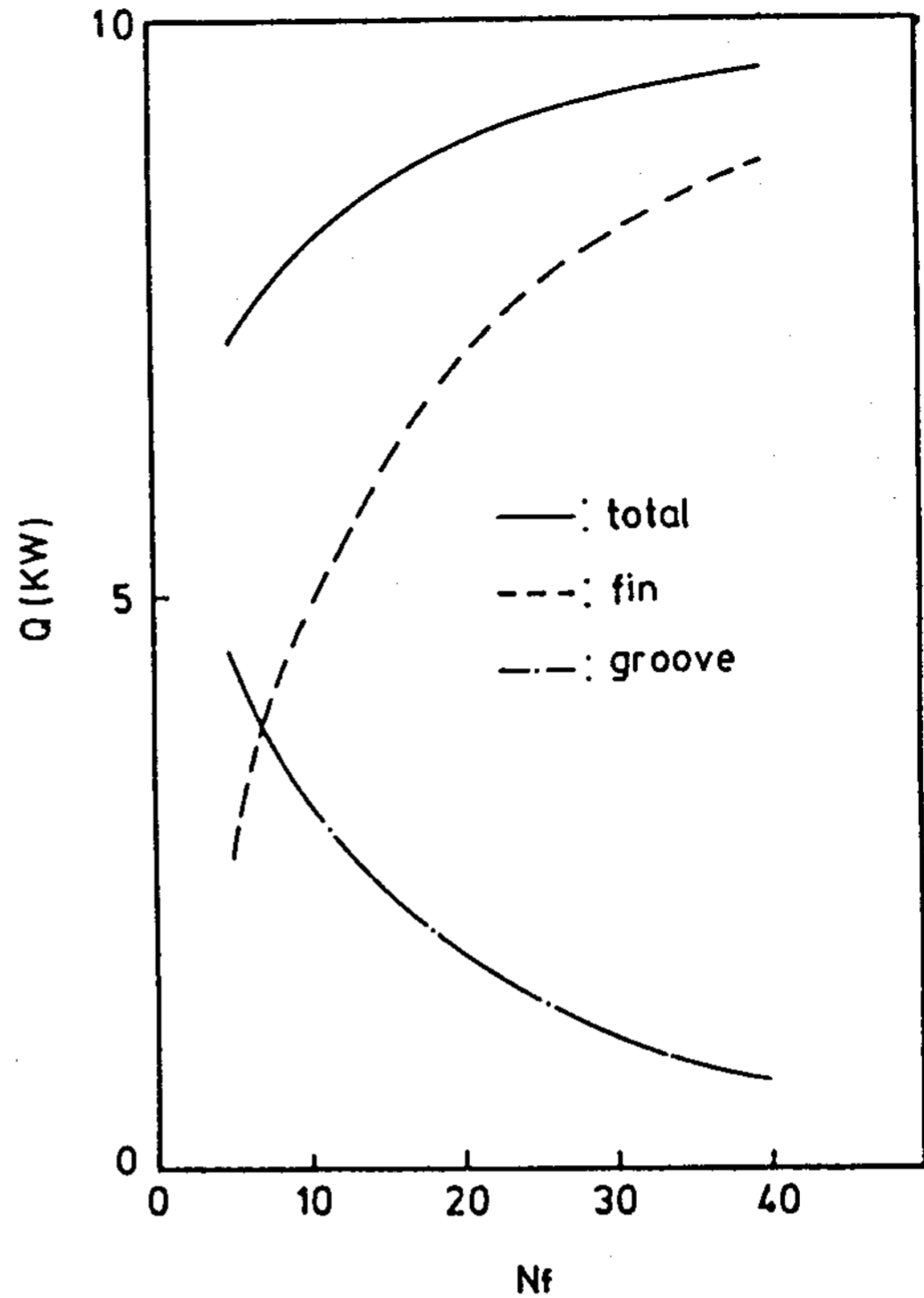


Fig. 7 Heat transfer rate for fin and groove versus number of fins

그러나 熱流束은 핀 數 또는 핀 높이를 증가시키면 最大點이 존재하다가 오히려 감소하며 핀 높이가 가장 낮은 1mm의 경우가 가장 높게 나타났다. 이는 핀 높이를 증가시키면 전체적으로 傳熱面積이 증가되므로 傳熱量도 증가하지만 핀의 斷面積도 증가하게 되어 熱抵抗도 증가하기 때문이다. 즉 핀 數가 증가할수록 핀 높이의 증가에 따른 傳熱面積의 증가보다 熱抵抗의 증가가 커짐을 의미하고 있다. 따라서 傳熱量은 핀 數나 핀 높이에 비례하여 증가하지 않고 완만히 증가하게 되며 熱流束은 오히려 감소하게 된다. Fig. 6에서 각 핀의 높이에 대한 最適 핀 數는 10개, 15개, 20개로 나타났다.

