

원통다관형 열교환기의 설계 기술

이상천 · 송익수 · 박병덕

Design Technology of Shell and Tube Heat Exchangers

Sang-Chun Lee, Ick-Su Song and Byoung Duck Park



- 이상천 (영남대 기계공학과)
- 1952년생
- 이상유동 및 열전달을 전공하였으며, 열교환기 설계, 섬유공정에서의 열유체해석 등에 관심을 가지고 있다.



- 송익수 (영남대 기계공학과)
- 1968년생
- 기계공학을 전공하였으며, 열교환기의 열적성능평가 및 그에 따른 압력강하에 관심을 가지고 있다.



- 박병덕 (상주산업대학교)
- 1959년생
- 열전달을 전공하였으며, 열교환기, 냉동·공기조화, 대채냉매 및 엔진구동 히터펌프에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

원통다관형 열교환기는 가격이 저렴하고 유지 보수가 간편하며, 다양한 크기의 제작이 가능하며, 내압성이 좋으므로 화학 Plant 및 발전설비 등의 산업용 장치로 널리 사용되고 있다. 조사에 의하면 전체 산업용 열교환기의 약 60% 이상이 원통다관형 열교환기인데, 주로 응축기로 사용되며 그 외에도 Reboiler나 작동유체의 온도차이가 크지 않은 경우에 사용되고 있다. 하지만 이런 원통다관형 열교환기는 유체 입·출구의 위치 및 형상, Head의 형식, Baffle의 형상 및 위치 등 고려하여야 할 인자들이 다양하며 원통내 유동 및 열전달현상이 복잡하기 때문

에 설계시 고도의 지식 및 경험이 요구된다. 원통다관형 열교환기의 열적 성능 및 압력강하 등을 평가하기 위한 연구가 오래전부터 진행되어 왔으며, 특히 설계 기본식을 제공하기 위한 실험과 이론적 연구가 수행되었다. 초기의 연구에서는 간단한 단일식을 통한 해석방법이 제안되었으나 많은 오차를 수반한다는 사실이 알려지고 나서 이러한 방법은 거의 사용되지 않고 있다. 최근에는 컴퓨터를 이용한 설계방법이 보편화되고 있으며 컴퓨터 설계용 소프트웨어의 개발이 선진국에서 활발하게 이루어져 국내에 보급된 것도 몇 가지 있다. 최근에는 국내에서도 이러한 소프트웨어의 개발이 시도되어 현재 개발 완료단계에 있는 것도 있다. 이 글에서는 원통다관형 열교환기에 관한 구조와 형식, 활용

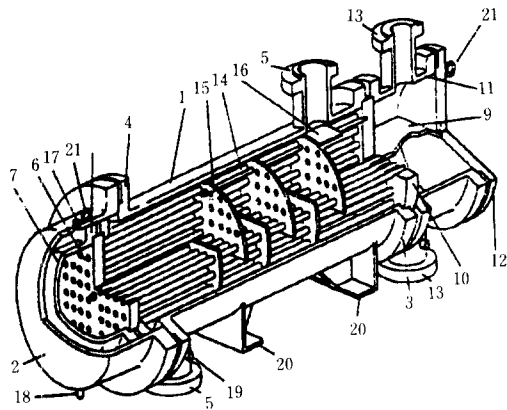
분야 등에 관하여 간단하게 설명하고 설계를 위한 기본식, 설계방안, 설계소프트웨어의 개발 현황에 관하여 소개하고자 한다.

법, Head형식에 의한 방법, 배플에 의한 방법으로 나눌 수 있다.

2. 원통다관형 열교환기 개요

2.1 구조 및 형식

원통다관형 열교환기의 구조는 그림 1과 같이 본체를 구성하는 원통부분과 상호열전달을 하는 관군부분, 원통 안의 유동형태를 결정하는 배플부분으로 크게 나눌 수가 있다. 이러한 기본요소들에 기하학적인 변형을 가하여 원하는 목적의 열교환기를 제작할 수 있다. 따라서 실제 산업계에서 사용되는 원통다관형 열교환기는 그 형태가 매우 다양하므로 이를 구분할 때 TEMA(tubular exchanger manufacturers' association)⁽¹⁾에서 지정한 분류방법에 따르면 원통에 의한 방



- | | |
|----------------|------------------|
| 1. 원통 | 12. 채널 덮개 |
| 2. 원통덮개 | 13. 채널 노즐 |
| 3. 원통채널 | 14. 지지봉 및 스페이서 |
| 4. 원통덮개 끝단 플랜지 | 15. 횡단 배플 혹은 지지판 |
| 5. 원통노즐 | 16. 충격완화관 |
| 6. 부동 튜브시트 | 17. 벤트 연결부 |
| 7. 부동테드 | 18. 드레인 연결부 |
| 8. 부동테드플랜지 | 19. 테스트 연결부 |
| 9. 채널분리관 | 20. 지지 새들 |
| 10. 정상튜브시트 | 21. 리프팅 고리 |
| 11. 채널 | |

