

## 성능선도에 의한 다통로 판형열교환기의 간이설계법

### An easy-to-use design procedure for multipass plate heat exchangers based on the performance plots

유 호 선\*, 이 근 휘\*\*, 방 보 청\*\*  
H. Yoo, K. H. Lee, B. C. Bang

**Key words:** Plate heat exchanger(판형열교환기), Multipass arrangement(다통로 배열), Performance plot(성능선도), Chevron angle(Chevron각), Exchanger/stream number of transfer unit (총합/각류 열전달단위수)

#### ABSTRACT

Based on a set of performance plots relating the design variables to the imposed conditions, an easy-to-use and versatile design procedure for chevron-type multipass plate heat exchangers is developed. In order for the present procedure to cover multipass with unequal passes and non-unity ratio of heat capacity rate, each stream number of transfer unit is adopted as the basic design variable instead of the exchanger number of transfer unit. It is found that there exists a unique relation between the stream and exchanger number of transfer units regardless of the chevron angle and the plate length. In addition, for a given value of the pressure drop the heat transfer area per unit mass flow rate can be expressed in terms of the stream number of transfer unit only. These two relationships in the form of simple plots constitute the framework of design. The sample results in comparison with the available data indicate that the present procedure includes the previous ones as a subset, and that every design method is affected essentially by the selection of specific correlations for the heat transfer coefficient and the friction factor.

#### 기 호 설 명

$a$  : 함수  $ntu(NTU)$ 의 기울기  
 $A$  : 총전열면적,  $2LW$  [ $m^2$ ]  
 $A_c$  : 유로의 총단면적,  $WD_e/2$  [ $m^2$ ]  
 $b$  : 판 사이 간격 [ $m$ ]  
 $C$  : 열용량률,  $\dot{m}c_p$  [ $W/K$ ]

$c_p$  : 유체의 정압비열 [ $J/(kgK)$ ]  
 $D_e$  : 수력직경 [ $m$ ]  
 $f$  : 마찰계수,  $(2\rho D_e \Delta P)/(G^2 L)$   
 $G$  : 질량유속,  $\dot{m}/A_c$  [ $kg/(m^2s)$ ]  
 $h$  : 대류열전달계수 [ $W/(m^2K)$ ]  
 $j$  : Colburn의  $j$ 인자,  $St \cdot Pr^{1/2}$   
 $k$  : 유체의 열전도율 [ $W/(mK)$ ]  
 $L$  : 판의 길이 [ $m$ ]  
 $L^*$  : 무차원 판의 길이,  $L_\beta/L_{30}$

\* 정회원, 숭실대학교 기계공학과

\*\* 숭실대학교 대학원 기계공학과

- $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]
- $n_c$  : 채널의 개수
- $ntu$  : 각류 열전달단위수, 식 (4)
- $ntu^*$  : 열용량비 1인 경우의  $ntu$
- $NTU$  : 총합 열전달단위수, 식 (5)
- $Nu$  : Nusselt수,  $hD_e/k$
- $P$  : 온도유용도, 식 (8)
- $\Delta P$  : 압력강하 [kPa]
- $Pr$  : Prandtl수,  $\mu c_p/k$
- $R_1$  : 열용량비, 식 (7)
- $Re$  : Reynolds수,  $GD_e/\mu$
- $St$  : Stanton수,  $h/(Gc_p)$
- $T$  : 온도 [°C]
- $U$  : 총합 열전달계수 [W/(m<sup>2</sup>K)]
- $W$  : 단순화된 채널의 전체폭 [m]
- $W_p$  : 판의 폭 [m]

**그리스 문자**

- $\beta$  : chevron각 [°]
- $\beta^*$  : 무차원 chevron각,  $\beta/30^\circ$
- $\mu$  : 점도 [kg/(ms)]
- $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

**하첨자**

- 1 : 주유체
- 2 : 부유체
- c : 대향류
- i : 입구조건
- j : 주·부유체를 대표
- o : 출구조건
- p : 병행류
- $\beta$  : chevron각을 대표

**1. 서 론**

판형열교환기는 1930년대에 처음 개발된 이후 화학, 식품공정을 비롯한 다양한 산업분야에서 사용이 급속히 증대되어 왔다. 거의 완전한 대향류 유동이 가능하므로 열교환이 효율적일 뿐만 아니라 유지·보수가 용이하고 설치공간을 절약

할 수 있는 이점이 있기 때문이다. 더욱이 판(thermal plate)의 규격, 형상, 개수 및 유동배열(flow arrangement)을 적절히 선택함으로써 요구되는 열교환량을 정확히 만족시키는 설계가 가능하며, 일단 설치된 이후에도 용량변화에 대응하도록 쉽게 개조될 수 있는 유연성이 있다.<sup>(1-3)</sup>

통상적인 열교환기와 유사하게<sup>(4)</sup> 판형열교환기에 대한 해석도 성능계산(rating or performance) 및 크기결정(sizing or design) 문제로 대별될 수 있다.<sup>(5)</sup> 전자는 기존의 또는 크기가 결정된 열교환기에 대하여 열교환량과 압력강하를 확인하거나 탈설계점에서의 성능을 예측하기 위함이다. 반면 후자는 제한조건이 부여된 새로운 열교환기의 설계를 지칭한다. 여기서 제한조건은 허용압력강하, 특정한 판의 규격 등을 포함하며, 설계는 유동배열, 재질, 치수 등의 결정을 의미한다. 본 연구는 후자에 초점을 맞춘다.

보다 좁은 의미에서 크기결정 문제는 주어진 열교환량에 대하여 허용압력강하 범위 이내에서 전열면적을 최소화하는 것이다. 그러나 어떤 형태로든 최적화를 수반하는 설계법에서는 상당한 반복계산이 요구되므로<sup>(5)</sup> 단시간에 간편하게 개략적인 판형열교환기의 크기를 결정하기 위한 간이(또는 예비)설계용으로는 부적합하다. 그 대안으로서 제시된 것이 성능선도에 의존하는 방법이다. 대표적으로 Focke<sup>(6)</sup>는 열전달계수 및 마찰계수에 대한 상관관계식과 판형열교환기의 성능에 관한 이론을 무차원 식으로 정리하여 2종류의 선도를 제안하였다. 수정 Bergwerk선도 및 Focke선도로 불리는 각각의 특징에 관해서는 후술하기로 한다. 또한 판형열교환기 제작사의 하나인 Alfa Laval AB는 주어진 압력강하에 대하여 단위유량당 전열면적과 열전달단위수사이의 관계를 정량화한 선도를 이용하였다.<sup>(7)</sup> 이외에도 Cooper와 Usher<sup>(8)</sup>는 3개의 선도(판당 전열면적-체적유량, 열전달계수-압력강하, 판당 전열면적에 대응하는 압력강하-체적유량)를 순차적으로 이용하는 간이설계법을 소개하였다. 이러한 선도들은 나름대로의 장점을 갖고 있지만, 다음 장에서 상술될 이유로, 실제 사용에는 상당한 제약과 장애가 따른다.

