

직교류형 열교환기에 대한 엘리먼트를 이용한 열정산 방법에 관한 연구

A Study on Cross Type Heat Exchanger Using Element Method

정 형 호* 신 흥 태* 김 광 호** 이 춘 식*
H. H. Jung, H. T. Shin, K. H. Kim, C. S. Lee

ABSTRACT

A thermal analysis method taking into account energy balance in each elements of heat exchanger was introduced. This method has a merit in predicting the temperature field over the heat exchanger in detail. To verify this method, the results were compared with the published ones. The thermal analysis of the radiator in vehicles was also conducted and the results were compared with experimental ones. It is concluded that this method can be used in thermal analysis with relatively small error. When the velocity profile of inlet air is not uniform, the outlet temperature of cooling water is higher than that of uniform velocity profile.

기 호 설 명

<p>A : 전열면적 (m^2)</p> <p>b : 환의 길이 (mm)</p> <p>C_p : 비열 ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)</p> <p>D_h : 수력직경 (m)</p> <p>H : 열교환기에서 y 방향으로의 길이(m)</p> <p>H_l : 루우버의 높이 (mm)</p> <p>h : 열전달계수 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)</p> <p>k : 열전도율 ($W/m \cdot ^\circ C$)</p> <p>L : 열교환기에서 x 방향으로의 길이(m)</p> <p>L_{en} : 입구길이 (m)</p> <p>L_l : 루우버의 길이 (mm)</p> <p>m, n : 각 방향으로의 엘리먼트수</p> <p>Pr : Prandtl 수</p>	<p>P_l : 루우버의 피치 (mm)</p> <p>Re : 레이놀즈수</p> <p>T, t : 온도 ($^\circ C$)</p> <p>U : 열관류율 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)</p> <p>V : 속도 (m/s)</p> <p>x, y, z : 좌표방향</p> <p style="text-align: center;">〈그리스문자〉</p> <p>$\Delta T, \Delta t$: 수정되어지는 온도</p> <p>δQ : 엘리먼트 내에서의 열전달량</p> <p>ρ : 밀도 (kg/m^3)</p> <p>Σ : 합</p> <p style="text-align: center;">〈상첨자〉</p> <p style="text-align: center;">* : 그전 반복계산에서의 값</p>
---	--

* 한국과학기술연구원 공조·환경제어연구실

** 한국과학기술연구원 터보기계연구실

<하첨자>

- a : 공기에 관련된 값
- c : 유체 B에 관련된 값
- D_h : 수력직경에 관련된 값
- h : 유체 A에 관련된 값
- i, j : 인덱스
- pl : 루우버의 피치에 관련된 값
- w : 물에 관련된 값

1. 서 론

열교환기는 온도가 서로 다른 유체들 사이에서 에너지 전달을 목적으로 공학의 대부분 응용장치에 이용되고 있다. 이러한 열교환기는 대규모의 화학발전소 또는 프랜트에서 열교환 수단으로 이용되고 있으며, 소규모로는 가정에서 이용되고 있는 에어컨, 보일러, 냉장고 등 많은 장치에 적용되고 있다. 또한 근자에 들어 에너지 관련 세계 정세가 악화되어 가고 있으므로 에너지절약 측면에서 열교환기에 대한 연구는 아주 중요하다.

열교환기들은 그 목적에 따라 종류와 모양이 매우 다양하여 한가지로 정리할 수 없다. 현재 이용되고 있는 열교환기는 열전달되는 형태, 유체의 상태와 수, 열교환기의 구조, 유동방향의 배열 그리고 열교환기 단위체적당 전열면적의 비인 표면밀집도 등에 의하여 분류된다. 서로 다른 온도의 유체사이에서 열이 전달되는 열전달량은 열이 교환되는 유체의 온도차, 유체의 물성치, 유체의 유동상태 그리고 열전달되는 면의 형태 등에 의하여 결정된다.¹⁾

본 연구에서는 엘리먼트를 이용한 열정산프로그램을 도입하였다. 이 방법은 기존의 LMTD 또는 ϵ -NTU 방법에 비해 열교환기 전체 온도분포를 예측할 수 있으며 입구조건 변화 그리고 국소적으로 열전달계수가 변하는 것을 다룰 수 있는 장점이 있다.