그림 1 원통다관형 열교환기의 기본 요소 설명도

원통 형식	
E	단일유로 원통
F	길이방향의 배플을 가진 이중유로 원통
G	분할류
H	이중분할류
J	분할류
K	캐넬 형식 리보일러
X	직교류

그림 2 TEMA 규정에 따른 원통의 형식

2.1.1 원통에 따른 분류

원통다관형 열교환기에서 원통은 그림 2와 같이 크게 TEMA E, F, J, G, H, K, X로 나눌 수가 있다.

1) TEMA E(one pass shell)

TEMA E 형태의 원통은 일반적으로 산업계에서 가장 많이 사용되는 형태이다. 이는 작동유체의 경로가 단일 방향일 때 사용되며 원통측 입·출구 노즐이 서로 원통의 양끝에 반대되는 방향에 위치하게 되는 것이 가장 일반적인 형태이나 내부의 배플의 개수와 형태에 따라 입출구 노즐이 서로 같은 방향에 부착될 수도 있다.

2) TEMA F(two pass shell)

TEMA F 형태는 원통의 중앙 수평부에 길이방향으로 격막을 설치하여 원통측의 유동경로를 증가시켜주는 형태이다. 그러므로 입·출구 노즐의 위치는 원통의 한 쪽 끝단의 서로 다른 반대편에 부착되어진다. 또한 길이방향의 격막이 너무 두꺼워지는 것을 방지하기 위하여 압력강하가 70 kPa 이상 걸리는 곳에서는 사용하지 못하며 온도 역시 배플과 원통 그리고 tube sheet에 걸리는 열응력에 의해 배플을 통한 과도한 열손실이 일어나지 못하도록 195℃를 넘지 말아야 한다.

3) TEMA J, G, H(divided flow shell)

TEMA J, G, H는 원통안의 유동을 분리하는 형태이다. 여기서 J형태는 원통의 중앙부에 입구 노즐을 달고 반대편 양 끝단에 두 개의 출구 노즐을 부착하거나 혹은 그 반대로 하여 원통측 작동 유체의 유동을 나누는 형태가 된다. 이런 형태는 특히 응축과정에서 압력강하를 줄이는 경우에 많이 사용된다. 보통 E형태와 비교하여 압력강하가 1/8 정도로 줄어들기 때문에 진공에서의 응축과 같은 저압의 경우에 사용된다. 또한 G형태의 경우 중앙에 설치된 격막이 양끝에서부터 분리되어 원통측의 유동을 나누는 형태인데 이는 그림 2에서 보듯이 관군부 중앙의 서로

반대 방향에 입·출구 노즐이 설치되어 있다. 이러한 형태는 기본이 되는 E형태와 비교할 때 동일한 유량과 열전달면적에서 비슷한 압력강하가 일어나지만 열전달효율은 더 높아진다. 이는 단상류에서 사용하며 주로 Thermosiphon Reboiler에서 사용된다. 또한 H형태도 역시 마찬가지이나 이는 중앙의 수평 격막이 둘로 나누어져 있는 방식이다.

4) TEMA K(kettle reboiler)

TEMA K 형태는 열교환기의 밑면 60% 이내에 관군을 배치하고 이 부분으로 액상의 작동유체가 흐르게 되며 기상의 작동유체는 그 윗면으로 흐르게 된다. 이는 주로 Pool Boiling이 일어나는 경우에 사용된다.

5) TEMA X(cross flow shell)

TEMA X 형태는 열교환기를 흐르는 유체가 순수하게 직교류의 형태를 띄게 된다. 원통의 내부에는 배플이 없으며 단지 관군이 진동하지 못하게 지지하는 구조물만이 있다. 이러한 형태는 원통측에 아주 저압이 걸리는 경우에만 사용되며 주로 기체를 냉각시킬 경우에 사용된다.

2.1.2 Head 형식에 따른 분류

그림 3에 Head형태의 분류에 따른 구조를 나타내고, 그 특징은 다음과 같다.