본 연구는 기존 성능선도에 의한 설계법의 문제점을 개선하고 보다 일반화된 설계법을 확립하기 위하여 시도되었다. 작동유체가 액체-액체인

chevron형 판형열교환기를 대상으로, 이미 알려진 이론과 열전달 및 압력강하에 대한 상관관계식을 연계하여 간이설계에 바로 적용될 수 있는 선도를 작성하고, 이를 이용하여 부여된 설계조건 및 제한조건을 만족시키는 전열면적, 판의 길이, 유동배열, chevron각 등의 설계인자를 결정하고자 한다. 여기서 성능선도는 설계법을 가시화하는 수단으로서 도입되었을 뿐 궁극적인 연구목표는 설계법 자체임을 강조하고자 한다. 다른 방법과의 비교고찰을 위하여 특정한 경우에 대한 구체적인 설계예를 제시한다. 작동유체를 액체-액체로 국한한 것은 방법의 제약이 아니라 이상류(two-phase flow) 또는 기체에 대해서는 가능한 실험식이 별로 없기 때문이다.

## 2. 간이설계법

### 2.1. 기존의 설계법 검토

해석에 앞서 기존의 성능선도 또는 간이설계법의 특징을 구체적으로 검토함으로써 본 연구가 지향할 방향을 모색하고자 한다.

먼저, 서론에서 언급한 Focke<sup>(6)</sup>의 두 선도를 각각 Fig. 1과 2에 재현하였다. 선도에 표시된 화살표는 설계예이다. 하나의 횡축에 성질이 상이한 여러 종축을 결합한 형태인 두 선도는 공통적으로 복잡한 무차원수를 기준으로 작성되었기 때문에, 설계인자의 값을 결정하는 데는 별도의 환산이 필요하고, 다통로 배열에 적용될 수는 있지만 복잡한 전처리가 요구된다. 수정 Bergwerk 선도(Fig. 1)는 특정한 chevron각 및 수력직경(equivalent diameter)에 대하여 부여된 열교환량(횡축의 ntu로 환산됨)과 허용압력강하( $\Delta P$ )에 대응하는 전열면적, 유로단면적 및 판의 길이를 동시에 결정할 수 있는 포괄적인 형태이다. 그러나 길이가 고정된 규격판을 사용하는 설계에는 부적합하다. 이를 보완한 Focke선도(Fig. 2)는 일정한 판의 길이에 대하여 열교환량과 압력강하의 허용범위 내에서 최소전열면적을 갖는 chevron각을 결정할 수 있다( $\beta=45^\circ$ ). 다만 chevron각까지 고정된 규격판의 경우 열교환량을 맞추기 위해서( $\beta=30^\circ$ ) 또는 허용압력강하를 맞추기 위해서( $\beta=72^\circ$ ) 전열면적이 지나치게 커질 우려가 있다.

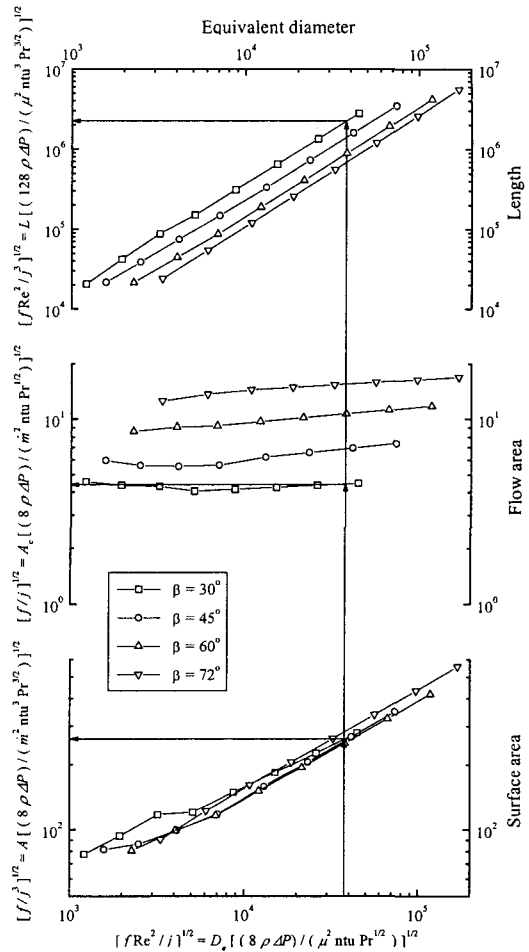


Fig. 1 Modified Bergwerk plot for different chevron patterns.

다음으로, Raju와 Bansal<sup>(7)</sup>이 소개한 Alfa Laval AB의 선도는 Fig. 3에 도시된 바와 같이 열교환량(횡축의 NTU로 환산됨)과 허용압력강하로부터 직접 전열면적이 결정되는 편리한 형태이나 방열 및 수열유체사이의 열용량비가 근사적으로 1인 경우에만 유효한 제한이 따른다. 또한 전열면적 이외에 폭, 길이, chevron각과 같은 판의 규격은 구해질 수 없으며, 다통로 배열에 대한 설계도 불가능하다.

마지막으로, 도시되지는 않았지만 Cooper와 Usher<sup>(8)</sup>의 선도에서도 총전열면적만 결정될 뿐 판의 규격은 파악될 수 없으며 열용량비는 3 이하로 제한된다. 또한 방열 및 수열유체 즉 각류

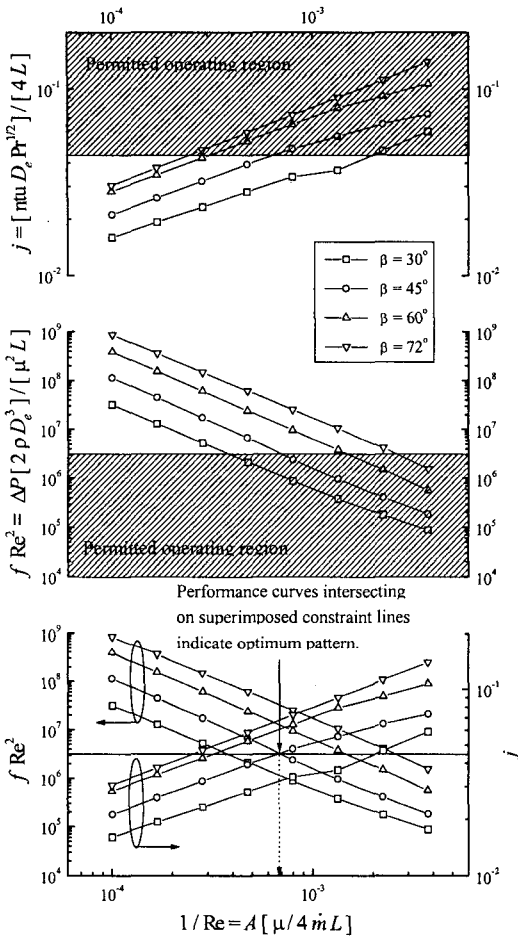


Fig. 2 Focke plot to determine the optimum chevron angle for given pressure drop and channel length constraints.