Fig. 7은 Fig. 6에서 핀 높이 1mm의 경우 핀 數의 변화에 대한 핀, groove 부분의 傳熱량의 변화를 나타낸다. 핀 數가 적은 경우는 핀을 통

한 傳熱量은 급격히 증가하지만 많은 경우는 완만한 증가를 보이고 있다. 또한 groove를 통한 傳熱量은 핀 數가 증가할수록 급격히 감소하여 전체 傳熱量은 완만히 증가한다. 이는 핀을 통한 傳熱量이 groove를 통한 傳熱量보다 많으며 핀 數가 증가할수록 그 현상이 두드러지게 나타난다. 이런 현상은 핀 數가 증가하면 groove의面積이 작아짐과 동시에 groove내의 凝縮液 두께가 증가하므로 groove를 통한 傳熱量은 급격히 감소되며, 핀 數에 비례하여 傳熱量이 증가하지 않는 것은 groove의 凝縮液이 핀 底面을 덮게 되어 單位 핀 當의 傳熱量은 감소되기 때문이다.

Fig. 8은 핀 半角과 핀 數의 변화를 나타낸다. 핀 數, 핀 半角이 증가할수록 핀 數가 적은 경우에는 傳熱量이 급격히 증가하지만 핀 數가 많은 경우에는 완만히 증가하며, 熱流束은 最大點이