1) TEMA L, M, N(fixed tube sheet)

이는 원통과 tube sheet가 용접되어 완전히 고정되어 있는 경우이다. 이러한 형태는 내부에 별다른 체결장치가 없기 때문에 원통측의 작동유체가 누출될 염려가 없으며 또한 다른 형태에 비하여 같은 면적에 관군의 수를 가장 많이 넣을 수 있으므로 열전달이 효과적이라 할 수 있다. 그리고 구조가 간단하고 경제적이란 이유로 가장 널리 사용되고 있는 형태이다. 하지만 관군을 청소할 경우 분리되지 않기 때문에 외측의 경우 단지 화학적으로만 가능하므로 원통측에는 침전이 거의 일어나지 않는 작동유체를 사용하여야 한다. 또한 원통과 관군의 열팽창률이 크게

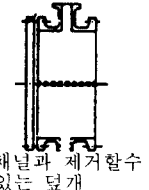

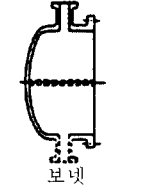

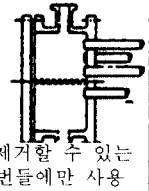

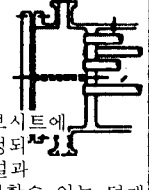

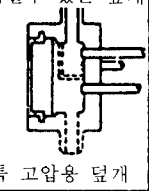

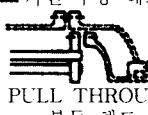
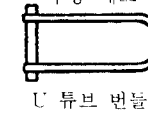

전방 정상 헤드 형식		후방 헤드 형식	
A	 채널과 제거할수 있는 덮개	L	 정상 헤드 "A"와 같은 고정 튜브시트
B	 보닛	M	 정상 헤드 "B"와 같은 고정 튜브시트
C	 제거할 수 있는 번들에만 사용	N	 정상 헤드 "N"와 같은 고정 튜브시트
N	 튜브시트에 고정된 채널과 제거할수 있는 덮개	P	 외측이 고정된 부동 헤드
D	 특 고압용 덮개	S	 뒷면대기 요소를 가진 부동 헤드
		T	 PULL THROUGH 부동 헤드
		U	 U 튜브 번들
		W	 외부가 질드된 부동 튜브시트

그림 3 TEMA 규정에 따른 헤드의 형식

다를 경우 열변형에 의한 누수가 생길 수 있는 단점이 있다.

2) TEMA U(U tube)

이 형태는 저압에서는 fixed tube sheet와 별다른 차이가 없지만 고압의 경우 보다 싸게 제작할 수 있다는 장점이 있다. 또한 관군을 청소하기 위해서 원통으로부터 분리할 수 있다는 장점이 있으나 관 내부를 청소하기에는 어려움이 있기 때문에 관측을 흐르는

유체의 침전이 거의 없는 경우에 사용할 수 있다. 또한 이 형태는 순수한 직교류가 일어나지 않음으로 인하여 열전달 효율면에서 다른 형태보다 조금 떨어지게 된다.

3) TEMA T, S, P, W(floating head)

이 형태는 고온의 작동조건에서 관군의 열팽창이 심하게 일어날 경우에 사용된다. 관군 끝단의 tube sheet를 유동적으로 만들어서 열팽창에 의한 관군의 변형에 견딜 수 있도록 만든 형태이다. 이는 체결된 부분을 분해하여 관군을 청소하는 것이 간편하지만 fixed tube sheet 방식에 비하여 약 25% 정도 가격이 비싸지는 단점이 있다.

2.1.3 배플에 따른 분류

Cross 배플은 관군을 지지하고 유체의 충격으로부터 발생하는 진동을 방지하며 원통측의 유동형태를 결정 짓는 중요한 역할을 한다. Cross 배플의 형태는 그림 4와 같고 다음과 같이 구분지을 수 있다.

1) Plate 배플

여기에는 single segmental 배플, double segmental 배플, triple segmental 배플, no-tube-in segmental 배플 등의 형태가 있으며 이중 single segmental 배플이 가장 널리 사용되고 있다. 하지만 압력강하가 너무 크게 일어나거나 진동을 막기 위하여 보다 많은 관을 지지하여야 할 경우에는 double segmental 배플이나 triple segmental 배플 등을 사용하게 된다.

2) Rod 배플

이 형태는 Phillips Petroleum Co.⁽²⁾의 연구에 의해 만들어진 것으로서 관의 4방향에서 모두 지지하게 됨으로써 진동을 잘 방지할 수 있다.

2.2 활동 분야

원통다관형 열교환기는 산업계의 각분야에서 널리 사용되는데 그 실 예를 든다면 다음과 같다.