연구대상으로는 밀집형(compact) 직교류(cross type) 열교환기로 한정하였다. 이 직교류의 열교환기에서 두 유체가 기체인 경우와 한 유체는 기체 또 다른 유체는 액체인 경우

에 대하여 연구하였다. 이 형태의 열교환기에서 두 유체가 혼합되지 않는 경우에서 한 유체가 혼합되며 다른 유체는 비혼합인 경우에 대하여 연구를 확장하여 개발한 프로그램을 일반화시켰다.

본 연구에서 도입한 엘리먼트를 이용한 열정산 프로그램의 타당성을 확인한 다음 자동차의 방열기를 대상으로 본 프로그램을 적용하여 계산한 결과와 실험의 결과를 비교하였다. 그리고 입구에서 유동조건 변화에 의한 방열기 성능의 저하를 예측하였다.

2. 열교환기 성능 예측방법

열교환기에 대한 성능 예측방법은 대수평균 온도차방법과 ϵ -NTU방법이 있다.²⁾ 이 두 방법은 열교환기 내에서 물성치와 열관류율 등이 일정하다는 가정하에서 유도되는 방법이다. 그러나 열교환기 내의 물성치가 온도에 따라 변하며 유체의 입구속도가 국소적으로 변하는 경우 이 방법들은 적용할 수 없다. 본 연구에서는 이러한 경우를 해석할 수 있는 엘리먼트를 이용한 방법을 도입하였다. 이 방법에서는 열교환기를 격자계로 미세하게 분할하여 각각의 엘리먼트에서 에너지 균형을 이용하여 각각의 선형식을 유도한다. 먼저 두 유체 공히 비혼합인 경우에 대해서 선형식을 유도하고 이 선형식을 한 유체가 혼합인 경우로 확장한다.

2.1 격자계의 분할

직교류 열교환기를 Fig.1 과 같이 미세하게 분할하고 두 유체의 온도, T 와 t 의 위치를 이 그림에 표시하였다. 두 유체의 물성치 또는 속도 등의 위치는 온도와 같은 곳에 있으며 각 엘리먼트 검사체적의 같은 인덱스에 해당하는 두 유체의 위치를 표시하였다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 두 유체의 온도는 2차원 배열을 필요로 한다. 그리고 유체 A는 좌에서 우로 유동방향이 결정되어 있으며 유체 B는 아래에서 위로 흐른다. x, y 방향으로 엘리먼트를 m, n 으로 설정하면, 유체 A의 온도 t 는 $(m+1) \times n$ 개, 유체 B의 온도 T 는 $m \times (n+1)$ 개의 격자계가 이용된다.

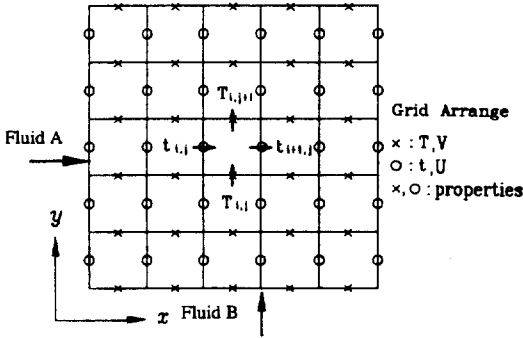


Fig. 1 Element illustration of cross type heat exchanger

2. 2 선형 차분식의 유도

열교환기의 미소 엘리먼트에서 에너지 균형은 다음과 같이 이루어진다. 각각의 엘리먼트에는 전열면적과 각 유체의 유로 면적 2개가 있다. 두 유체사이의 열교환은 엘리먼트의 전열면을 통하여 이루어진다. 또한 각각의 엘리먼트에서 두 유체의 에너지는 보존된다. 즉, A 유체의 한 엘리먼트로 유입되는 에너지와 전열면으로부터 전달되는 에너지의 합은 같은 엘리먼트에서 유출되는 A 유체의 에너지 양과 같다. 그리고 B 유체의 같은 엘리먼트로 유입되는 에너지에서 B 유체에서 전열면으로 전달되는 양을 뺀 값은 이 엘리먼트에서 유출되는 에너지 양과 같다. 열의 전달방향이 반대가 되어도 성립한다. 그러면 두 유체와 전열면에서 다음식과 같은 에너지 균형이 이루어진다.³⁾

$$\delta Q = -\frac{(\rho C_p AV)_h}{m} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) \dots\dots (1)$$

$$\delta Q = \frac{(\rho C_p AV)_c}{n} (t_{i+1,j} - t_{i,j}) \dots\dots (2)$$

$$\delta Q = \frac{UA}{mn} \left(\frac{T_{i,j} + T_{i,j+1}}{2} - \frac{t_{i,j} + t_{i+1,j}}{2} \right) \dots\dots (3)$$

식(1)은 엘리먼트에서 B 유체의 에너지 균형이며, 식(2)는 A 유체의 것이며, 식(3)은 전열면을 통과하는 에너지의 양을 표현한 식이다.