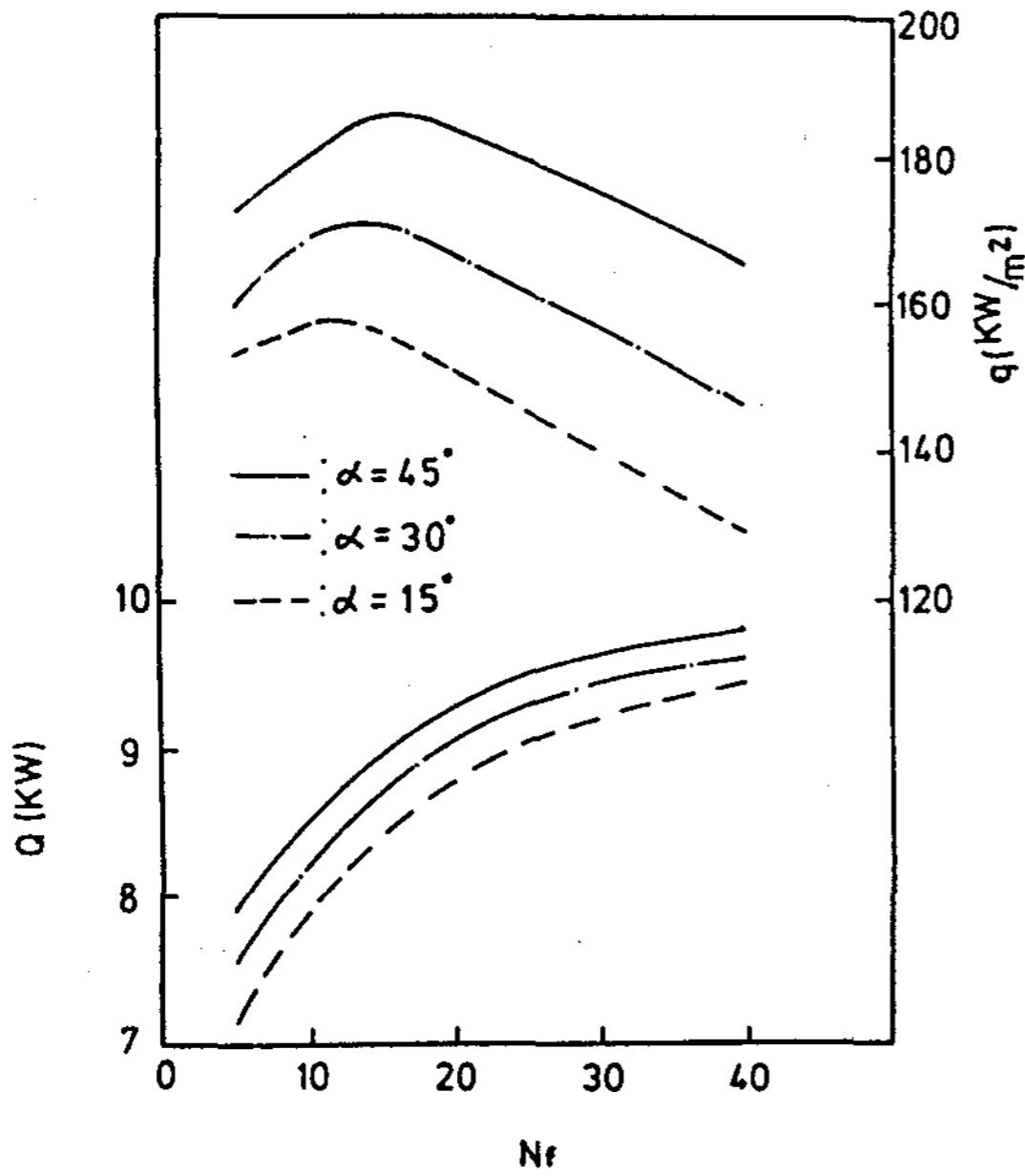


Fig. 8 Heat transfer rate and heat flux versus number of fins and fin half angles