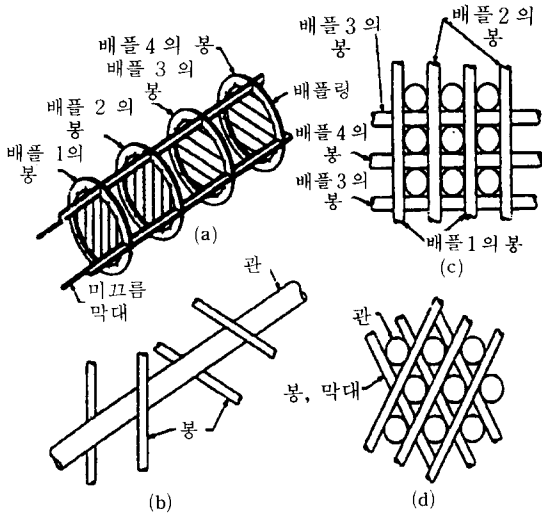
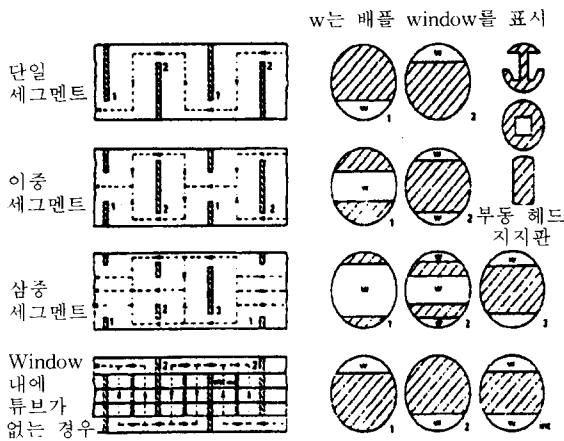


그림 4 배플 형식에 관한 설명도

1) Process 유체의 heater 및 cooler

석유정제, 가스정제, 화학, 약품제조, 식품가공, 수산가공, 고무가공, 코크스정제, 펄프, 제지, 산업폐액처리 등 각종 플랜트, 염색기계, 유업 등에 사용

2) 응축기

각종 플랜트 process액 회수 사이클, 냉동 사이클에 사용

3) Oil cooler

인젝션 M/C, 디젤엔진, 가스엔진, 컴프레서, 유압 기계, 공작기계, 변압기 등에 사용

4) 열매체유 heater 및 cooler

합성수지플랜트, 유지플랜트, 아스팔트플랜트, hot press, 건조, 염색, 반응기, 공기조화 등에 사용

5) 순수, 청수 cooler

이온발생장치, 수처리장치, 전자제어기, 증류수플랜트, 가스정제플랜트, 약품플랜트, 선박용 등에 사용

6) dryer heater 및 cooler

염색가공플랜트, 화학플랜트, 식품플랜트, 약품플랜트, 목재건조, 건조, 각종가스건조에 사용

7) After cooler

컴프레서, 제습기, 계장 Air, 각종 건조플랜트에 사용

8) 튀김 오일 열교환기

인스턴트 식품 가공, 스낵식품, 수산물가공, 라면제조 등에 사용

9) 온폐수회수열교환기

표백기, 염색기, 수세기, 종합폐수, 식품, 양조, 제지약품 등의 Process 온폐수, 공해처리수 등에 사용

3. 원통다관형 열교환기의 설계 기본식

원통다관형 열교환기는 원통축의 작동유체와 관군축의 작동유체가 관벽을 통하여 열교환을 일으키는 것이 목적이므로 각각의 작동유체에 대한 열전달 및 압력강하를 파악할 필요가 있다. 이 글에서는 원통과 관축의 열전달 및 압력강하에 대하여 고찰한다.

3.1 원통축 열전달 및 압력강하

원통다관형 열교환기를 설계함에 있어서 원통축의 계산은 그 형상 및 유동형태의 다양성 때문에 매우 중요한 요소이며, 이에 대한 계산방법이 오래 전부터 연구되어 왔다. 이 중 대표적인 방법으로서 integral method, semi-analysis method, analytical method로 구분할 수 있다. 이 방법들에 관

하여 간단히 알아보면 다음과 같다.

1) Integral method

Integral method로서는 원통을 관으로 가정하고 열교환기의 열전달량과 압력강하를 계산한 Kern⁽³⁾의 방법이 가장 대표적이다. 초기에는 고정된 25%의 배플 cut을 사용하여 배플과 원통 사이, 관과 배플 사이의 누수를 고려하지 않은 형태이어서 그 정확도 및 사용범위가 상당히 제한되었으나, 그 후 일반화된 아래와 같은 식 (1), (2)를 만들었다. 식 (2)에서 ΔP_s 는 평균적인 산업장치에서의 입·출구 압력손실을 포함하고 있다. 이 식들은 초기에 간단하게 원통측의 열전달량과 압력강하를 계산할 수 있었기 때문에 널리 사용되었다.