2. 3 온도수정식

2.2에서 유도한 식에서와 같이 유체B의 온도는 식(1)과 식(3)으로 유체A의 온도는 식(2)와 식(3)으로 서로 연결되어 있으므로 식(1), 식(2)와 식(3)을 이용하여 온도 T와 t를 구하기 위하여 반복계산을 필요로 한다. 그리고 반복계산을 할때마다 온도를 수정하여야 한다. 여기서는 온도 수정방법에 대해서 논한다. 우선 그 전 반복계산에서의 값을 상첨자 *로 표시하며 수정되는 값을 Δ로 표시한다. 먼저 그 전 반복계산에서의 온도를 이용하여 전열면을 통해 전달되는 에너지 양을 식(3)을 이용하여 구한다. 식(1)과 식(3)을 등치시켜 엘리먼트에서 유체B의 온도차를 다음식과 같이 구한다.

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_{i,j+1} - T_{i,j} \\ &= \frac{UA \{ (T_{i,j}^* + T_{i,j+1}^*) - (t_{i,j}^* + t_{i+1,j}^*) \}}{2n(\rho C_p AV)_h} \end{aligned} \dots\dots (4)$$

그리고 식(2)와 식(3)을 등치시켜 엘리먼트에서 유체A의 온도차를 계산한다.

$$\begin{aligned} \Delta t &= t_{i+1,j} - t_{i,j} \\ &= \frac{UA \{ (T_{i,j}^* + T_{i,j+1}^*) - (t_{i,j}^* + t_{i+1,j}^*) \}}{2m(\rho C_p AV)_c} \end{aligned} \dots\dots (5)$$

식(4)과 식(5)를 이용하여 다음과 같이 온도를 수정한다.

$$T_{i,j+1} = T_{i,j}^* + \Delta T \dots\dots (6)$$

$$t_{i+1,j} = t_{i,j}^* + \Delta t \dots\dots (7)$$

2. 4 유체가 혼합되는 경우로의 확장

A 유체가 혼합되는 경우, 혼합되지 않은 유체에서 국소적으로 전달되는 열량의 합은 혼합되는 유체에서는 전체적으로 전달되는 양과 같다. 그러므로 혼합되지 않은 유체에 대해서는 국소적인 열전달량을 구하여 온도를 수정하고 혼합되는 유체에 대해서는 국소열전달량

을 합하여 이 유체의 온도를 보정한다. B 유체가 혼합되지 않는 경우 이 유체에 대한 에너지 균형식은 식(1)과 같다.

혼합되는 유체 A에 대한 에너지균형은 다음과 같으며 비혼합인 유체에서 국소열전달량을 합하여 이용한다.

$$\sum_{j=1}^n \delta Q = \sum_{j=1}^n \frac{(\rho C_p AV)_c}{n} (t_{i+1,j}^* - t_{i,j}^*) \dots (8)$$

전열면을 통해 전달되는 열량은 앞 항의 식(3)을 이용한다. 비혼합 유체의 온도 수정식은 식(4)를 이용하고 혼합 유체의 온도 수정식은 다음 식을 이용한다.

$$\begin{aligned} \Delta t &= t_{i+1,j} - t_{i,j} \\ &= \frac{nUA \{ (T_{i,j}^* + T_{i,j+1}^*) - (t_{i,j}^* + t_{i+1,j}^*) \}}{2(\rho C_p AV)_c} \\ &\dots \dots \dots (9) \end{aligned}$$

여기서 구한 온도 수정식은 B 유체가 혼합될 경우에도 앞서와 같이 유도된다. 최종적으로 온도를 식(6)과 식(7)을 이용하여 수정한다.

3. 결과 및 검토

본 장에서는 본 연구에서 도입한 엘리먼트를 이용한 열교환기의 해석방법의 타당성의 검증과 적용결과에 대해서 설명한다. 먼저 양 유체 공히 혼합되지 않는 직교류 열교환기 두 종류에 대하여 계산을 수행하여 그 결과를 검증하였다. 그 다음에 자동차의 방열기에 대하여 성능을 예측하였다. 검증대상으로 택한 열교환기는 작동유체 둘 다 기체인 경우와 한 유체는 기체이며 다른 유체는 액체인 경우이다. 최종적으로 적용한 자동차 방열기에서는 물은 혼합되며 공기는 혼합되지 않는 경우이다.