의 통로수가 같은 다통로 배열에는 유용하나 통로수가 다른 경우(예를들어 2통로-1통로 배열)에는 무용하다.

이상의 검토로부터 본 연구는 각류의 통로수가 다른 경우를 포함한 다통로 배열에 대한 설계가 가능하고, 열용량비에 무관하게 적용될 수 있으며, 판의 규격에 관한 구체적인 정보까지 획득될 수 있는 간이설계법을 목표로 한다. 다통로 배열 및 열용량비에 대한 제한을 해결하고 chevron각의 변화를 고려하기 위해서 Focke<sup>(6)</sup>의 접근방법을 원용하여 뒤에서 정의될 총합 열전달단위수(NTU) 대신 각류 열전달단위수(ntu)를 설계기준으로 취한다 또한 결과의 실용성을 감안하여 판

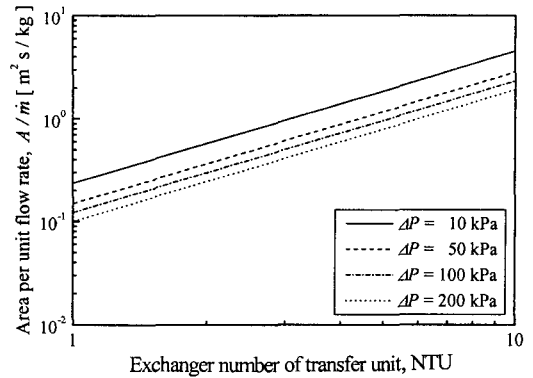


Fig. 3 Relationship between the area per unit flow rate and the exchanger number of transfer unit for different values of the pressure drop.

의 규격을 결정할 수도 있고 규격이 고정된 판을 사용할 수도 있는 성능선도를 확립하고자 Raju와 Bansal<sup>(7)</sup>의 개념을 부분적으로 도입한다.

## 2.2 해석

### 2.2.1 기본가정

판형열교환기의 성능과 연관된 모든 인자를 해석에 고려하기는 곤란하므로 본 연구에서는 판형열교환기 설계에 보편적으로 도입되고 있는<sup>(5,6)</sup> 다음의 가정에 의존하여 해석을 단순화하였다.

- (1) 주유체측과 부유체측의 채널 개수는 동일하며, 유체는 각 채널에 균일하게 분배된다.
- (2) 채널의 길이방향 대류열전달계수는 균일하다.
- (3) 채널을 연결하는 포트(port)를 통한 유동손실은 무시하고 채널 내에서의 압력강하만을 고려한다.
- (4) 열교환기 양단의 단열판으로 인한 효과(end effect)는 무시한다.
- (5) 판의 불결(fouling)과 열전도 저항은 무시한다.

여기서 주유체(primary fluid)는 방열 또는 수열 유체 중에서 열용량률이 큰 것을 말하며 부유체(secondary fluid)는 다른 하나이다. 가정 (1)~(3)은 일반적으로 성립하며, 가정 (4)도 판의 수가 많은 경우 유효하다.<sup>(9)</sup> 다만 가정 (5)의 불결은 실제 운전에서 열전달을 현저하게 저하시키는 요인으로서 무시하기 곤란하지만,<sup>(10,11)</sup> 불결계수에

관한 체계화된 자료가 거의 없기 때문에 본 연구에 고려하지는 않았다.

또한 다통로 배열을 취급하기 위해서는 추가적인 단순화가 필요하다. 먼저, Fig. 4와 같이 작동 유체가  $W_p$ 의 폭을 가진  $n_c$ 개의 채널에 균등하게 분배된 것을  $W(=n_c W_p)$ 의 폭을 가진 하나의 채널로 간주하였다.<sup>(6)</sup> 다음으로, Fig. 5의 예와 같이 길이가  $L$ 인 판의 2통로 배열은 총전열면적 ( $A$ )은 같고 길이가  $2L$ 인 판의 단통로 배열로 모사하였다.<sup>(12)</sup> 판형열교환기에서 특성길이는

$$D_e = \frac{4bW}{2(b+W)} \approx 2b \quad (1)$$

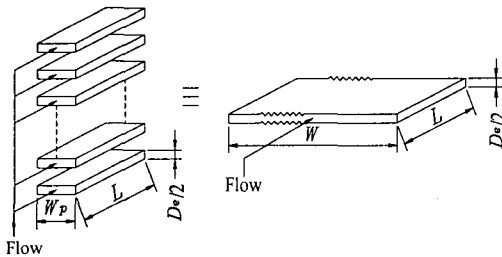


Fig. 4 Simplified model for the channel width.

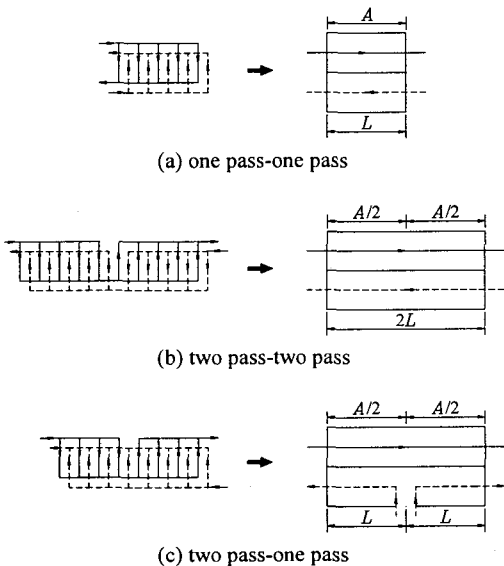


Fig. 5 Simplified model for flow arrangements.

로 정의되는 채널의 수력직경으로 취한다. 판의 파형에 따라 다른  $D_e$ 는 대략 3~10 mm 정도이며<sup>(5,7)</sup> 본 연구에서는 5 mm로 고정하였다.

### 2.2.2 열전달 해석

판형열교환기의 설계에서 가장 핵심적인 자료는 채널을 통한 열전달 및 압력강하에 대한 상관관계식이다. 이 자료는 판의 형상이나 규격에 따라 상이하므로 각 제작사에서는 고유한 실험식을 보유하고 있으나 대부분은 공개하지 않고 있다.<sup>(5)</sup> 지금까지 발표된 자료만을 체계적으로 정리한 연구<sup>(13)</sup>에 의하면 chevron각의 변화가 고려된 경우는 물-물 열교환에 대한 Focke등<sup>(14)</sup>의 실험식이 유일하다. 극히 최근까지도 열전달 및 압력강하에 미치는 chevron각의 영향이 현저하다고 보고되고 있는 점을 고려하여<sup>(15)</sup> 본 연구는 상기 Focke등<sup>(14)</sup>의 실험식에 의존하였다. 따라서 본 연구에서 취급된 주·부유체는 공히 물이다. 사실은 Fig. 1~3의 재현에도 이미 같은 식이 사용되었다. 이들의  $j$ 인자 및 마찰계수  $f$ 는 각각 chevron각에 따라  $Re$ 수만의 함수로 표시되며 구체적인 형태는 문헌<sup>(14)</sup>을 참조하기 바란다.