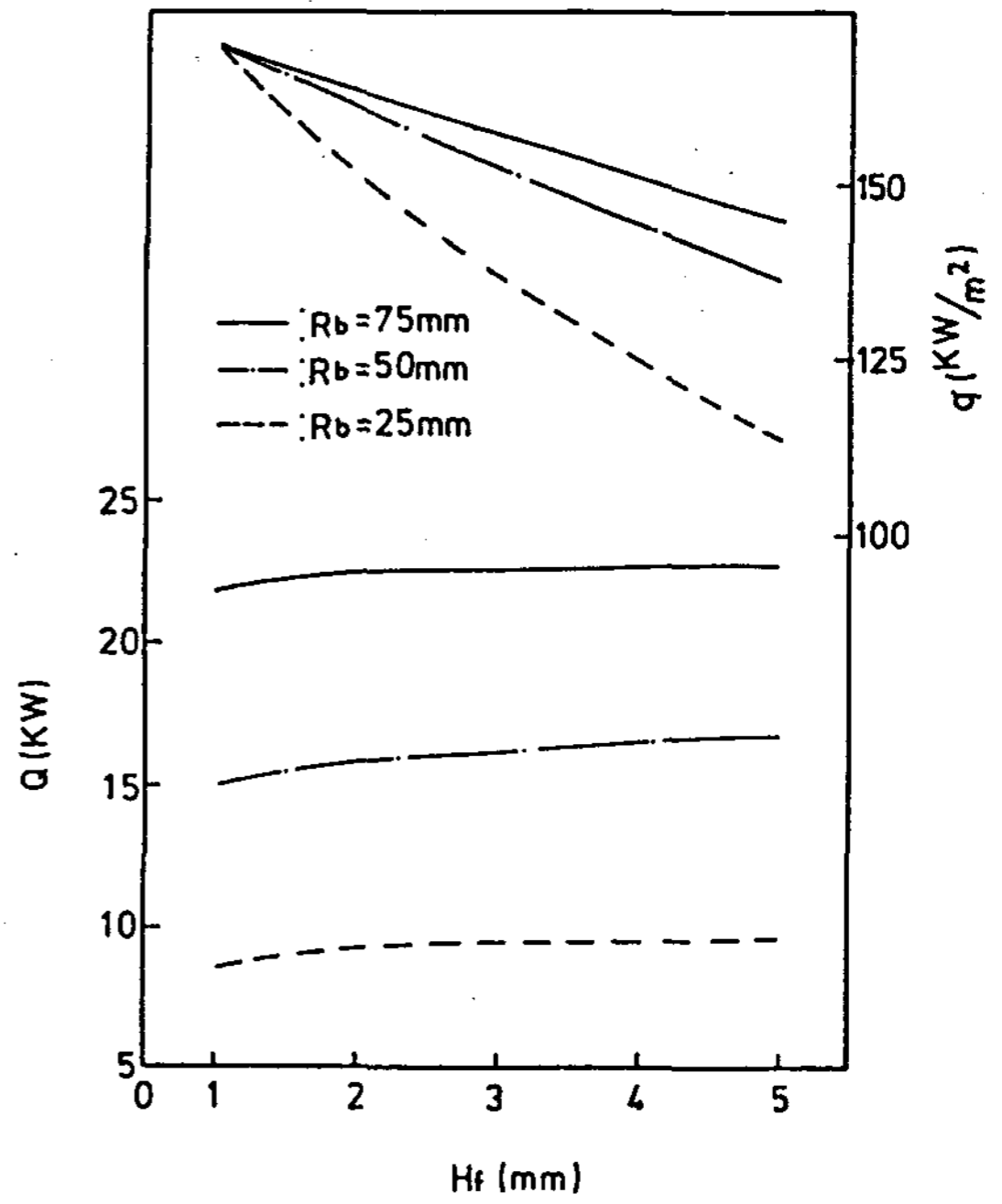


Fig. 9 Heat transfer rate and heat flux versus fin height and radius of condenser

