

최소 접근 온도의 최적화를 통한 열교환망 합성

김상우 · 이해평 · 백운화 · 박선원*

두산기술원 공정개발부문
*한국과학기술원 화학공학과
(1992년 1월 16일 접수, 1992년 5월 1일 채택)

Synthesis of Heat Exchanger Network by Optimizing the Minimum Temperature Difference

Sang Woo Kim, Hae Pyung Lee, Un Hua Pek and Sun Won Park*

Process Development & Engineering Group, Doosan Technical Center
*Department of Chemical Engineering, KAIST, Taejeon 305-701, Korea
(Received 16 January 1992; accepted 1 May 1992)

요 약

장치비와 에너지 비용의 합이 최소가 되는 최적 열교환망 합성에 대한 연구로 Linnhoff와 Ahmad(1990)가 제안한 장치비와 에너지 비용의 target을 열교환망 합성 전에 구함으로써 최적 ΔT_{min} 을 구하여 합성을 하는 방법을 기본으로 하였다. Capital cost 계산에 Guthrie의 모델을 이용하고, driving force의 조절, 안전 및 layout 등의 문제로 match 제한을 해야 할 경우에 적용할 수 있도록 실제적인 합성 방법을 제시하였고, 이 방법을 이용한 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램을 주정 생산공정의 증류공정에 적용한 결과 기존의 설계보다 total annual cost가 약 12% 적은 열교환망 구조를 얻었다.

Abstract—A new methodology for the synthesis of optimum heat exchanger network has been developed. This method is based on the work by Linnhoff and Ahmad which determines the optimum minimum temperature difference(ΔT_{min}) based on the energy and capital cost target before the synthesis of the heat exchanger network. The proposed method uses the Guthrie's model for capital cost calculation, cuts down the capital cost according to control of the driving force between hot and cold streams, and handles the match constraints for the intangibles of design such as safety, layout and etc. The software system developed in this study was applied to the Alko process, which is an alcohol production process, for the synthesis of heat exchanger network. It was possible to save about 12% of the total annual cost.

1. 서 론

열교환망 합성이란 초기 온도, 목표 온도, 유량, 열용량을 아는 다수의 stream들이 난류와 한류로 공존하고, 스팀과 냉각수가 존재할 때 난류와 한류간의 열교환이 적절하도록 공정 설계를 하는 것이다. 그리고 열

교환망 합성의 목적은 투자비와 운전비의 합이 최소화 되는 구조를 찾는 것이다.

열교환망 합성시 열교환기의 최소 접근 온도차의 값은 설계자의 경험에 의해 가정한 뒤 설계하는 것이 보통이다. 일단 이 값이 주어지면 최소 utility 요구량을 target으로 예상할 수 있고, 그것을 만족하는 구조를

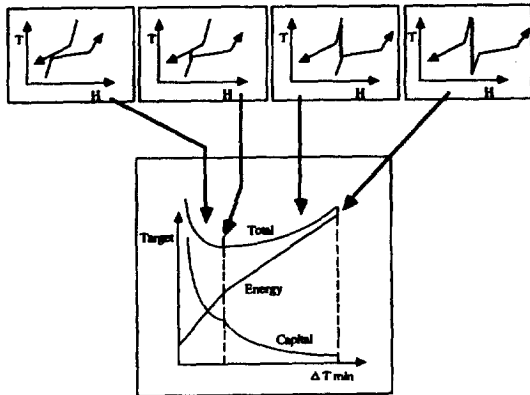


Fig. 1. Relation between ΔT_{min} and total annual cost(target) [1].

설계할 수 있다. 그러나 capital cost가 최소값을 갖는다는 것에 대한 보장이 없으므로 보통 그 초기 설계구조를 갖고 최소 접근 온도차를 완화시키거나 연결순서를 바꿈으로써 점진적 개선을 하고 있다. 이 과정은 매우 어렵고 마지막 구조가 최적이라는 보장이 없으며, 가장 큰 문제는 최소 capital cost가 얼마인지 모른다는 점이다.

본 연구의 범위는 1990년 Linnhoff와 Ahmad[1]의 이론을 기초로 하여 열교환망 합성 전에 최소 열교환기 수와 면적을 바탕으로 total cost의 target을 결정함으로써 최적의 최소 접근 온도차(ΔT_{min})를 발견한 뒤 pinch design method를 기초로 한 합성방법으로 그 target에 가깝도록(약 5% 이내) 설계하는 computer program의 개발에 있다. 이 때 열교환 면적 계산은 열전달 계수가 stream별로 같거나 다른 경우를 처리하도록 하였다.