이 계산을 수행한 컴퓨터는 IBM368PC이며, 수렴의 척도로는 그 전 반복계산에 대한 양 유체온도의 상대오차 중 가장 큰 값이 10^{-4} 이하가 되면 수렴된 것으로 보았다. Fig.2는 격자수를 증가시키면서 계산한 결과를 나타낸 것이다. 이 그림에서 알 수 있는바와 같이 격자수와 무관한 결과가 예측되었다. 그러나 계

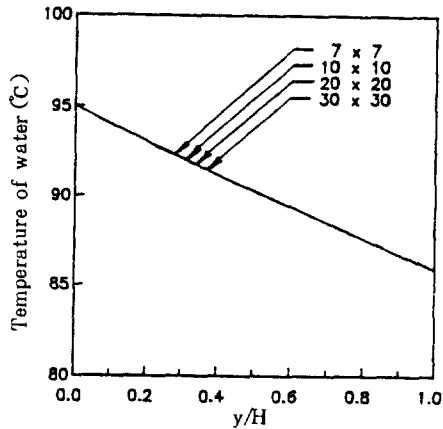


Fig. 2 Effect of the number of elements

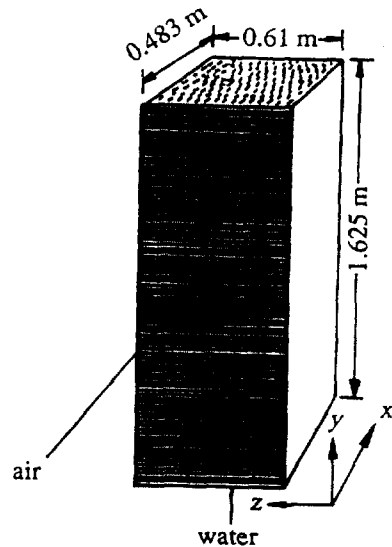


Fig. 3 A direct-transfer intercooler for a gas turbine⁴⁾

산의 정밀함을 기하기 위하여 격자체를 20 x 20으로 택하였다. 그리고 완전히 수렴된 값을 구하는데 소요된 반복 계산횟수는 7 내지 15 번이며, 한 반복 계산당 소요시간은 1.93 초이었다.

3.1 양 유체 공히 혼합되지 않는 직교류 열교환기 I

가스 터빈용 중간냉각기(intercooler)는 기체와 액체간의 직교류 열교환기는 좋은 보기가 되며 이 열교환기를 Fig.3에 표시하였다. 특히 기체와 액체간의 열교환기에서 액체

측의 열저항(thermal resistance)는 공기측에 비해서 무시할 수 있다.

이 열교환기의 전열면은 열전달량을 높이기 위하여 흰이 붙은 평평한 튜브 형이며, 열전달면과 작동조건, 물성치 등은 Table 1과 같다.

Table 1에서의 데이터를 이용하여 열관류율을 구하면 $166.05 (W/m^2 \cdot ^\circ C)$ 가 된다. 본 연구에서 같은 데이터를 이용하여 계산한 결과와 ϵ -NTU 방법으로 계산한 Kays와 London의 결과⁴⁾를 비교한 것이 Table 2이다. 여기서 알 수 있는바와 같이 본 연구에서 도입한 계산방법을 이용하여 구한 값과 Kays와 London의 결과를 비교하면 공기의 출구 온도는 4.7%, 총열전달량과 물의 출구 온도는 1% 이하의 오차로 예측할 수 있음을 알 수 있다.

3.2 양 유체 공히 혼합되지 않는 직교류 열교환기 II

이 열교환기는 3.7MW급 가스 터빈에서 이용되고 있는 재생기이다. 이 열교환기의 형태는 Fig. 4와 같다. 이 열교환기는 기체와 기체간에서 열전달이 이루어지는 것이므로 두 유체 측에서의 열저항의 크기는 같다. 그리고 이 열교환기에서 작동되는 유체의 물성치와 전열면의 특성은 Table 3에 있다.