[열전달 관계식]

$$\frac{hD_e}{k} = c \left(\frac{G_k \cdot D_e}{\mu} \right)^m \cdot Pr^{0.333} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1)$$

[압력강하에 관한 식]

$$\Delta P_s = f \cdot \frac{11.9 \cdot D_s \cdot G_k^2 \cdot (N_b + 1)}{10^{10} \cdot D_e \cdot \rho \cdot (\mu/\mu_w)^{0.14}} \quad (2)$$

$$f = \frac{C}{BC^{0.674} Re^p}$$

여기서, G_k 는 질량유량이며, D_e 는 관의 배치형태에 따른 등가지름이다. 그리고 D_s 는 원통의 내측지름이며, N_b 배플의 갯수, BC 는 배플 cut을 나타내고 있다. 상수 C와 지수 P는 배플 Cut의 조합과 관 배열 형태에 따라 결정되어진다.

2) Semi-analysis method

Semi-analysis method는 Bell-Delaware⁽⁴⁾ 방법으로 대표할 수 있다. Bell-Delaware는 그 동안 실험되어진 방대한 데이터를 기초로 하여 배플의 Leakage와 Bypass 흐름과 같은 관군의 기하학적 특성들의 효과를 고려하여, 이상적인 관군유동에서의 열전달량 및 압력강하를 먼저 계산하고 여기에 Bypass와 Leakage 유동특성에 관한 보정인자를 곱하여 주는 방법이다. 이는 넓은 범위에서의 열

교환기에 대한 계산이 가능하므로 널리 쓰여지게 되었으며, 열전달 관계식 (3)과 압력강하식 (4)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

[열전달 관계식]

$$h_s = h_i \times (J_c J_b J_s J_r) \quad (3)$$

$$h_i = J_i \cdot Cp_s \cdot m_s \cdot Pr^{-2/3} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{2/4} \quad (4)$$

식 (3)에서 원통측의 열전달 계수 h_s 는 식 (4)에 나타난 것과 같이 원통측의 유동이 이상적인 관군 유동이라 가정하고 계산한 열전달 계수 h_i 에 배플 Window 내의 유동특성을 고려한 보정인자 J_c , 관과 배플내의 관구멍의 크기, 배플과 원통 사이의 틈에 의한 Leakage에 의해 일어나는 유동특성을 고려한 보정인자, J_b , 관군과 원통 사이의 Bypass의 영향을 고려한 J_s , 입·출구에서의 배플간격의 차이에 의하여 일어나는 열전달특성에 관한 보정인자 J_r , 그리고 층류에서의 Adverse Temperature 기울기에 관한 보정인자 J_r 을 곱하여서 구한다.

[압력강하에 관한 식]

$$\begin{aligned} \Delta P_{tot} &= \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \\ &= [(N_b - 1) (\Delta P_{bi} R_b + N_b \Delta P_{wi})] \cdot R_i \\ &\quad + 2 \cdot \Delta P_{bi} \cdot R_b \frac{1 + N_{cw}}{N_c} \cdot R_s \end{aligned} \quad (5)$$

압력강하의 계산은 원통측의 작동유체가 관군을 통과할 때의 압력강하 ΔP_c 에 배플 Window에서 일어나는 압력강하 ΔP_w 와 입·출구 배플 간격의 영향을 고려한 압력강하 ΔP_e 를 더하여 원통측에서 일어나는 총 압력강하를 계산한다.

3) Analytical method

그림 5와 같이 Tinker⁽⁵⁾의 원통측의 흐름을 분류하는 "Stream Analysis"에 기초를 두고 각각을 특정 부분류로 나누어서 계산한다. 이러한 특정부분을 CFD(computational fluid dynamics) 기술에 의하여 해석하는 방법은 1990년에 Diaper와 Haseler⁽⁶⁾에 의해

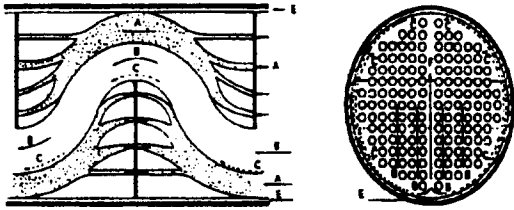


그림 5 원통축의 유체흐름도(Tinker 모델)

개발되었는데 경험치에 의하여 계산되어지는 이제까지의 방법들보다 더욱 좋은 계산결과를 가져오게 되었으며, 이러한 방법들은 상용화된 소프트웨어(software)를 만드는데 사용되어지고 있다.

3.2 관측 열전달 및 압력강하

본 절에서는 관 내부에서 일어나는 열전달

및 압력강하에 대하여 살펴보기로 한다. 관 내의 열전달 및 압력강하에 관하여서는 이제까지 무수히 많은 사람들이 연구하고 그에 대한 발표를 하여 왔으며, 그 대표적인 식들을 살펴보면 다음과 같다.