열전달계수  $h$ 는 기호설명에 정의에 따라 다음과 같이 계산된다.

$$h = j G C_p Pr^{-1/2} \quad (2)$$

유체종류 및 유량, 통로수에 따라 주유체측과 부유체측의 열전달계수가 결정되면 총합 열전달계수는 가정 (5)에 의해

$$1/U = 1/h_1 + 1/h_2 \quad (3)$$

로 구해진다. 각류 열전달단위수와 총합 열전달 단위수는 각각

$$ntu_j = h_j A / C_j \quad (4)$$

$$NTU_1 = UA / C_1 \quad (5)$$

이며, 식 (3)에 따라 다음의 관계가 성립한다.

$$NTU_1 = \frac{ntu_1 ntu_2}{R_1 ntu_1 + ntu_2} \quad (6)$$

여기서  $NTU$ 의 하첨자 1은 주유체의 열용량을 기준임을 의미하며, 열용량비는 다음과 같이 정

의되었다.

$$R_1 = C_1/C_2 \quad (7)$$

주유체측 온도유효도를

$$P_1 = (T_{1,i} - T_{1,o}) / (T_{1,i} - T_{2,i}) \quad (8)$$

로 정의할 때  $P_1$ 은  $NTU_1$ 과  $R_1$ 의 함수로 표현되며 함수관계  $P_1(NTU_1, R_1)$ 은 유동방향과 각류의 통로수의 일치여부에 따라 상이하다.<sup>(9,16,17)</sup> 단통로를 포함하여 통로수가 같은 대향류 다통로 배열 및 통로수가 다른 다통로 배열의 대표적인 예로서 2통로-1통로 배열(이 경우 Fig. 5(c)와 같이 대향류 및 병행류가 각각 절반이 됨)에 대한 온도유효도를 Table 1에 요약하였다.

설계조건으로부터  $P_1$ 과  $R_1$ 이 주어졌을 때 이에 대응하는  $NTU_1$ 은  $P_1(NTU_1, R_1)$ 이 복잡하기 때문에 역함수에 의한 해석적인 방법보다는 이들 사이의 관계를 도시한 Fig. 6(통로수가 일치) 또는 Fig. 7(통로수가 불일치)과 같은 선도에서 구하는 것이 간이설계의 취지와 부합된다. 통로수

Table 1 Temperature effectiveness formulas for different pass arrangements

Basic formulas	
$P_c = \frac{NTU_1}{(1 + NTU_1)} \quad (R_1 = 1) \quad (9)$	
$P_c = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 - R_1)]}{1 - R_1 \exp[-NTU_1(1 - R_1)]} \quad (R_1 \neq 1) \quad (10)$	
$P_p = \frac{1 - \exp[-NTU_1(1 + R_1)]}{1 + R_1} \quad (11)$	
Single pass or multipass with equal passes	
$P_1 = P_c(NTU_1, R_1) \quad (12)$	
Multipass with unequal (two-one) passes	
$P_1 = \frac{1}{2}(P_c + P_p - \frac{1}{2}P_c P_p R_1) \quad (13)$	
where $P_c = P_c(NTU_1, R_1/2)$	
$P_p = P_p(NTU_1, R_1/2)$	

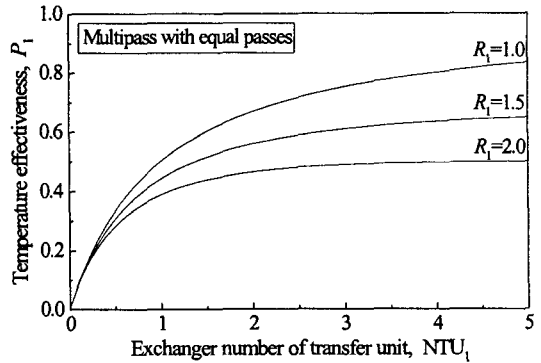


Fig. 6  $P_1$  versus  $NTU_1$  relations for the case of single pass or multipass with equal passes.

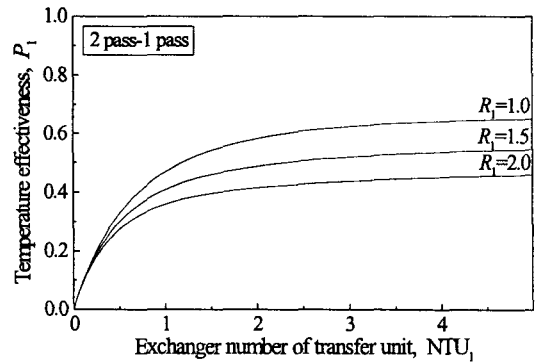


Fig. 7  $P_1$  versus  $NTU_1$  relations for the case of multipass with unequal (two-one) passes.

가 다른 다통로 배열에는 다양한 종류가 있으며 그 온도유효도가 일반식으로 정리되어 있기 때문에<sup>(9)</sup> 필요할 경우 항상 선도화될 수 있다.

이와 같이 결정된  $NTU_1$ 과  $ntu_1$ 사이의 관계 및 이에 미치는 chevron각의 영향을 검토하기 위한 예로서 각류의 통로수가 같고  $R_1 = 2$ 인 경우에 대하여 식 (6)을 도시한 것이 Fig. 8이다. 흥미롭게도  $ntu_1 - NTU_1$ 관계는 원점에서 시작하는 선형이며(즉 구배만으로 특성화되고) chevron각에 무관하게 나타났다. 추가적으로  $R_1$ 을 변화시켰을 때  $ntu_1 - NTU_1$  및  $ntu_2 - NTU_1$ 관계는 각각 chevron각에 무관한 직선이며, 그 구배도 Fig. 9와 같이  $R_1$ 에 대하여 선형적임이 확인되었다. 따라서  $R_1 = 1$ 일 때의 열전달단위수를  $ntu^*$ 로 정의

하면  $ntu^*$ 와  $NTU_1$ 사이에는 chevron각, 열용량비, 판의 규격 등에 무관한 관계가 도출될 수 있다. 단통로를 포함하여 통로수가 같은 다통로 배열의 경우  $ntu_1^* = ntu_2^*$ 이므로 이 관계는 Fig. 10과 같이 일원화된다. Fig. 10에서  $NTU_1$ 에 대응하는  $ntu^*$ 가 결정되면  $ntu_1$ 는 Fig. 9로부터

$$ntu_1 = (0.355 + 0.645 R_1)ntu^* \quad (14)$$

$$ntu_2 = (0.725 + 0.275 R_1)ntu^* \quad (15)$$

와 같이 구해진다. 각류의 통로수가 다른 다통로 배열에 대하여 같은 방법을 적용하면  $ntu_1^* \neq ntu_2^*$

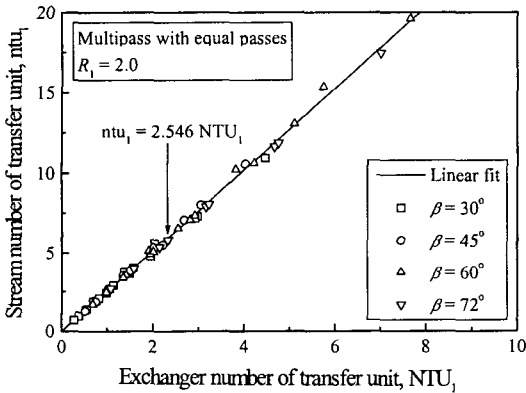


Fig. 8 An example of linear-fitted  $ntu_1$  versus  $NTU_1$  relation for multipass with equal passes when  $R_1=2$ .