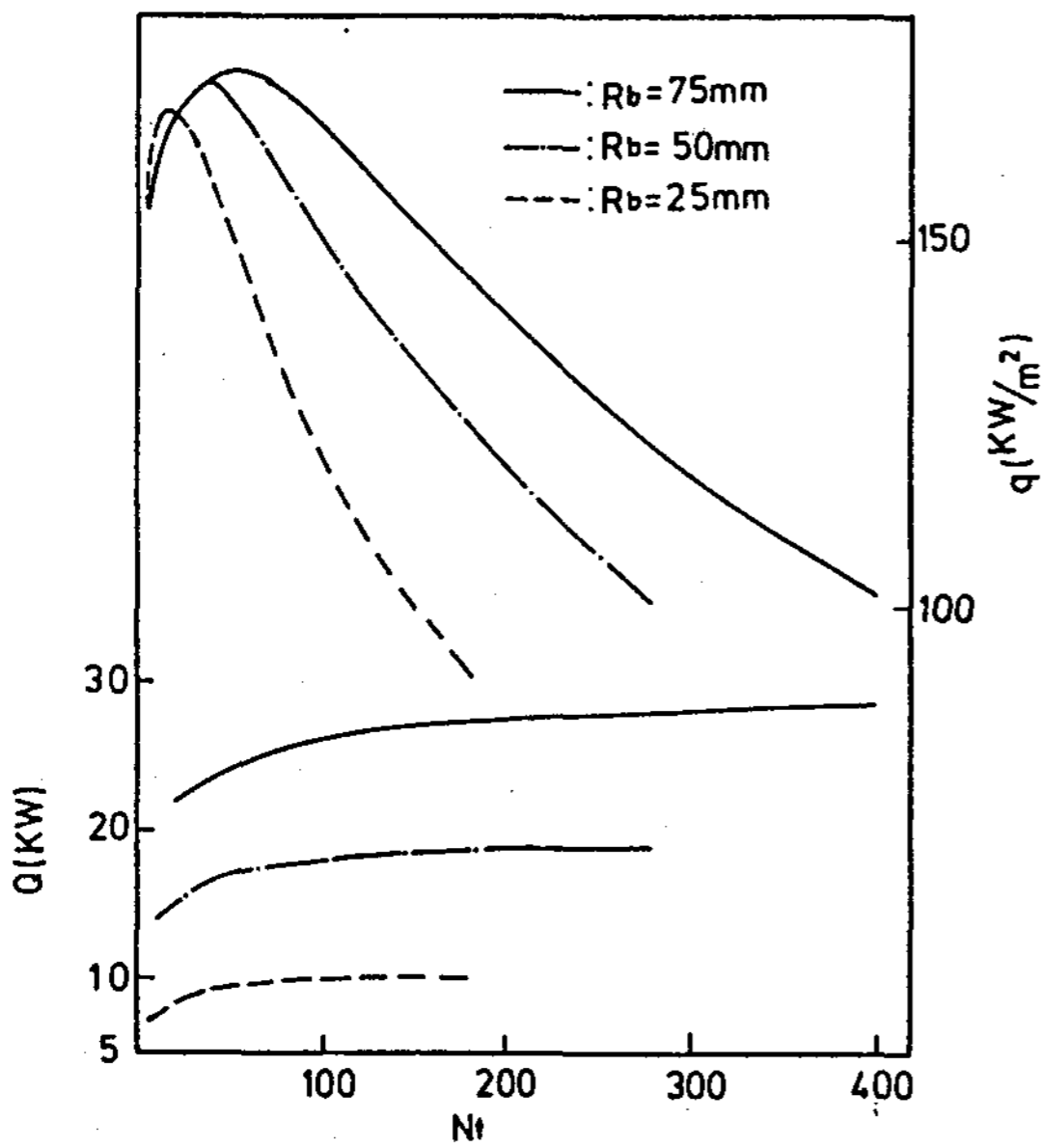


Fig. 10 Heat transfer rate and heat flux versus number of maximum fins and radius of condenser