[열전달 관계식]

3개의 경계층 모델을 바탕으로 하여 실험과 잘맞는 이론식으로서 Petukov와 Popov⁽⁷⁾식이 있다. 이는 Prandtl 관계식을 일부 수정하여 그 정확도를 높였으나 입구영향 및 층류에서 완전히 발달된 난류 사이의 천이유동에 적용할 수 없다는 단점을 가지고 있다. 이 식의 사용범위는 $0.5 < Pr < 2000$, $10^4 < Re < 10^6$ 이며, 오차는 1~2%로서 다음과 같다.

$$Nu = \frac{(f/2) Re Pr}{(1 + 13.6d) + (11.7 + 1.8 Pr^{-1/3})(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

또한, 식 (6)보다 오차는 다소 커지나 간단하게 쓸 수 있는 식으로는 Petukov와 Kirillov⁽⁸⁾가 만든 식 (7)이 있다. 이 식은 $10^4 < Re < 5 \times 10^6$, $0.5 < Pr < 200$ 의 범위에서 오차가 5~6%이며 $0.2 < Pr < 2000$ 에서는 10% 정도가 된다.

$$Nu = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

Gnielinski⁽⁹⁾는 Petukov식의 사용범위를 천이영역까지 넓혀서 사용이 가능하고 Hausen⁽¹⁰⁾의 입구교정인자를 사용하여 열적입구 영향

을 설명하였다. 이 식은 아래에서 볼 수 있다.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (8)$$

$$f = (1.58 \log Re - 3.28)^{-2}$$

식 (8)의 사용범위는 $2300 < Re < 5 \times 10^6$, $0.5 < Pr < 2000$ 이다.

아래의 Churchill 식⁽¹¹⁾의 사용범위는 $10 < Re < 10^6$ 에서 사용할 수 있고 $0 < Pr < 10^6$ 에서도 사용할 수 있는 만큼 층류범위부터 난류범위 모두를 나타낼 수가 있다.

$$(Nu)^{1.0} = (Nu_1)^{1.0} + \left[\frac{\exp(2200 - Re)/365}{(Nu_{ic})^2} + \left\{ \frac{1}{Nu_0^0 + \frac{0.079 \cdot Re \sqrt{f''} \cdot (Pr)}{1 + (\rho_r^{4/5})^{5/6}}} \right\}^2 \right]^{-0.5} \quad (9)$$

[압력강하에 관한 식]

$$\Delta P = f \frac{4LG^2}{2\rho_{bm}De} \quad (10)$$

여기서, Friction Factor f는 다음과 같다.

식 (11)은 Nikurades⁽¹²⁾에 의한 실험결과를 이용하여 Von Karman⁽¹³⁾에 의하여 만들어졌는데 이는 $4 \times 10^3 < Re < 10^7$ 의 사용범위 안에서 그 오차가 $\pm 2\%$ 이내이다.

$$1/\sqrt{f} = 1.7372 \cdot \ln(Re\sqrt{f}) - 0.39464 \quad (11)$$

한편 Colebrook⁽¹⁴⁾은 위의 식을 수치적인 근사방식으로 해석하여 같은 사용범위 안에서 오차가 $\pm 1\%$ 인 식을 만들었는데 이는 아래와 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.5635 \cdot \ln(Re/7) \quad (12)$$

그 이후에도 식 (11)의 정확도를 높이기 위하여 Filonenko,⁽¹⁵⁾ Shah and Bhatti⁽¹⁶⁾등의 연구가 있었는데 이는 아래의 식 (13), (14)와 같다.

$$f = \frac{1}{(1.58 \cdot \ln Re - 3.28)^2} \quad (13)$$

$$f = 0.00128 + 0.1143 \cdot Re^{-0.311} \quad (14)$$

4. 원통다관형 열교환기의 설계 방법

4.1 설계 기준 및 절차

4.1.1 설계기준

원통다관형 열교환기를 설계할 때는 다음과 같은 설계기준을 준수하여야 한다.

- (1) 공정의 요구에 부합되는가를 따져야 한다. 즉 압력강하와 열전달량이 우리가 구성하려는 시스템에 적합한가를 고려하여야 한다.
- (2) 설계된 열교환기가 주어진 설비환경에서 잘 작동할 수 있는가를 고려하여야 한다. 초기 시동 때나 공정을 정지시킬 때 혹은 작동중이나 응급상황이 발생하였을 시에 기계적인 응력을 잘 견딜 수 있는가를 고려하여야 한다. 또한 부식이나 침전에 대한 영향도 고려하여야만 한다. 그러므로 설계자는 최고압력과 진동에 대한 영향을 고려하여 한계를 두어야 한다.
- (3) 유지보수가 쉽게 될 수 있는가를 고려하여야 한다. 즉 열교환기를 청소하는

경우나 관관을 교체하는 경우를 생각할 수 있다.