이 데이터를 이용하여 열관류율을 구하면 $70.96 (W/m^2 \cdot ^\circ C)$ 이다. 본 연구에서 이 값을 이용하여 계산한 결과를 Table 4에 Kays와

Table 1 Flow conditions and properties of air and water for intercooler

	Air	Water
Inlet mass flow rate (kg/s)	25	50
Relative humidity (kg/kg)	0.015	-
Inlet temperature (°C)	127	15
Free-flow area(m ²)	0.038	0.773
Viscosity(Pa s)	1.99×10^{-5}	9.76×10^{-4}
Specific heat capacity (kJ/kg K)	1.02	4.18
Density(kg/m ³)	2.73	998
Heat conductivity(W/m °C)	0.028	0.6
Total heat transfer area (m ²)	424.0	

Table 2 Comparison of results for intercooler

	outlet temperature of water	outlet temperature of air	total heat transfer rate
Kays and London's result	27.7 (°C)	26.7 (°C)	2.20×10^6 (kcal/hr)
Present result	27.74 (°C)	25.50 (°C)	2.22×10^6 (kcal/hr)
Relative error	0.14 %	4.7 %	0.91 %

Table 3 Flow conditions and properties of air and gas for regenerator

	Air	Gas
Mass flow rate(kg/s)	24.3	24.7
Inlet temperature(°C)	175	430
Free-flow area(m ²)	1.85	0.929
Viscosity(Pa s)	2.85×10^{-5}	3.02×10^{-4}
Specific heat capacity(kJ/kg K)	1.05	1.08
Density(kg/m ³)	5.714	0.578
Heat conductivity(W/m °C)	0.0427	0.0535
Total heat transfer area(m ²)	1531	

Table 4 Comparison of results for regenerator

	outlet temperature of gas	outlet temperature of air	total heat transfer rate
Kays and London's result(kcal/hr)	247 (°C)	366 (°C)	4.19×10^6
Present result	248.5 (°C)	364.6 (°C)	4.16×10^6 (kcal/hr)
Relative error	0.61 %	0.38 %	0.72 %

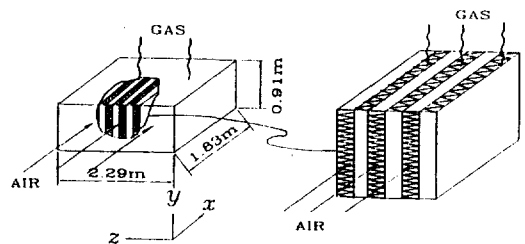


Fig. 4 A direct-type gas turbine regenerator for a open-cycle plant⁴⁾

London의 것과 비교하였다. 여기서 알 수 있는바와 같이 양 유체의 출구온도와 총열전달량의 상대오차는 1% 미만이다. Fig. 5는 열교환기에서의 온도분포를 나타낸 것이다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 양 유체입구가 접하는 곳에서 온도차이가 많이 나며 이 부근에서 열이 많이 전달된다. 그리고 출구에서의 온도는 균일하지 않음을 알 수 있다. 그리고 열교환기 내의 두 유체의 온도 역시 구배를 가지고 있음을 알 수 있다.

3.3 한쪽 유체는 혼합, 다른 유체는 혼합되지 않는 직교류 열교환기

자동차 방열기로 이용되는 직교류형 열교환기에서는 공기는 혼합되지 않으나 냉각수는 혼합되며 1열 또는 2열로 된 형태이다.

3.3.1 방열기에서의 열전달계수

방열기에서 공기에 대한 열전달계수의 경험식은 Davenport⁵⁾의 것을 이용하였다.

$$h_a = 6.84 k_a \{ P_t^{-1} H_t^{0.33} (L_t/b)^{1.1} b^{0.26} \} Pr_a^{1/3} Re_{pl}^{0.58} \dots\dots\dots (10)$$

그리고 냉각수 측의 열전달계수는 Dittus-Boelter의 경험식을 이용하였다.

$$h_w = 0.023 Re_{Dh}^{0.8} Pr_w^{0.3} (k_w/D_h) \dots\dots\dots (11)$$

유로의 형상이 원형일 때에는 다음과 같은 Gnielinski⁶⁾의 식이 이용된다.

$$h_w = 0.012 \frac{k_w}{D_h} (Re_{Dh}^{0.87} - 280) Pr_w^{0.4} \left\{ 1 + \left(\frac{D_h}{L_{ent}} \right)^{2/3} \right\} (2300 < Re < 106, 1.5 < Pr < 500) \dots\dots\dots (12)$$

본 연구에서는 식(11)와 식(12)로 계산된 열전달계수 중 작은 값을 이용하였다.