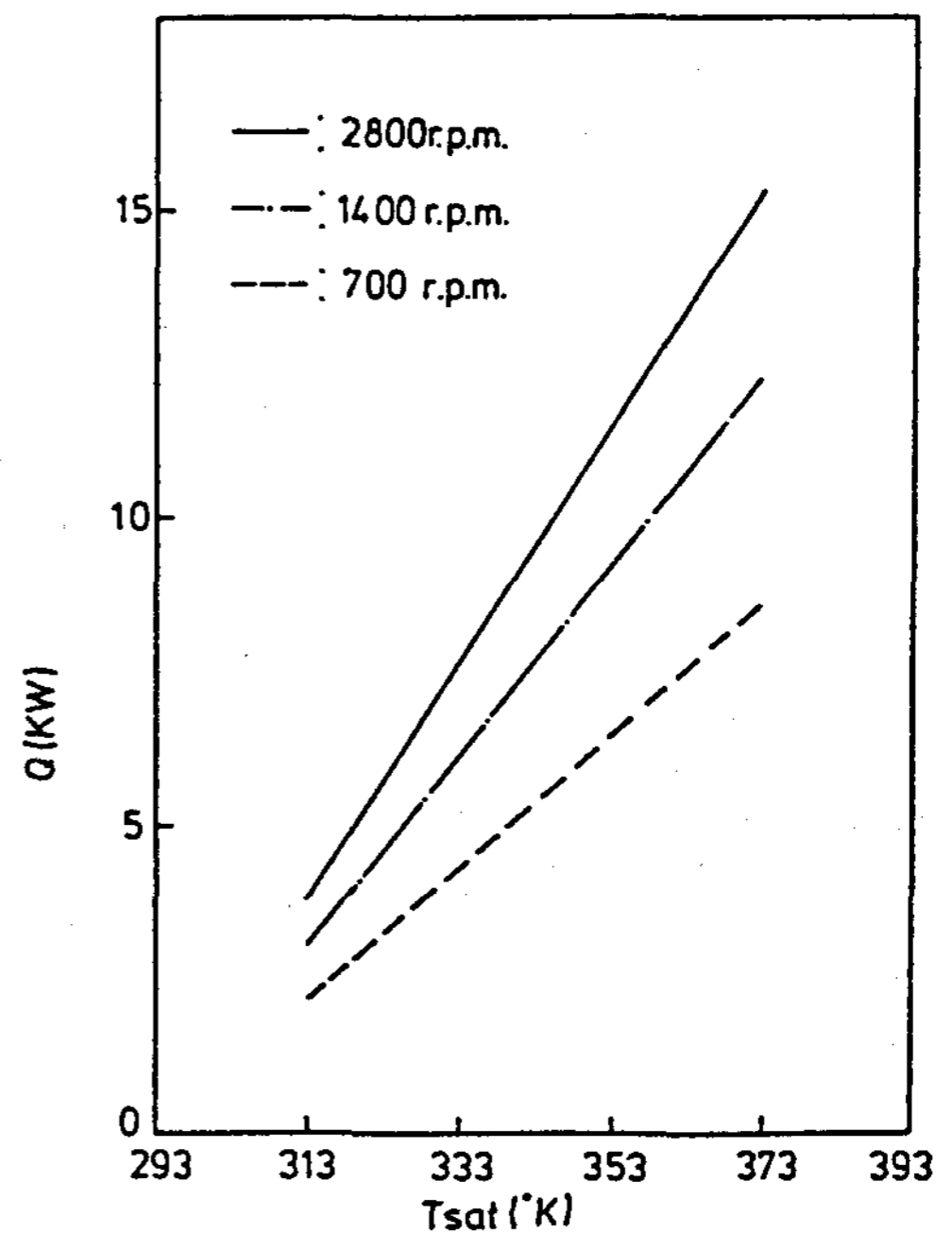


Fig. 11 Heat transfer rate versus r.p.m. and saturation temperature

존재하다가 점차 감소하는 것은 Fig.6과 유사 하지만 차이는 핀 半角이 증가할수록 熱流束이 높게 나타나는 것이다. 이는 같은 핀 半角에서 핀 높이가 증가하면 傳熱面積의 증가에 대해 핀 斷面積은 제곱에 비례하여 증가하고 따라서 熱抵抗이 크게 증가하지만 같은 핀 높이에서 핀 半角이 증가하면 傳熱面積의 증가에 대하여 핀 斷面積은 크게 증가하지 않기 때문이다.

Fig.9는 핀 數 20 개, 핀 半角 15°일때 핀의 높이와 凝縮部半徑의 변화에 대한 凝縮部の 傳熱量과 熱流束의 변화를 나타낸다. 凝縮部の 半徑이 증가할수록 凝縮部 傳熱量은 급격한 증가를 나타내지만 핀의 높이에 대한 영향은 거의 없다. 이는 式(12)에서 傳熱量 $Q \propto (r\omega)^{\frac{1}{4}}$ 의 관계에서 凝縮部の 半徑이 傳熱量에 미치는 영향이 크게 됨을 알 수 있다. 그러나 熱流束은 핀 높이가 증가할수록 핀의 熱抵抗 증가를 유발시키므로 감소되며 특히같은 핀 數에서 凝縮部半徑이 작아질수록 그 영향이 크게 나타나고 있다.

Fig.10은 핀 높이 1mm, 핀 半角 15°일때 凝縮部半徑에 대한 핀 數를 最大로 하는 경우 凝縮部の 傳熱量과 熱流束의 변화를 나타낸다. 각각의 凝縮部 半徑에 대한 最大 설치가능한 핀 數의 절반 이하에서는 傳熱량의 증가가 크지만 그 이상 핀 數를 증가시켜도 傳熱량의 증가는 둔화되고 있으며 오히려 熱流束은 급격한 감소를 나타낸다. 따라서 凝縮部내에 핀을 두는 경우 설치가능한 最大 핀 數의 절반 이하로 하는 것이 유리해짐을 알 수 있다.