한편 capital cost 계산시 실용적인 Guthrie's model을 사용하고, 합성시에 driving force를 조절하여 열교환 면적을 줄이는 방법, 안전 혹은 layout 등의 문제로 match하고 싶지 않을 경우의 대책 등을 프로그램에 반영하고자 한다. 그리고 개발된 프로그램을 이용하여 주정 생산 공정 중 증류공정에 적용하여 새롭게 열교환망을 합성하고자 한다.

2. 이론적 배경

열교환망 합성에 있어 ΔT_{min} 과 cost와의 관계는 보통 Fig. 1과 같다. ΔT_{min} 에 따라 energy cost와 capital cost가 함께 변하며 또한 composite curve의 변화를 Fig. 1에서 볼 수 있다. 즉 energy cost와 capital cost의 합인 total cost(target)의 최소값을 찾아냄으로써 최적의 ΔT_{min} 을 알 수 있게 되는 것이다.

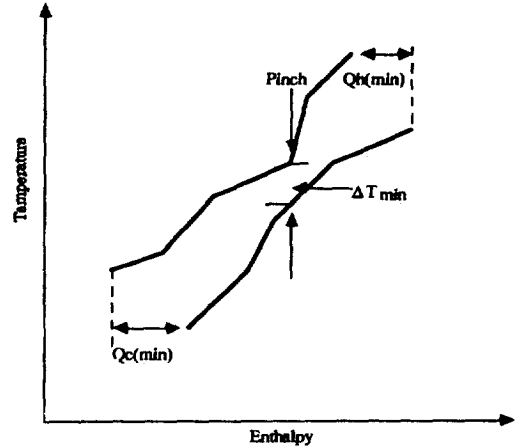


Fig. 2. Composite curves and minimum utility loads.

2-1. 최적 ΔT_{min} 발견

Pinch design은 above pinch와 below pinch를 엄격하게 구분함으로써 최소의 에너지 cost를 얻는 것을 기본으로 하고 있다. 그런데 pinch 온도는 ΔT_{min} 에 따라 변하며 above pinch와 below pinch의 stream 구조가 변하게 된다. 특히 pinch가 2개 이상인 경우 작은 ΔT_{min} 변화에도 크게 stream 구조가 변할 수 있다. 이것은 현재까지 통상적인 방법인 ΔT_{min} 을 가정하고 열교환망 합성을 하는 것은 최적 합성 구조와 근본적으로 거리가 먼 구조에서 시작될 수 있음을 의미한다. 따라서 본 연구에서 제시하는 방법인 최적의 ΔT_{min} 을 발견한 후 열교환망 합성을 함으로써 이러한 topology trap을 극복할 수 있게 된다.

2-1-1. 최소 utility 요구량 계산

최소 에너지 비용은 stream의 초기 온도 및 목표 온도에 따라 온도 구간으로 나눈 뒤 cascade diagram을 이용하여 최소 utility 요구량을 계산할 수 있다[2]. 이 값은 일단 ΔT_{min} 이 결정되면 열교환망 합성 전에 구할 수 있는 값이다. 이 때 pinch 온도도 알 수 있다. Fig. 2와 같이 최소 냉각량과 최소 가열량이 결정되며 ΔT_{min} 이 커짐에 따라 utility 요구량도 증가된다.

2-1-2. 최소 capital cost 계산

Capital cost는 열교환 면적과 열교환기 수를 결정함으로써 구할 수 있다.

2-1-2-1. 열교환기 수

최소의 열교환기 수는 식 (1)과 같이 결정된다. 즉, stream 수와 utility 수를 합하고 1을 빼 값을 나타낸다.

$$N_{min} = N_s + N_u - 1 \quad (1)$$

그러나 pinch 문제를 해결하기 위해서는 식 (1)은 pinch

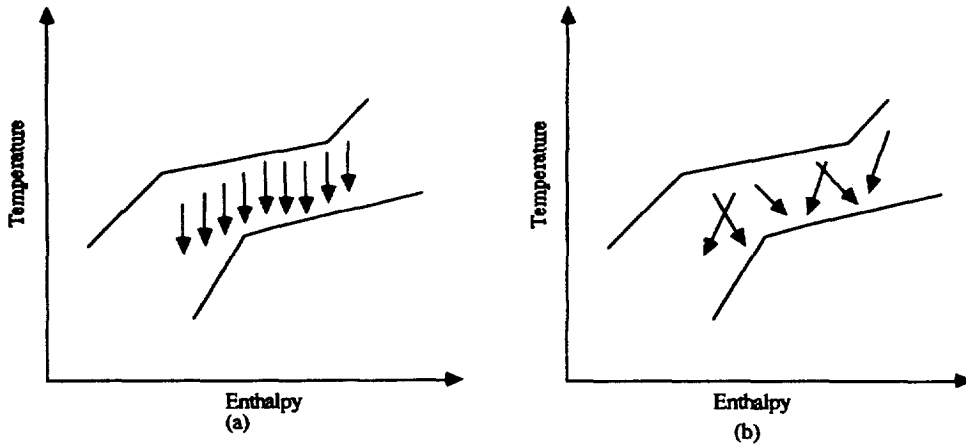


Fig. 3. Heat transfer for (a) vertical and (b) nonvertical.