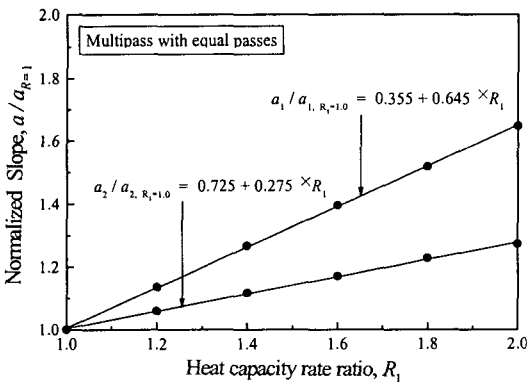


Fig. 9 Normalized slope of  $ntu$ - $NTU_1$  lines as a function of  $R_1$  for multipass with equal passes.

이기 때문에  $ntu^*$ 와  $NTU_1$ 의 관계는 Fig. 10과는 달리 Fig. 11과 같이 이원화된다. 또한  $ntu_1$  및  $ntu_2$ 도, Fig. 9에 대응하는 관계는 생략하였으나, 각각 다음의 식으로부터 구해질 수 있다.

$$ntu_1 = (0.795 + 0.205 R_1)ntu_1^* \quad (16)$$

$$ntu_2 = (0.419 + 0.581 R_1)ntu_2^* \quad (17)$$

주어진  $NTU_1$ 에 대하여 식 (15) 및 (17)과 같이  $ntu_2$ 까지 계산하는 이유는 주·부유체에 대한 허용압력강하 중에서 보다 가혹한 조건을 만족시켜야 하기 때문이다. Fig. 10과 11, 식 (14)~(17)의 상관관계는 실험식으로부터 얻어진 결과임을 감

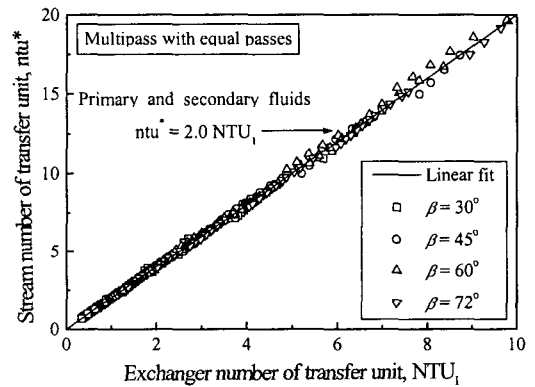


Fig. 10 Generalized  $ntu^*$  versus  $NTU_1$  relation for multipass with equal passes.

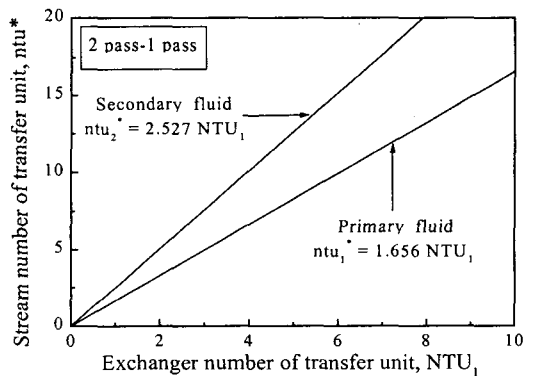


Fig. 11 Generalized  $ntu^*$  versus  $NTU_1$  relations for multipass with unequal (two-one) passes.

안하면 만족스러운 수준으로서 설계법을 간편화 하는데 크게 기여한다.

2.2.3 압력강하 해석

열전달과 함께 설계에 고려되어야 할 다른 핵심적인 요소가 압력강하이다. 가정 (3)으로부터 열교환기의 전압력강하는 채널에서의 유동손실에 만 기인하므로

$$\Delta P = f \frac{L}{D_e} \frac{G^2}{2\rho} \quad (18)$$

로 계산되며, 열전달계수와 같은 이유로 마찰계수  $f$ 의 Re수 및 chevron각 의존성은 Focke등<sup>(14)</sup>의 실험식을 인용하였다.

전술하였듯이 판형열교환기의 설계는 허용압력강하 내에서 요구되는 열교환량을 만족하는 최소 전열면적을 결정하는 것이다. 각류의 유량, 작동유체 종류(물성치), 입구온도 및 열교환량이 설계조건으로 부여되면 열용량비가 계산되고 식 (8)에서  $P_1$ , Fig. 6 또는 7에서  $NTU_1$ , Fig. 10 또는 11에서  $ntu^*$ , 식 (14)와 (15) 또는 식 (16)과 (17)에서  $ntu_1$ 과  $ntu_2$ 가 각각 구해진다. 따라서 일정한 압력강하에 대하여  $ntu_j$ 와 단위유량당 전열면적( $A/\dot{m}$ )사이의 관계를 수식 또는 선도로 표현할 수만 있다면 전열면적은 순차적인 과정으로 쉽게 결정될 수 있다.

사실  $R_1=1$ 에 대한  $A/\dot{m}$ 과  $NTU$ 와의 관계는 Fig. 3과 같이 기존의 설계법<sup>(7)</sup>에서 이미 도입된 바 있으나, 다통로 배열 및  $R_1 \neq 1$ 인 경우에 대한 설계가 불가능하기 때문에 본 연구에서는 이를 개선하고자  $A/\dot{m}_j$ 과  $ntu_j$ 의 관계(이하 하첨자  $j$  생략)를 추구하고 있다. 이들 사이에는

$$ntu = j \frac{\mu Re}{D_e Pr^{1/2}} \left( \frac{A}{\dot{m}} \right) \quad (19)$$

$$\Delta P = f \left( \frac{\mu Re}{D_e} \right)^3 \frac{1}{8\rho} \left( \frac{A}{\dot{m}} \right) \quad (20)$$

$$\frac{A}{\dot{m}} = \frac{4L}{\mu Re} \quad (21)$$

와 같은 함수관계가 성립한다. 여기서  $j$ 인자와 마찰계수  $f$ 는 Re뿐만 아니라 chevron각에도 의존한다. 따라서 설계조건으로 부여되거나 전술한

방법에 의해 구해진  $\dot{m}$ ,  $D_e$ ,  $ntu$ ,  $\Delta P$  및 chevron각에 대하여 식 (19)~(21)의 해는  $A/\dot{m}$  및  $L$ (또는 Re수)이다.