- (4) 요구하는 성능의 열교환기 비용이 최소가 되어야 한다. 초기 제작 비용, 설치 비용 및 작동 비용 등을 고려하여야 한다.
- (5) 열교환기의 크기나 무게 등을 고려하여야 한다.

4.1.2 설계절차

위와 같은 기준을 가지고 열교환기를 설계할 때 다음과 같은 절차를 따른다.

- (1) 시스템의 요구조건에 대한 조사를 한다.
- (2) 기본이 되는 열교환기의 형태를 결정한다.
- (3) 적합한 열교환기의 형상인자들을 결정한다.
- (4) 열교환기의 열적 성능 및 압력강하에 대한 계산을 수행한다.
- (5) 계산되어진 열전달량과 압력강하가 목적에 적합한지를 평가한다.
- (6) 위의 결과가 적합하지 못하면 형상인자들을 바꾸어서 다시 계산한다.
- (7) 위의 결과가 적합할 경우 가격평가 및 규격화 설계를 한다.

4.2 설계방법

열교환기를 설계하는 방법은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데 그중 하나는 이미 정해진 형상과 입구조에서 열교환 가능한 성능평가(rating)이고, 다른 하나는 크기결정(sizing)이다.

1) 성능평가

성능평가는 그림 6과 같이 유량, 입구조, 열교환기의 형상자료 등을 이용하여 출구의 온도 및 압력강하를 다음과 같이 계산한다. 먼저 주어진 조건으로부터 열교환기의 Heat Balance를 계산한 후 평균온도를 구한다. 그리고 관측의 열전달 계수 및 총합열전

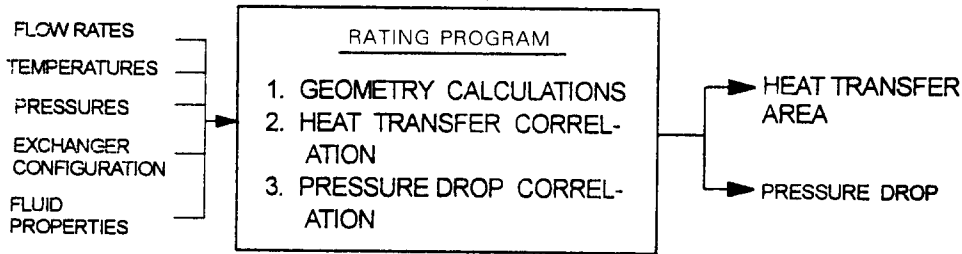


그림 6 성능평가 프로그램

달계수(overall heat transfer coefficient)를 구한 후 이를 이용하여 결과를 계산한다.

2) 크기결정(sizing)

시스템내에서 주어진 입·출구 조건에 적합한 열교환기의 형상을 결정하기 위하여 주어진 입구조건에서 성능평가를 한 후 그 결과를 비교평가하여 원하는 출구조건에 맞을 때까지 열교환기의 형상조건을 변화시켜 가며 계산하는 방법이다. 예를 들면 계산결과가 관측 압력강하의 한계치를 넘을 경우에는 관의 직경을 늘이거나, 관의 경로를 줄이며, 원통축의 압력강하가 클 경우에는 배플 Cut를 늘이거나 배플의 간격을 늘이는 등으로 형상을 변화시켜 원하는 결과를 얻을 수가 있다. 하지만 이러한 형상의 변화는 항상 그에 반하는 결과를 도출하게 되므로 설계시 세심한 주의가 요구된다.

5. 설계 소프트웨어 현황

원통형 열교환기의 열적 설계용 소프트웨어는 미국의 Heat Transfer Research Inc (HTRI)사, 영국의 Fluid Flow and Heat Transfer Service (FFHTS)사 등에서 개발하여 상업용으로 이용되고 있다. 이들 소프트웨어는 모든 계산범위에서 실제 계측되는 데이터를 예측하는데 오차범위 ±30% 이내에 계산된 값이 80~90% 이상이 되는 비교적 정확한 계산 결과를 나타낸다. 한편 국내에서는 Lee, S. C.⁽¹⁷⁾ 등에 의해 개발된 단상류에서 평활관을 사용한 원통다관형 열교환

기의 열적 성능을 계산하는 소프트웨어가 있으나 오차범위 ±30% 내에 계산된 값이 70~80% 정도이고 TEMA E형식의 계산만이 가능한 개발 초기단계에 있다. 1987년 이후 HTRI에서 개발한 소프트웨어를 국내 유수의 대기업에서 사용하고 있는 것으로 조사되고 있다. 또 원통다관형 열교환기의 구조적인 설계계산(응력 등)에서는 국내에서 개발된 설계용 소프트웨어가 사용되고 있으나 열적 설계용의 소프트웨어는 외국의 제품을 이용해야 하는 것은 여기에 대한 경험 및 knowhow부족이라 생각되어진다. 따라서 국내에서도 이에 대한 활발한 연구개발이 기대되어진다.