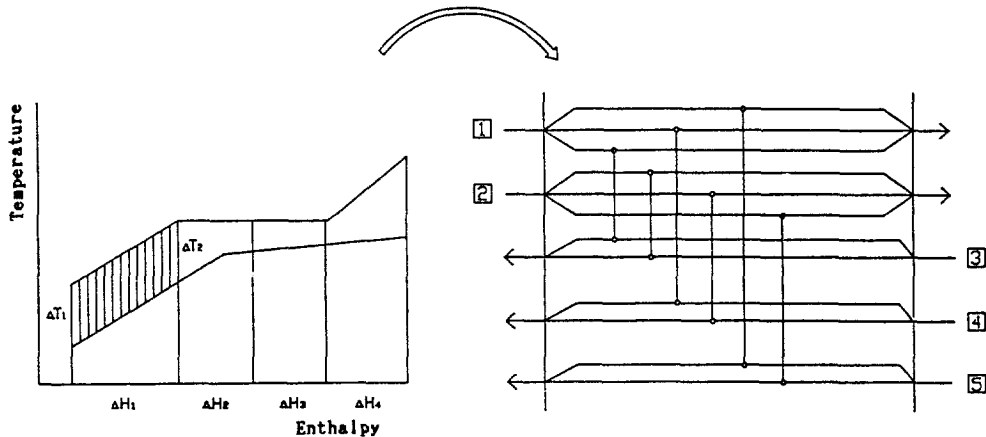


Fig. 4. Splitting and matching scheme for vertical heat transfer in an enthalpy interval of the composite curves [1].

의 양쪽에 각각 적용되어야 한다[3]. 즉 above pinch 와 below pinch에서 식 (1)을 각각 적용하고 두 값을 합한 것이 최대 에너지 회수 조건에서의 최소 열교환기 수($N_{min, MER}$)이다. 이것은 ΔT_{min} 에 따라 stream 수가 변하게 되며, 이것은 열교환기 수도 함께 변하게 됨을 의미한다. 일반적으로 ΔT_{min} 이 커지면 열교환기 수는 감소된다.

2-1-2-2. 열교환 면적

Fig. 3(a)와 같이 최소 열교환 면적은 각 난류와 한류로 연결되는 열교환기에 흐르는 stream들이 T-H diagram 상에서 enthalpy 변화없이 온도만 떨어지는 vertical heat transfer가 될 때 얻을 수 있다.

그러나 보통 Fig. 3(b)에서와 같이 비수직적으로 열교환이 일어나게 되며 이것을 criss-crossing match라고 한다. 이 때 일반적으로 열교환 면적은 vertical heat transfer의 경우보다 더 크게 된다[4]. 그럼 최소 열교환

면적을 구함에 있어서 overall heat transfer coefficient (U)가 일정한 경우와 다른 경우를 비교하겠다.

(1) U 가 일정한 경우

Fig. 4와 같이 enthalpy interval별 vertical heat transfer가 될 때 열교환 면적은 최소가 되며 enthalpy interval i 에서의 최소 전열 면적은 식 (2)와 같다.

$$A_i = \Delta H_i / (U \cdot \Delta T_{LM, i}) \quad (3)$$

따라서 전체의 최소 전열 면적은 식 (3)과 같다[5].

$$A_{min} = (1/U) \sum_i^{N_e} (\Delta H_i / \Delta T_{LM, i}) \quad (3)$$

(2) U 가 다른 경우

Fig. 4에서와 같이 vertical heat transfer가 되면 각 enthalpy 구간별 면적은 식 (4)와 같다.

$$A_i = (1/\Delta T_{LM,i}) [Q_{13}/U_{13} + Q_{14}/U_{14} + Q_{15}/U_{15} + Q_{23}/U_{23} + Q_{24}/U_{24} + Q_{25}/U_{25}] \quad (4)$$

그리고 overall heat transfer coefficient는 다음과 같다.

$$1/U_{13} = 1/h_1 + 1/h_3 \quad (5)$$

$$1/U_{14} = 1/h_1 + 1/h_4 \quad (6)$$

$$1/U_{15} = 1/h_1 + 1/h_5 \quad (7)$$

$$1/U_{23} = 1/h_2 + 1/h_3 \quad (8)$$

$$1/U_{24} = 1/h_2 + 1/h_4 \quad (9)$$

$$1/U_{25} = 1/h_2 + 1/h_5 \quad (10)$$

여기서 h_j 는 stream j 의 heat transfer coefficient이며 film, wall, fouling resistance를 포함한다.