3.3.2 유속변화에 의한 효과

종래에 사용하던 방열기의 설계점은 차량의 종류와 엔진의 출력과 무관하게 방열기 전면 풍속 8m/s, 냉각수 순환량 40l/min을 기준으로 하였으며 요구 발열량을 23,000kcal/hr 정도로 제시하였다.⁷⁾ 본 연구에서는 이 기준을 중심으로 공기의 유속과 냉각수의 유량을 변화시키면서 그 결과를 비교하였다. 이 방열기에는 열전달계수와 전열면의 크기를 증가시키기 위하여 환이 부착되어 있으며, 초기 경계층 효과를 응용하여 환을 루우버형으로 만들었다. 그리고 방열기와 루우버환의 구조에

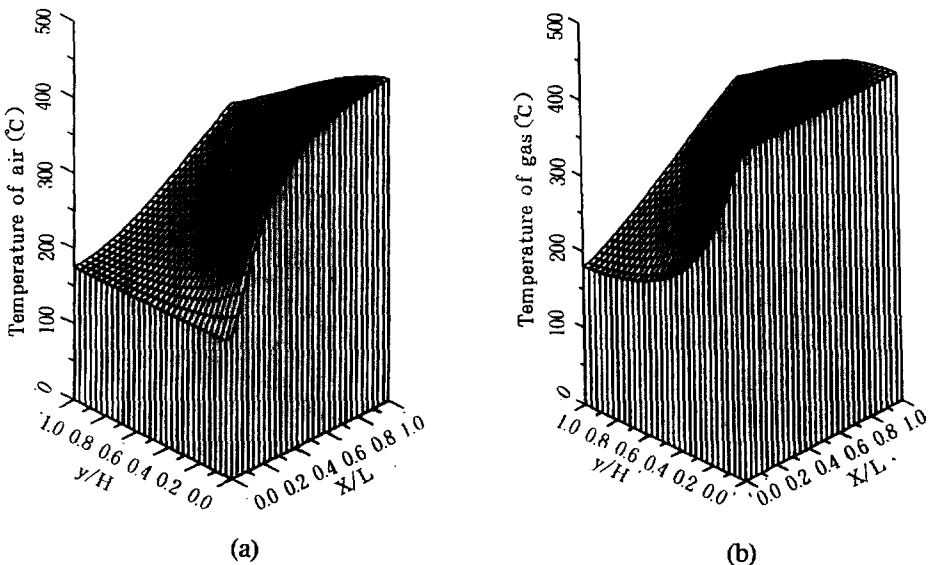


Fig. 5 Temperature distributions of gas and air

대한 데이터와 입구 조건들은 Table 5에 있다.

기준경우에 대해서 계산을 먼저 수행하였다. 본 연구에서 택한 방열기에서는 냉각수의 유로가 2열로 되어있는 것이다. 각 열을 하나의 열교환기로 간주하였으며, 직교류 열교환기가 직렬로 배치된 것으로 보았다. 계산은 첫번째 열의 열교환기에 대하여 먼저 계산하였다. 이 계산에서는 알고 있는 공기와 냉각수의 입구조건을 이용하였다. 그리고 계산된 출구 공기온도를 두번째 열의 열교환기에서의 공기 입구조건으로 이용하였다. 각 열에서 입구와 출구사이에서 냉각수의 온도분포를 Fig. 6에 나타내었다. 계산결과 냉각수의 온도는 두번째 열의 것이 첫번째 열의 것보다 높게 나타났다. 즉, 후자의 열교환기에서 방열되는 열량이 전자의 것보다 적으며, 이는 전자의 열교환기를 통해서 공기가 가열되었기 때문이다.

공기의 유속과 냉각수 유량을 변화시키면서 예측된 열전달량을 Fig. 7에 실험의 결과⁷⁾와 비교하였다. 이 그림에서 알 수 있는바와같이 기준보다 높은 조건에 대한 결과는 아주 잘 일치하고 있으나 공기의 유속과 냉각수 유량이 적은 경우에는 약 10%에서 15%의 오차를 보이고 있다. 즉 Davenport의 실험식이 본 연구에서 다룬 속도 범위가 적은 영역에서는 잘 일치하지 않음을 알 수 있다. 이 이유는 Davenport의 논문에도 언급되어 있는바와 같이 실험식의 오차가 있기 때문이다. 실제 자동차가 주행시 엔진룸으로 유입하는 공기는 차속도의 20% 내지 25%이므로 이 범위에 잘 맞는 실험식이 필요하다.