6. 전망 및 맺음말

원통다관형 열교환기의 설계는 계산인자의 복잡성과 규격의 다양성 때문에 컴퓨터를 이용하는 경우가 많다. 이런 설계 소프트웨어는 미국의 HTRI 사, 영국의 FFHTS 사 등에서 개발하여 상업용으로 이용되고 있으나 아직 국내에서는 이를 사용하는데 막대한 로얄티를 지불하여야 하기 때문에 일부 대기업에서만 사용할 뿐 중소기업에서는 사용하지 못하는 실정이다. 이와 같은 이유로 중소기업에서 원통다관형 열교환기를 제작할 경우 이미 제작된 열교환기를 모방하거나 과거의 경험에 의존하여 제작하고 있는 실정이다. 이러한 문제로 인하여 열교환기의 효율이나 안정성에서 문제가 일어날 수 있다. 그러므

로 이러한 국내 현실에 맞추어 중소기업에 적합한 소프트웨어의 개발이 시급한 실정이다. 즉 많은 자금을 들이지 않고도 사용할 수 있게 현재 많이 사용되고 있는 개인용 컴퓨터에서 작동을 하며, 계산 결과의 도출이 빠르고 전문 Operator가 아니라도 쉽게 사용할 수 있도록 사용자 환경을 Graphic화하는 것이 요구되는 실정이다.

참고문헌

- (1) *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 6th Edition, TEMA, Inc., N. Y., 1978.
- (2) Warren, M. R., 1985, *Handbook of Heat Transfer Applications*, McGraw-Hill, N. Y.
- (3) Kern, D. Q., 1950, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, N. Y.
- (4) Bell, K. J., 1986, Delaware Method for Shell-side Design, Heat Exchanger Sourcebook, Hemisphere pub., pp. 140~162.
- (5) Tinker, T., 1951, *Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers*, Part I, II and III. Proc. General Discussion on Heat Transfer, pp. 89~116.
- (6) Nicholas, P. C., 1993, "Heat Transfer Equipment," PTR Prentice-Hall, Inc., New Jersey
- (7) Petukov, B. S. and Puopov, V. N., 1963, "Theoretical Calculation of Heat Exchange and Frictional Resistance in Turbulent Flow in Tubes of Incompressible Fluid with Variable Physical Properties," High Temperature 1(1) pp. 69~83.
- (8) Petukov, B. S., 1970, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties," In Advance in Heat Transfer, *J. P. Hartnett and T. V. Irvine(eds.)*, Vol. 6, pp. 504~564. Academic, N. Y.
- (9) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. J. Heat Mass Transfer* 18, pp. 677~683.
- (10) Hausen, H., 1959, Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung. Allg. Waermetech. 9 pp. 75~79.
- (11) Churchill, S. W., 1977, Comprehensive Correlating Equation for Heat, Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow Smooth Tubes," *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, Vol. 16, No. 1, pp. 109~116.
- (12) Nikuradse, J., 1932, Gesetzmäßigkeiten der Turbulenten strömung in glatten Rohren, Forschg. Arb. Ing-Wes., No. 356, Englished Transl., NACA TT F-10, 359.
- (13) Von Karman, T., 1939, "The Analogy Between Fluid Friction and Heat Transfer," *Trans. ASME*, Vol. 61, pp. 705~710.
- (14) Colebrook, C. F., 1939, "Turbulent Flow in Pipe with Particular Reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipes Laws," *J. Inst. Civ. Eng.*, Vol. 11, pp. 133~156.
- (15) Filonenko, G. K., 1954, "Hydraulic Resistance in Pipes(in Russian)," *Teplotoenergetika*, Vol. 1. No. 4, pp. 40~44.
- (16) Shah, R. K. and Bhatti, M. S., 1987, Laminar Convective Heat Transfer in Ducts. In Handbook of Single-Phase convective Heat Transfer, S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung(eds.), pp. 3.1~3.137, Wiley, N. Y.
- (17) Lee, S. C., 1994, "Development of a PC Software for Design of Shell-and-Tube Heat Exchanger," AFR-93-E01, AFERC, POSTEC. 