일례로서  $\Delta P = 10$  kPa일 때 chevron각의 변화에 대하여  $ntu$ 와  $A/\dot{m}$  및  $L$ 과의 관계를 계산한 결과가 Fig. 12이다. 여기서  $A/\dot{m}$  및  $L$ 은 모두  $ntu$ 에 따라 증가하기 때문에 각 선도의 구별을 위하여  $L$ 축은 감소하는 방향으로 도시하였다. 주목되는 것은 log-log평면에서  $A/\dot{m}$ - $ntu$  및  $L$ - $ntu$ 는 공히 선형적이며, 전자는 chevron각에 거의 무관하다는 점이다. 또한 Fig. 12에 나타났듯이  $L$ 의  $ntu$ 에 대한 구배가 일정하기 때문에  $L$ 의  $\beta$ 의존성도  $\beta = 30^\circ$ 를 기준으로 무차원화된 다음의 식으로 표현될 수 있다.

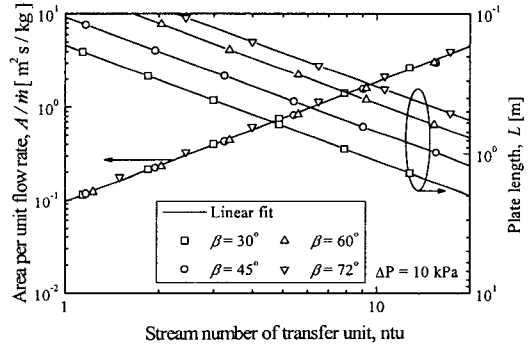


Fig. 12 An example of linear-fitted  $A/\dot{m}$  and  $L$  versus  $ntu$  relations.

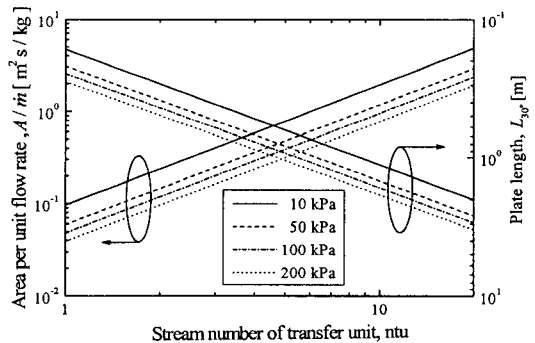


Fig. 13 Generalized  $A/\dot{m}$  and  $L_{30}$  versus  $ntu$  relations for some selected values of the pressure drop.



$$L^* = 0.249\beta^{*2} - 1.337\beta^* + 2.088 \quad (22)$$

더욱이 추가적인 계산을 통하여  $\Delta P$ 가 변화하여도 식 (22)는 항상 성립한다는 편리한 성질이 확인되었다. 즉 주어진  $\Delta P$ 에 대하여  $L_{30}$  만 알면 임의의  $L_\beta$ 는 식 (22)로부터 계산될 수 있다. 대표적인 수개의 압력강하에 대하여  $\beta$ 에 무관하게 일반화된  $A/\dot{m}-ntu$  및  $L_{30}-ntu$  선도를 작성한 것이 Fig. 13이다. 이 선도와 식 (22)는 Fig. 10과 11처럼 설계법의 간편화에 큰 도움이 된다.

### 2.3 설계순서

지금까지의 해석결과 및 개발된 선도에 따라 구체적인 설계를 수행하는 순서는 다음과 같이 정리될 수 있다. 설계조건은 열교환량, 각류의 작동유체(물성치), 입구온도 및 유량이며 제한조건은 각류의 허용압력강하이다.

(1) 부여된 열교환량, 각류의 입구온도 및 유량으로부터 출구온도를 계산하고, 식 (7)과 (8)에서 각각  $P_1$ 와  $R_1$ 을 구한다.

(2) 단통로 및 통로수가 같은 다통로 배열인 경우 Fig. 6, 각류의 통로수가 다른 경우 Fig. 7에서  $R_1$ 에 대응하는  $NTU_1$ 을 결정한다.

(3) 단통로 및 통로수가 같은 다통로 배열인 경우 Fig. 10, 각류의 통로수가 다른 경우 Fig. 11에서  $NTU_1$ 에 대응하는  $ntu^*$ 를 찾고, 각각의 경우 식 (14)와 (15) 또는 식 (16)과 (17)에  $R_1$ 을 대입하여  $ntu_1$ 과  $ntu_2$ 를 계산한다.

(4) Fig. 13에  $ntu_1$ 과  $ntu_2$ 를 적용하여 각류의 허용압력강하에 대응하는  $A/\dot{m}$ 와  $L_{30}$ 를 각각 구한다.

(5) 구해진  $A/\dot{m}$ 중에서 큰 것을 선택한 후 식 (22)를 이용하여 각 chevron각에 대응하는  $L_\beta$ 를 계산한다.

(6) 규격판이 아닌 경우 열교환기 설치공간 등을 고려하여  $L_\beta$ 를, 규격판인 경우 규격에 가장 근접한  $L_\beta$ (또는  $\beta$ )를 선정하고 필요하면  $n_c = A/(2LW_c)$ 로부터 판의 개수를 구한다.

(7) 유동배열을 바꾸면서 단계 (2)~(6)을 반복하여  $A/\dot{m}$ 가 최소가 되는 배열을 최종적으로 결정한다.

단계 (3)~(5)에서 주·부유체의 허용압력강하에 대한 해석을 동시에 수행하는 이유는 보다 가혹한 제한조건을 만족시키기 위함이다. 단통로 및 통로수가 같은 다통로 배열인 경우 주어진 조건에서 사실상 이것을 알 수 있으나, 각류의 통로수가 다른 경우 유량이 같아도 유속이 다를 수 있기 때문에 반드시 확인되어야 한다.

### 3. 설계예 및 고찰

본 연구의 타당성과 유용성을 확인하기 위하여 유동배열이 다른 두개의 경우에 대하여 구체적인 설계를 수행하였다. 문헌에 발표된 설계예 중에서 본 연구와 비교가 가능한 경우는 소수에 불과하기 때문에 설계조건을 선정하는데 상당한 어려움이 있었다. 단통로의 경우 Raju와 Bansal,<sup>(7)</sup> 다통로의 경우 Cooper와 Usher<sup>(8)</sup>에서 설계조건을 인용하였으며 Table 2에 요약하였다. 다만 이들 문헌에서 적용된 열전달계수 및 마찰계수 상관관계식은 chevron각의 변화를 고려하지 않았으며 후술되듯이 본 연구에서 사용한 Focke<sup>(14)</sup>과는 상당한 차이가 있기 때문에 결과의 비교만으로 설계법의 타당성을 고찰하는데는 문제가 있다. 이점을 보완하기 위하여 Focke의 수정 Bergwerk 선도에 의한 설계법<sup>(6)</sup>에 본 연구에서 사용된 실험식을 적용한 결과를 함께 제시하였다. Table 3 및 4는 규격판이 아닌 경우 각각 단통로 및 다통로에 대한 설계결과이다.