3.3.3 속도 분포변화에 의한 효과

자동차가 주행하고 있을때 방열기로 유입되는 공기의 풍속은 전면부 전체에 걸쳐 균일하지 않다. 따라서 본 연구에서는 방열기 전면부에 유입되는 공기의 유량은 같으나 방열기 전면부에 걸친 속도분포가 다른 경우에 대해 검토하였다. 본 연구에서는 입구에서 공기속도가 선형적으로 변한다고 가정하였다. Fig. 8에 나타난 바와 같이 3.3.2항에서 다룬 기준조건을 case 1이라 한다. 입구의 공기 속도분포가 선형적으로 변한다고 가정하고 냉각수 입구 부

Table 5 Geometry data and inlet conditions for radiator

	Ident.	Dimension(mm)
Radiator	Width	418
	Height	300
	Depth	32
Louvre	Pitch	13
	Height	0.289
	Length	10
Fin	Height	13
Flow area of a tube(mm ²)		21.6
Shape of a tube		2 mm × 13 mm, elliptic
Inlet temperature of water(°C)		95
Inlet temperature of air(°C)		35

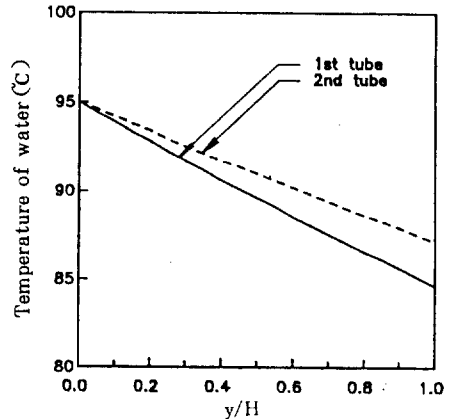


Fig. 6 Temperature profiles of 1st and 2nd tubes

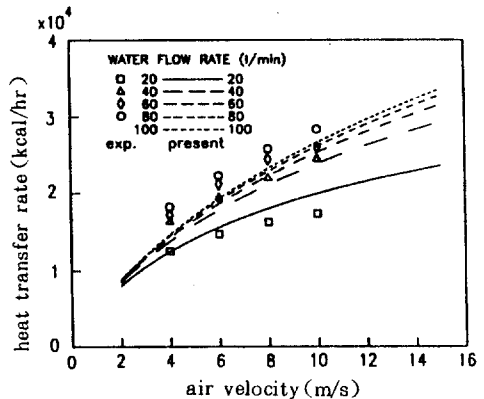


Fig. 7 Heat transfer rates versus air flow rates varying water flow rates

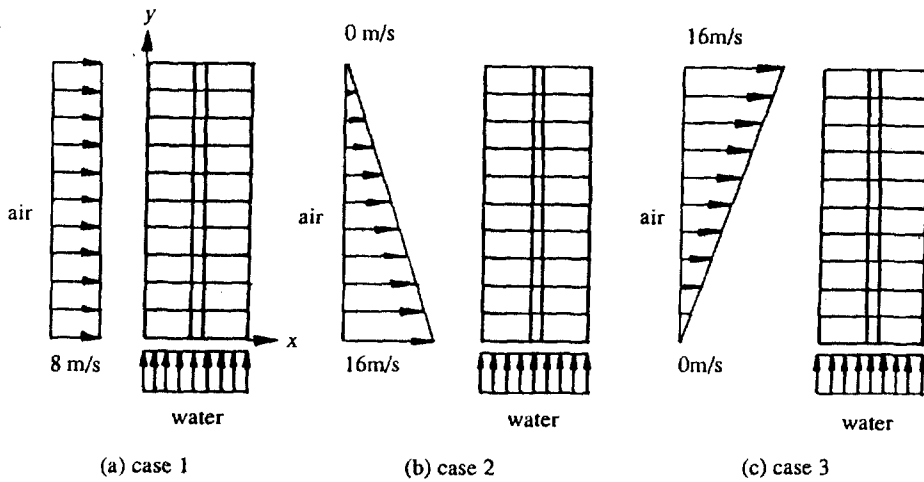


Fig. 8 Flow conditions at inlet of radiator

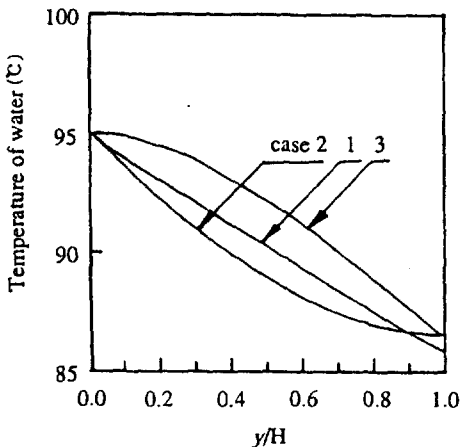


Fig. 9 Effect of velocity profiles on temperature distribution

Table 6 Effects of velocity profiles on heat transfer rate

	Case 1	Case 2	Case 3
Heat transfer rate (kcal/hr)	2.111×10^4	1.960×10^4	1.962×10^4

근에서 최대 속도를 갖는 경우를 case 2, 최소 속도를 갖는 경우를 case 3이라 한다.

Fig. 9에는 3가지의 경우에 대한 냉각수의 온도분포를 비교한 것이다. 이 그림에서 알 수 있는바와 같이 case 2일 때, 냉각수 입구부분에서 온도가 case 1에 비해서 급격히 떨어지며 case 3일 때는 완만하게 감소하는 것을 알

수 있다. 그러나 출구에서의 온도에 대해서는 case 2와 case 3은 case 1에 비해 높게 예측되었다. 이 결과는 국소적인 유속변화에 의한 것이다. 즉 유속의 증가에 의한 열전달율의 증가보다 유속의 감소에 의한 열전달율의 감소가 더 크기 때문이다. Table 6에서 총열전달량을 비교하면 case 2와 case 3 경우의 것이 case 1 경우의 것보다 적게 예측됨을 알 수 있다. 그 차이는 약 7%가 된다. 