Fig.11은 핀 높이 2mm, 핀 半角 30°일 때 回轉型 히이트파이프의 回轉數와 凝縮液 飽和溫度의 변화에 대한 傳熱량의 변화를 나타낸다. 凝縮液의 飽和溫度에 대한 傳熱量은 비례적으로 증가하며 이는 回轉型 히이트파이프와 핀의 형상이 일정하다면 $Q \propto \Delta T (=T_{sat} - T_{\infty})$ 의 관계에서이며, 또한 回轉數가 증가하면 回轉角速度 ω 가 증가하고 外部熱傳達係數도 증가하기 때문에 傳

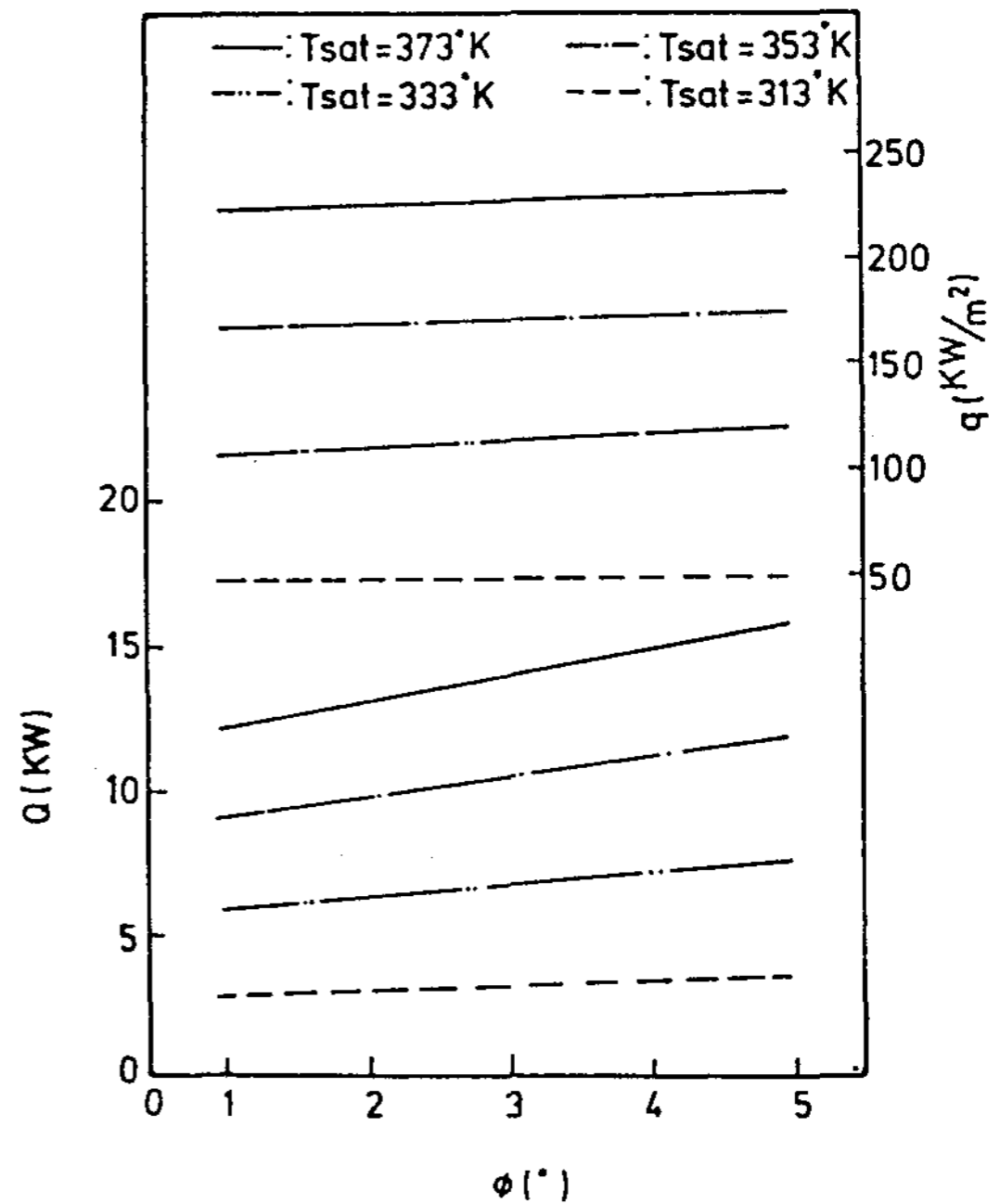


Fig.12 Heat transfer rate and heat flux versus cone half angle and saturation temperature

熱量도 증가하게 된다. 熱流束은 내부 傳熱面積의 변화가 없으므로 飽和溫度, 回轉數의 증가와 함께 증가하게 된다.