유동배열에 무관하게 설계된 전열면적은 Raju와 Bansal<sup>(7)</sup> 또는 Cooper와 Usher<sup>(8)</sup>와는 큰 차이를 보인다. 이에 비하여 Focke<sup>(6)</sup>와는 구별이 안 될 정도로 잘 일치한다. 이 사실은 본 설계법에 어떤 불확실성이 내포되었다기 보다는 전술한 실험식의 차이에 기인하였을 가능성이 매우 크다. 이것을 확인하고자 대표적으로  $\beta = 30^\circ$ 인 경우의 난류유동에 대하여 Focke<sup>(14)</sup>의 실험식을 적절히 환산하여 Cooper와 Usher<sup>(8)</sup>의 열전달계수 및 마찰계수와 Fig. 14에서 비교하였다. 거의 모든 Re수의 범위에 걸쳐 열전달계수는 크고 마찰계수는 작기 때문에 전열면적이 작은 결과가 초래될 수밖에 없다. 이점은 Table 3과 4의 마지막 2행에 참고로 수록된 각류의 열전달계수에서도 쉽게 확인된다. 최근 판형열교환기에 관한 실험식을 체계적으로 정리한 연구<sup>(13)</sup>에서도 Focke<sup>(14)</sup>

의 실험식이 chevron각에 무관하게 다른 경우보다 열전달계수는 크고 마찰계수는 작다는 사실이 보고된 바 있다.

설계에 사용된 실험식 이외에 Table 3과 4에서 설계값의 불일치 정도가 큰 차이를 보이는 것은 본 해석에서 배제된 판의 불결과 연관된다. 판의

Table 2 Design conditions and data used for sample designs

Cases		Single pass	Multipass
Imposed or precalculated conditions	$T_{1,i}$ [°C]	41.5	95.0
	$T_{1,o}$ [°C]	28.0	43.0
	$T_{2,i}$ [°C]	23.0	10.0
	$T_{2,o}$ [°C]	36.5	88.0
	$\dot{m}_1$ [kg/s]	163.89	34.0
	$\dot{m}_2$ [kg/s]	163.89	22.7
	$R_1$	1.0	1.5
	$P_1$	0.705	0.610
	$NTU_1$	2.4	2.9
	$\Delta P_1$ [kPa]	32.0	50.0
	$\Delta P_2$ [kPa]	32.0	33.5
Properties	$c_p$ [kJ/kgK]	4.2	
	$\mu$ [kg/ms]	$0.65 \times 10^{-3}$	
	$k$ [W/mK]	0.63	
	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$10^3$	

Table 3 Designed results for the case of single pass

Item	Raju & Bansal	Present	Focke
$A/\dot{m}$ [m <sup>2</sup> s/kg]	2.73	0.64	0.61
$L_{30}$ [m]	-	0.81	0.84
$L_{45}$ [m]	-	0.52	0.50
$L_{60}$ [m]	-	0.33	0.31
$L_{72}$ [m]	-	0.25	0.23
$h_1$ [W/m <sup>2</sup> K]	3840	35723	37002
$h_2$ [W/m <sup>2</sup> K]	3840	35723	37002

Table 4 Designed results for the case of multipass (three pass-three pass)

Item	Cooper & Usher	Present	Focke
$A/\dot{m}$ [m <sup>2</sup> s/kg]	2.83	0.90	0.86
$L_{30}$ [m]	-	0.37	0.40
$L_{45}$ [m]	-	0.23	0.25
$L_{60}$ [m]	-	0.15	0.16
$L_{72}$ [m]	-	0.11	0.12
$h_1$ [W/m <sup>2</sup> K]	10200	34932	38024
$h_2$ [W/m <sup>2</sup> K]	9000	26947	29334

불결을 고려하지 않은 Cooper와 Usher<sup>(3)</sup>의 경우 본 연구와 비교할 때(Table 4) 열전달계수는 약 1/4, 전열면적은 약 4배로서 대략적으로 역수관계가 성립하며 쉽게 납득되는 결과이다. 반면 판의 불결을 고려한 Raju와 Bansal<sup>(7)</sup>의 경우 본 연구에 비하여(Table 3) 열전달계수는 약 1/9이나 전열면적은 9배가 아닌 약 4배에 불과하다. 이것은 불결을 고려할 경우 ntu와 NTU사이의 관계가 식 (6)과는 다른 형태로 되기 때문으로 보인다. 만일 판의 불결을 해석에 반영할 경우 ntu와 NTU사이에는 Fig. 10이나 11과 같은 선형적인 관계는 성립하지 않으리라 예상된다. 다만 비선형 관계라 하여도 chevron각에 무관하기만 하면 본 설계법의 틀은 그대로 유지될 수 있을 것이며 추후 연구되어야 과제이다.

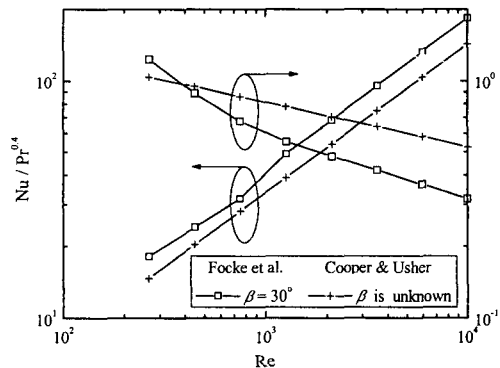


Fig. 14 Comparison of the heat transfer and flow loss characteristics between two set of empirical equations.

한편 다른 관점에서 본 설계법을 검토하기 위하여 Table 2와 같은 조건하에서 판의 길이가 고정된 규격판에 대한 설계를 수행하였다. 예를 들어  $L=0.44$  m일 때 허용압력강하 내에서 요구되는 열교환량을 만족하는 최소전열면적은 단통로의 경우  $\beta=45^\circ$ 에서  $A/\dot{m}=0.95$  m<sup>2</sup>s/kg, 다통로의 경우  $\beta=30^\circ$ 에서  $A/\dot{m}=1.05$  m<sup>2</sup>s/kg인 결과를 얻었다. 이 설계결과에 대응하는 압력강하는 각각 10 및 50 kPa이다. 단통로의 경우  $\beta=30^\circ$ 에서는 열교환량이 미달되어,  $\beta=60^\circ$ 와  $72^\circ$ 에서는 압력강하가 초과되어 전열면적이 최소값보다 크게 된다. 반면 다통로의 경우  $\beta \geq 45^\circ$  모두에서 압력강하의 초과가 전열면적이 최소값보다 큰 원인이 된다.