따라서

$$A_i = (1/\Delta T_{LM,i}) [(1/h_1)(Q_{13} + Q_{14} + Q_{15}) + (1/h_2)(Q_{23} + Q_{24} + Q_{25}) + (1/h_3)(Q_{13} + Q_{23}) + (1/h_4)(Q_{14} + Q_{24}) + (1/h_5)(Q_{15} + Q_{25})] \quad (11)$$

여기서

$$Q_{13} + Q_{14} + Q_{15} = (q_1)_i \quad (12)$$

$$Q_{23} + Q_{24} + Q_{25} = (q_2)_i \quad (13)$$

$$Q_{13} + Q_{23} = (q_3)_i \quad (14)$$

$$Q_{14} + Q_{24} = (q_4)_i \quad (15)$$

$$Q_{15} + Q_{25} = (q_5)_i \quad (16)$$

따라서

$$A_i = (1/\Delta T_{LM,i}) [(q_1)_i/h_1 + (q_2)_i/h_2 + (q_3)_i/h_3 + (q_4)_i/h_4 + (q_5)_i/h_5] \quad (17)$$

이것을 각 구간별로 합하면 식 (18)을 구할 수 있다 [3].

$$A_{min} = \sum_i [(1/\Delta T_{LM,i}) \{ \sum_j (q_j/h_j)_i \}] \quad (18)$$

2-1-2-3. Cost model

Cost model은 다음 3가지를 사용하였다.

(1) Simple linear cost model

열교환기 하나의 설치비는 식 (19)와 같이 면적에 비례한다.

$$\text{Installed cost/unit} = a + b \times A_{unit} \quad (19)$$

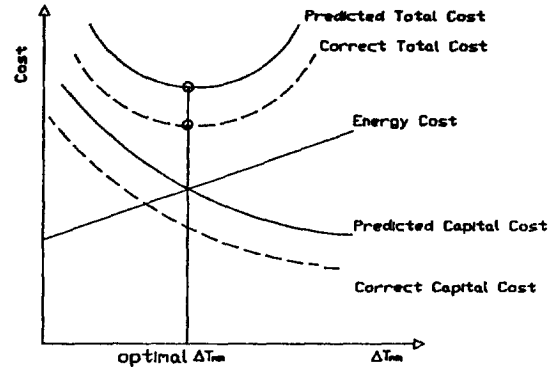


Fig. 5. Correct initialization for design depends on the slope of the capital cost profile [4].

Total capital cost는 각 열교환기들을 모두 합하여 식 (21)을 구할 수 있다. 이 때 열교환기 수는 앞에서 설명한 $N_{min, MER}$ 이 된다.

$$A_{min} = A_{unit1} + A_{unit2} + \dots + A_{unitN} \quad (20)$$

Total capital cost

$$= (a + b \times A_{unit1}) + (a + b \times A_{unit2}) + \dots = a \times N_{min, MER} + b \times A_{min} \quad (21)$$

(2) Nonlinear cost model

열교환기 하나의 설치비는 식 (22)와 같이 면적의 함수로 표시된다.

$$\text{Installed cost/unit} = a + b \cdot A^c \quad (22)$$

Total capital cost는 각 unit들을 합하여 식 (23)을 구할 수 있다.

$$\text{Total capital cost} = N_{min, MER} [a + b(A_{min}/N_{min, MER})^c] \quad (23)$$

여기서 각 열교환기의 크기를 열교환망 합성 전에 알 수 없으므로 열교환기의 크기는 모두 같다는 가정이 필요하다[4]. Cost model에서 C 는 보통 0.7에서 1.0 사이의 값을 갖고 있으므로 면적에 대한 capital cost의 변화는 줄어들게 되며, Fig. 5에서 보듯이 이 가정으로 실제 비용보다 큰 값을 나타낼 수 있으나 total cost target은 capital cost의 profile에 의존하므로 열교환망 합성 전에 최적의 최소 접근 온도차를 예측하는데는 문제가 되지 않음을 알 수 있다.