Fig.12는 Fig.11과 같은 조건에서 回轉數가 1400 rpm 일때 回轉型 히이트파이프의 圓錐半角과 凝縮液 飽和溫度의 변화에 대한 凝縮部の 傳熱量과 熱流束의 변화를 나타낸다. 傳熱量과 熱流束의 변화는 앞서와 같이 凝縮部 飽和溫度에 영향을 많이 받지만 圓錐半角에는 크게 영향을 받지 않는다. 즉 圓錐半角이 증가되면 傳熱量은 비례적으로 완만하게 증가하지만 熱流束은 거의 영향이 없다. 따라서 凝縮部の 圓錐半角이 증가되면 傳熱量은 다소 증가되지만 加工, 設置, 強度 등의 여러 문제가 발생될 수 있으므로 圓錐半角을 증가시키는 것이 바람직하지 못하다.

4. 結 論

回轉型 히이트파이프의 내부에 三角形 핀을 附

着하여 핀의 形狀, 핀 數 및 作動條件을 變化시켜 數値解析한 結果 다음과 같다.

1) 數値解析의 結果는 實驗結果와 잘 일치하고 있으며 回轉型 히이트파이프의 性能을 예측하는데 매우 有用하다.

2) 핀 높이와 핀 半角을 증가시키면 凝縮部의 傳熱量은 다소 증가하지만 熱流束은 감소하는 경향이 있어 핀 높이와 핀 半角은 크게 증가시키는 것은 바람직하지 못하다.

3) 핀 數가 적은 경우는 핀 數의 증가에 傳熱量이 급격히 증가하지만 핀 數가 많은 경우는 증가되는 양이 둔화되어 最適 핀 數는 最大 設置가 능한 핀 數의 절반 정도이다.

4) 凝縮部 半徑과 回轉數의 증가에 따라 傳熱量 및 熱流束은 급격히 증가한다.

5) 凝縮部の 圓錐半角이 증가하면 傳熱量은 다소 증가하지만 熱流束은 거의 영향이 없으므로 製作이 어려운 圓錐半角은 크게 하지 않는 것이 유리하다.

REFERENCES

1. P. Dunn, D.A. Reay "HEAT PIPES" Pergamon Press Ltd., London, 1978. pp.211-215.
2. Ballback. L.J. "The Operation of a Rotating, Wickless Heat Pipe" M.S. Thesis, California. 1969
3. Tantrkul "Condensation Heat Transfer Inside Rotating Heat Pipe" M.S. & M.E.

- Thesis, N.P.S. California, 1977
4. S.H. Chan, Z. Kanai, "Theory of a Rotating Heat Pipe" Journal of Nuclear Energy, vol. 25, pp. 419-487, 1971
5. T.C. Daniel, N.S. Al-Baharnah "Temperature and Heat Load Distribution in Rotating Heat Pipes" AIAA Journal, vol. 18, No. 2, pp. 202-206, 1980
6. P.J. Marto "Laminar Film Condensation on the inside of slender, Rotating Truncated Cones" AIAA Journal, pp. 270-271. 1973.
7. P.J. Marto "Augmenting the Condenser Heat Transfer Performance of Rotating Heat Pipes" AIAA JOURNAL, vol. 17, No.6, pp. 647-652, 1979
8. Larry J. Segerlind "APPLIED FINITE ELEMENT ANALYSIS" John Wiley & Sons, Inc. pp. 133-168, 1979
9. Brice Carnahan, H.A. Luther, James O. Wilkes "Applied Numerical Methods" John Wiley & Sons, Inc. pp. 27-33, 1969
10. Sparrow, E.M., Gregg, J.L., "A Theory of Rotating Condensation", Journal of Heat Transfer, vol. 81, pp. 113-120, 1959
11. Brice Carnahan, H.A. Luther, James O. Wilkes "Applied Numerical Methods" John Wiley & Sons, Inc. pp. 319-329, 1969.