규격판에 대한 상기 설계값을 비규격판에 대한 Table 3 및 4의 자료와 비교할 때 판의 길이라는 추가적인 제한을 만족시키기 위해 유동배열에 상관없이 전열면적이 증가되었음을 알 수 있다. 이와 같이 추가적인 제한조건이 있는 경우에 대한 이해를 돕기 위하여 단통로의 경우에 대하여 전열면적( $A/\dot{m}$ )이 0.61에서 0.95 m<sup>2</sup>s/kg로 대폭 증가된 구체적인 이유를 고찰하기로 한다. 만일 전열면적이 같다면 규격판의 길이( $L=0.44$  m)는 부여된 열교환량에 대응하는 최소길이(Table 3의  $L_{45} = 0.52$  m)보다 짧기 때문에 채널수가 증가하고 결과적으로 유속 또는 열전달계수가 감소한다. 따라서 미달되는 열교환량을 맞추기 위해서는 채널수(고정된 길이에 대해서는 전열면적)가 열전달계수의 감소를 보상할 수 있도록 증가되어야 한다. 이때 유속도 동시에 감소하므로 압력강하( $\Delta P=10$  kPa)는 허용값( $\Delta P=32$  kPa)보다 낮게 된다. 즉 열교환량의 미달이 전열면적 증가의 원인인 경우 허용압력강하를 충분히 이용하지 못한다. 이러한 사실은 Focke의 설계법<sup>(6)</sup>으로도 확인될 수는 있으나 과정은 대단히 복잡하다.

#### 4. 결 론

각류의 통로수가 불일치하는 다통로 배열을 포괄하며 열용량비에 무관하고 판의 규격에 관한 구체적인 정보까지 제공하는 판형열교환기의 간이설계법을 개발하고, 실제 설계에 적용한 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

총합 열전달단위수(NTU) 대신 각류 열전달단위수(ntu)를 설계기준으로 취함으로써 유동배열 및 열용량비에 대한 제약에서 탈피할 수 있음을 확인하였다. 단통로를 포함하여 각류의 통로수가 일치하는 다통로 배열과 통로수가 불일치하는 다통로 배열은 별도로 취급되어야 하며, 각각에 있어서 NTU와 ntu사이에는 판의 길이 및 chevron각과 무관한 선형적인 관계가 성립함을 규명하였다. 이 관계는 열용량비의 일차함수이므로 각류의 열용량률이 상이한 경우에 대한 설계에 쉽게 적용될 수 있다.

일정한 압력강하에 대응하는 단위유량당 전열면적( $A/\dot{m}$ )과 ntu사이의 관계는 log-log선도상에서 chevron각에 무관하게 선형으로 나타났다. 같은 선도에서 판의 길이와 ntu사이의 관계도 선형이지만 chevron각에 따라 상이하다. 그러나 직선의 구배가 압력강하의 크기 및 chevron각과 상관없이 일정하기 때문에 간편하게 보정할 수 있는 경험식을 유도하였다. 알려진 경우에 대한 설계에 및 고찰을 통하여 도출된 본 설계법의 특징은 비규격판에 대해서는 허용압력강하와 열교환량을 동시에 만족하는 판의 길이를, 규격판에 대해서는 허용압력강하 내에서 부여된 열교환량이 되는 최소전열면적과 대응하는 chevron각이 결정될 수 있다는 점이다. 즉 기존의 설계법을 포함하는 보다 일반화된 형태이다. 당연한 사실이지만 설계시 제한조건이 추가될수록 전열면적이 증가됨을 확인하였다.

본 연구에서 제시된 설계법은 주어진 온도유동도를 만족하는 총합 열전달단위수의 결정, 특정한 작동유체 및 판에 대한 총합 열전달 단위수와 각류 열전달 단위수사이의 관계, 일정한 압력강하에 대응하는 각류 열전달 단위수와 단위유량당 전열면적 및 판의 길이 등의 순차적인 요소로 구성된다. 각각의 요소는 가시적인 선도 대신 프로그램으로 처리될 수 있으므로 전체 설계과정의 전산화도 가능할 것이다.

#### 참 고 문 헌

1. Marriott, J., 1971, Where and How to Use Plate Heat Exchangers, in Process Heat Exchange (Edited by Cavaseno, V. and the Staff of Chemical Engineering), McGraw-

- Hill, New York, pp. 156~162.
2. Raju, K. S. N. and Bansal, J. C., 1983, Plate Heat Exchangers and Their Performance, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers (Edited by Kacac, S., Shah, R. K. and Bergles, A. E.), Hemisphere, Washington, D. C., pp. 899-912.
  3. 류해성, 1995, 판형열교환기, 대한기계학회지, 제35권 제9호, pp. 794-804.
  4. Incropera, F. K. and Dewitt, D. P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th ed., Wiley, New York, Chap. 11.
  5. Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, Plate Heat Exchangers and Their Design Theory, in Heat Transfer Equipment Design (Edited by Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A.), Hemisphere, Washington, D. C., pp. 227-254.
  6. Focke, W. W., 1986, Selection Optimum Plate Heat Exchanger Surface Patterns, J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 153-160.
  7. Raju, K. S. N. and Bansal, J. C., 1983, Design of Plate Heat Exchangers, in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers (Edited by Kacac, S., Shah, R. K. and Bergles, A. E.), Hemisphere, Washington, D. C., pp. 913-932.
  8. Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, Plate Heat Exchangers, in Heat Exchanger Design Handbook (Edited by Schluender, E. U.), Vol. 3, Hemisphere, Washington, D. C., Chap. 3.7.
  9. Pignotti, A. and Tamborenea, P. I., 1988, Thermal Effectiveness of Multipass Plate Exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 31, No. 10, pp. 1983-1991.
  10. Bansal, B. and Mueller-Steinhagen, H., 1993, Crystallization Fouling in Plate Heat Exchangers, J. Heat Transfer, Vol. 115, pp. 584-591.
  11. Kerner, J., 1993, Sizing Plate Heat Exchangers, Chemical Engineering, pp. 177-178.
  12. Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, Process Heat Transfer, CRC Press, Boca Raton, Chap. 8.
  13. Talik, A. C., Swanson, L. W., Fletcher, L. S. and Anand, N. K., 1995, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger, Proc. ASME /JSME Thermal Engineering Conference, ASME, Vol. 4, pp. 321-329.
  14. Focke, W. W., Zachariades, J. and Olivier, I., 1985, The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.
  15. Gaiser, G. and Kottke, V., 1998, Effects of Wavelength and Inclination Angle on the Homogeneity of Local Heat Transfer Coefficients in Plate Heat Exchangers, Proc. 11th IHTC, Vol. 6, pp. 203-208.
  16. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, Multipass Plate Heat Exchangers - Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selection Pass Arrangements, J. Heat Transfer, Vol. 111, pp. 300-313.
  17. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, Asymptotic Effectiveness-NTU Formulas for Multipass Plate Heat Exchangers, J. Heat Transfer, Vol. 111, pp. 314-321.