(3) Guthrie's cost model

Guthrie's cost model[6]에 의하면 열교환기(shell & tube)의 설치 가격은 식 (24)와 같다.

$$\text{Installed cost/unit} = (M\&S/280) \times 101.3 \times A^{0.65} \times (2.29 + F_c) \quad (24)$$

여기서

$$F_c = (F_d + F_p) \cdot F_m \quad (25)$$

Total capital cost는 각 unit들을 합하여 식 (26)을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Total capital cost} &= N_{\min, MER} \times (M\&S/280) \times 101.3 \\ &\times (A_{\min}/N_{\min, MER})^{0.65} \times (2.29 + F_c) \end{aligned} \quad (26)$$

여기에서도 nonlinear cost model과 같이 열교환기의 크기는 모두 같다는 가정이 필요하다.

2-1-3. Total annual cost 계산

열교환망 합성의 target으로 열교환 면적, 에너지 요구량, 열교환기 수 등을 채택할 수 있으나, 이런 것들 모두 포함한 비용이 최종 target으로 정해진다.

2-1-3-1. Annual capital cost

Annual capital cost는 열교환기의 초기 설치 비용을 이자율과 감가상각 연수를 감안하여 1년 동안 투자된 비용이다. 이 비용을 현재액의 연차지불 등가액(uniform series worth of present sum)이라 하며 식 (27)과 같이 구할 수 있다[7].

$$\begin{aligned} \text{Annual capital cost} &= \text{총 투자비} \times \text{자본 회수 계수} \end{aligned} \quad (27)$$

여기서,

$$\text{자본 회수 계수} = \{i \cdot (1+i)^n\} / \{(1+i)^n - 1\} \quad (28)$$

감가상각 방법은 정액법을 사용한다.

2-1-3-2. Annual energy cost

Annual energy cost는 열교환기에 1년 동안 사용한 energy의 총 비용이다. 이것은 식 (29)와 같이 utility 요구량(KJ/년)에 utility의 단가(\$/KJ)를 곱함으로써 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Annual energy cost} &= Q_{in} \times \text{steam annual cost of unit duty} \\ &+ Q_{out} \times \text{냉각수 annual cost of unit duty} \end{aligned} \quad (29)$$

2-1-3-3. Annual total cost

Annual total cost는 식 (30)과 같이 annual capital cost와 연간 사용되는 에너지 비용을 합하여 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Annual total cost} &= \text{annual capital cost} + \text{annual ene3rgy cost} \end{aligned} \quad (30)$$

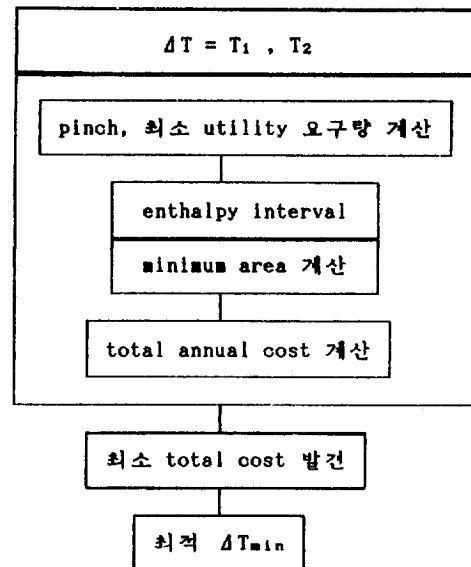
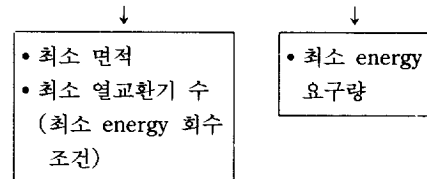


Fig. 6. Procedure of determining the optimal ΔT_{\min} .



여기서 식 (30)을 다시 정리하여 보면 annual capital cost는 이론적인 최소 면적에 최소 열교환기 수를 가지고 구한 값이며, annual energy cost는 이론적인 최소 utility 요구량을 가지고 구한 값이므로 target으로써 정당화될 수 있음을 알 수 있다.

2-1-4. ΔT_{\min} 계산

임의의 ΔT 에서는 그 때의 pinch 온도와 최소 utility 요구량을 계산할 수 있으며 각 enthalpy interval에서의 열교환 면적을 알 수 있다. 그리고 위의 방법에 의해 total annual cost를 계산할 수 있다. 따라서 가능한 ΔT 범위에서 total annual cost를 계산하여 최소값을 나타낼 때의 ΔT 가 ΔT_{\min} 이 되는 것이다. 이 과정을 요약하면 Fig. 6과 같다.