그러므로 입구공기 속도가 임의의 형태로 균일하지 않을 때는 방열기의 냉각효과가 떨어짐을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 밀집형 열교환기 설계를 위한 열정산프로그램을 개발하였다. 기존의 열정산 방법인 LMTD 또는 ϵ -NTU 방법은 열교환기 내부 유체 물성치와 열관류율이 일정한 경우에만 적용할 수 있다는 단점이 있다. 본 연구에서 도입한 엘리먼트를 이용한 방법은 이러한 단점을 보완할 수 있으며 아울러 열교환기내의 국소적인 온도분포도 예측할 수 있다. 본 연구에서 개발한 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 가스터어빈용 중간 냉각기와 재생기에 대해 계산하여 그 결과를 발표된 것과 비교하였다. 이러한 검증을 한 후 자동차

방열기에 이 해석방법을 적용하여 그 결과를 실험에 의한 것과 비교하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(가) 본 연구에서 개발한 열정산 프로그램은 기존의 해석방법에 비하여 국소적인 온도분포를 예측할 수 있는 장점이 있으며 기존의 해석방법에 비해 그 차이가 4%미만이며 계산 시간도 많이 소요되지 않으므로 이 방법을 열교환기의 열정산에 이용할 수 있다.

(나) 방열기에 대한 계산결과로부터 본 연구에서 도입한 열정산 프로그램은 전체 유동영역에서 실험과 잘 일치하며 기준조건 이하에서도 15%내의 오차로 열전달량을 예측할 수 있다.

(다) 자동차 방열기에서는 공기 입구 속도분포에 따라 방열기의 냉각효과는 약 7%까지 저하된다.

후 기

본 연구는 과학기술처의 특정 연구 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드리는 바이다.

참 고 문 헌

1. Shah, R. K., 1989. "A Short Course on Compact Heat Exchangers", Sponsored by Kyungpook Division of the KSME, pp.1~36.
2. Holman, J. P., 1987. "Heat Transfer", McGraw Hill Int. Ed.,
3. 김세영, 1988. "열교환기 설계 핸드북", 도서출판 한미, pp.49~53.
4. Kays, W. M. and London, A. L., 1983. "Compact Heat Exchangers", McGraw Hill Book Co., pp.303~318.
5. Davenport, C. J., 1983. "Correlations for Heat Transfer and Glow Friction Characteristics of Louvered Fin", AI-Chem Symposium Series No.225. V. 79. pp.19~27.
6. Gnielinski, V., 1976. "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int.Chem. Eng., V.16, pp.358~369.
7. 이춘식의, 1987. "엔진기종에 따른 적정방열성능을 가지는 방열기의 설계 기술", 과학기술처보고서, N288-2929-2.