2-2. Design rule

2-2-1. Basic match rule

난류와 한류간의 가능한 match는 pinch design method[2]를 기본으로 하여 식 (31)과 같은 heuristic 규칙을 적용한다. 이 식에 의하여 열교환기 설계시의 ΔT_{\min} 위반을 방지할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{above pinch : } FC_{p,h} &\leq FC_{p,c} \\ \text{below pinch : } FC_{p,h} &\geq FC_{p,c} \end{aligned} \quad (31)$$

한편 위와 같은 조건을 만족하는 stream들은 보통 여러 개가 존재하며, 그 중 가장 좋은 match를 선택해야 할 필요가 있게 된다. 따라서 식 (32)와 같은 match rule을 적용함으로써 최소의 면적을 갖는 match를 발견할 수 있게 된다[1].

$$\begin{aligned} (FC_{p,h}/FC_{p,c})_1 &\cong (FC_{p,h}/FC_{p,c})_2 \cong \dots\dots\dots \\ &\cong (\Sigma FC_{p,h}/\Sigma FC_{p,c})_{\text{pinch}} \end{aligned} \quad (32)$$

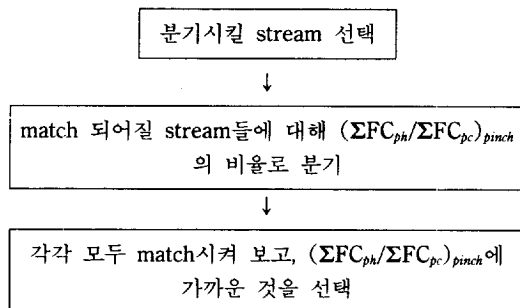
즉, pinch에서의 hot composite와 cold composite의 profile과 유사하게 match시킴으로써 열교환 면적을 줄이는 것이다. 이것은 열교환 면적 target 계산시 난류와 한류의 composite curve에서 vertical heat transfer를 시킴으로써 계산하는 것처럼 가급적 composite curve의 profile과 유사한 match를 발견함으로써 열교환 면적 target에 근접하게 되는 것이다.

2-2-2. 분기량 결정

Pinch를 통한 열흐름이 없기 위해서는 above pinch에서 난류는 pinch 온도까지 냉각되어야 하며 below pinch에서 한류는 pinch 온도까지 가열되어야 한다. 그러나 stream 수가 부족하면 위의 조건을 만족시키지 못하게 되며, 이를 극복하기 위해서는 어느 stream을 분기시킬 필요가 있게 되며 식 (33)의 조건에서 분기를 시킨다[2].

$$\begin{aligned} \text{above pinch : } N_h &> N_c \\ \text{below pinch : } N_h &< N_c \end{aligned} \quad (33)$$

또한 분기가 가능한 stream들을 basic match rule에 따라 분기량을 결정하여 모두 분기시킨 후 pinch에서의 composite profile에 가장 가까운 stream을 선정한다.



2-2-3. Driving force 조절

면적에 대한 target은 composite curve에서 vertical heat transfer에 기초를 두고 있으며 basic match rule은 이것을 만족시킬 수 있음을 알았다.

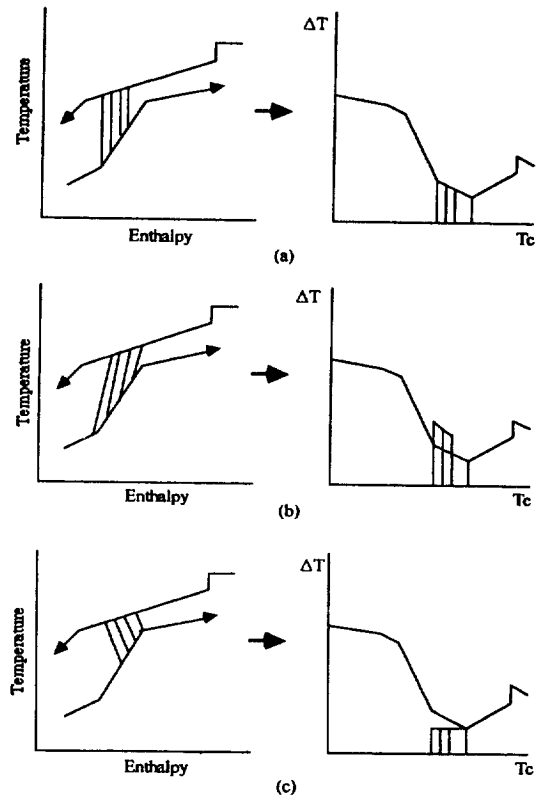


Fig. 7. Driving force plot : (a) match with vertical heat transfer, (b) match using excessive driving force, and (c) match under utilizing driving force (ΔT : temperature difference between hot and cold stream, T_c : temperature of cold stream).

그러나 composite curve는 여러 개의 stream들이 존재되어 있고 실제 match는 이 중 하나의 stream이 선택되는 것이므로 composite curve상의 vertical driving force와 실제 match의 driving force와 비교해 볼 필요가 있다. 이것은 composite의 driving force와 한류 (혹은 난류)의 온도 변화의 관계를 살펴봄으로써 알 수 있으며 이것을 driving force plot이라 한다[8].

Fig. 7(b, c)는 vertical heat transfer가 안 되는 경우로써 그림에서 보듯이 driving force가 너무 크거나 부족한 경우이다. 어느 match가 driving force가 크게 연결되면, 그 match는 면적이 줄어들지만 나머지 match의 driving force는 작아지게 되며, 결국 전체의 면적은 커지게 된다. 따라서 본 연구에서는 가능하면 vertical heat transfer가 되도록 enthalpy interval이 발생되는 온도까지 driving force를 부여함으로써 면적을 줄일 수 있었다. Fig. 8은 driving force를 조절하는 논리 흐름

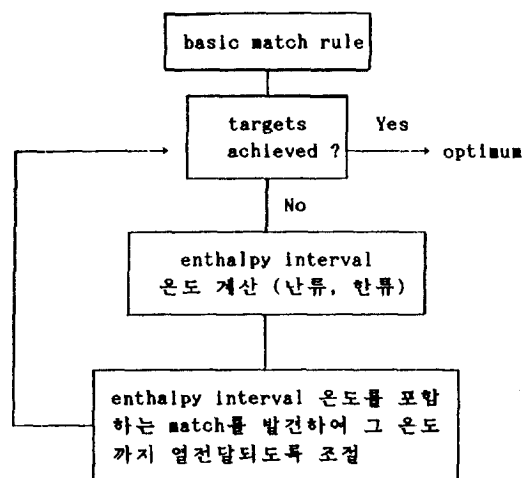


Fig. 8. Procedure of driving force control.

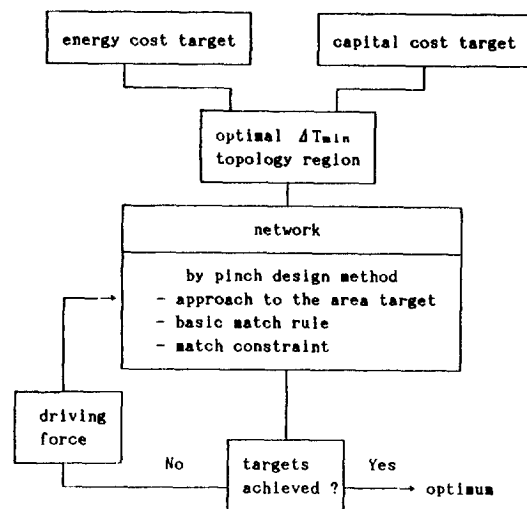


Fig. 10. Procedure of heat exchanger network synthesis.

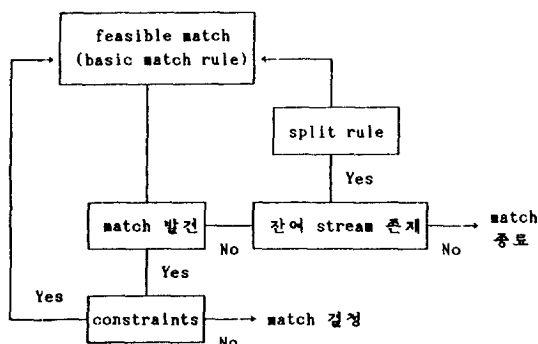


Fig. 9. Procedure of match constraint handling.

도이다.

2-2-4. Match 제한

지금까지의 열교환망은 stream의 heat capacity flow-rate와 온도에 의하여 합성을 하였으나, 실제 공정에서는 열교환기의 사고에 의하여 난류와 한류가 혼합되면 안전상의 큰 문제가 생길 수 있고, 또는 제품에 큰 영향을 초래할 수 있다.

그리고 공정의 layout상 서로 match 시키기 어렵거나, 거리가 멀어서 배관 비용이 문제되는 경우가 있다. 따라서 match 시키고 싶지 않은 stream들이 있는 경우 미리 제한조건을 부여함으로써 이러한 것을 해결할 수 있도록 하였다. 즉 match 하여야 할 stream들을 선택할 때 사용자가 지정한 제한 조건을 배제하고 가장 좋은 것을 선택하도록 하였다. Fig. 9는 match 제한에 대한 논리 흐름도이다.

2-3. 논리 흐름 요약

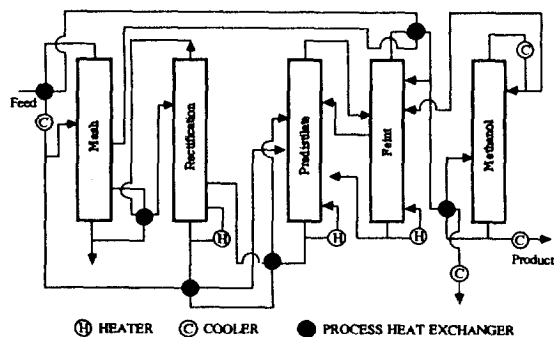


Fig. 11. Distillation process of Alko company.

본 연구에서 개발한 프로그램인 "OPTHEN"(optimization of heat exchanger network)의 논리 흐름은 Fig. 10과 같다.

3. 적용 사례

3-1. Alko Co.의 공정

본 연구에서는 Finland의 Alko사에서 에너지 절약형 공정으로 개발되어 국내의 모회사가 도입하여 '92년 가동될 예정인 공정을 가지고, 본 연구에서 개발한 "OPTHEN"을 이용하여 새롭게 열교환망을 합성하고자 한다.

Alko process는 Fig. 11과 같이 5개의 column으로 구성되어 있으며, mash column은 고형분 제거, rectification column은 fusel oil 제거, predistillation column은 aldehyde 제거, feint column은 불순물 정제, methanol

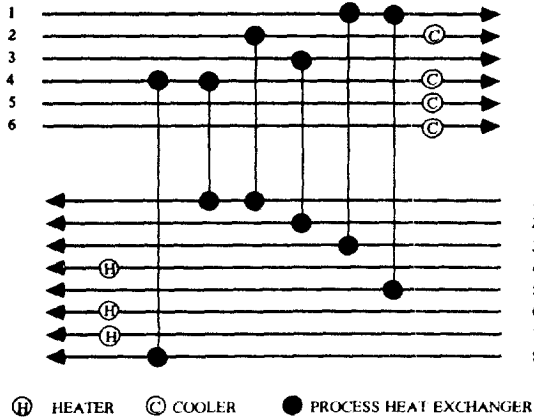


Fig. 12. Heat exchanger network of Alko process.

Table 1. Stream data for Alko process

Stream type & number	Supply temp. (°C)	Target temp. (°C)	Heat capacity flowrate (MW/°C)	Heat transfer coefficient (MW/M ² ·°C)
Hot 1	119	99	0.09	.57E-03
Hot 2	60	55	0.50	.17E-02
Hot 3	92	91	1.89	.17E-02
Hot 4	80	79	1.45	.17E-02
Hot 5	55	54	0.35	.17E-02
Hot 6	56	35	0.01	.57E-03
Cold 1	30	70	0.02	.57E-03
Cold 2	80	81	1.89	.57E-03
Cold 3	100	112	0.11	.57E-03
Cold 4	120	121	2.43	.57E-03
Cold 5	55	103	0.01	.57E-03
Cold 6	100	101	0.76	.57E-03
Cold 7	107	108	0.21	.57E-03
Cold 8	55	56	0.56	.57E-03

column은 methanol 제거를 주목적으로 하고 있다.

3-1-1. Alko process의 열교환망

Alko의 열교환망 구조는 Fig. 12처럼 process heat exchanger 6개, cooler 4개, heater 3개로 구성되어 있다.

3-2. 본 연구의 열교환망

3-2-1. 데이터

Stream들은 난류 6개, 한류 8개로 구성되며, 자세한 데이터는 Table 1, 2에 있다.

3-2-2. 최소 접근 온도차 발견

최적 ΔT_{min} 은 12°C에서 발견되었다(Table 3).

3-2-3. 본 연구의 열교환망

Fig. 13에서 보듯이 process heat exchanger 4개, cool-

Table 2. Data used for heat exchanger network design

Utilities:	Hot 160-140°C, Cold 30-45°C
열교환기:	Guthrie's model(\$)-shell & tube
	M & S index: 947('91. 6. 기준)
	F_d : 1.35, F_p : 0.05, F_m : 3.75
	Life time: 10년, 이자율: 12%/yr
	Annual cost of unit duty(hot): 94,100 \$/MW. yr
	Annual cost of unit duty(cold): 1,800 \$/MW. yr
기 준:	스팀 제조 원가 7,800원/톤
	병커-C유 사용량 72 L/톤(스팀)
	병커-C유 발열량 9,750 Kcal/L(효율 90%)
	공장 가동 시간 6,200 Hr/yr

Table 3. Computer output for targets of heat exchanger network

Minimum temperature difference:	12.0°C
Pinch temperature	: 92.0°C
Energy cost	: 4801E+06 \$/year
Capital cost	: .8996E+06 \$/year
TOTAL COST	: .1380E+07 \$/year
Total number of exchangers	: 15 EA
Number of exchangers above pinch:	7 EA
Number of exchangers below pinch:	8 EA
Total area	: 1032.5 M ²
Requirement of hot utility	: 5.04 KW
Requirement of cold utility:	3.23 KW

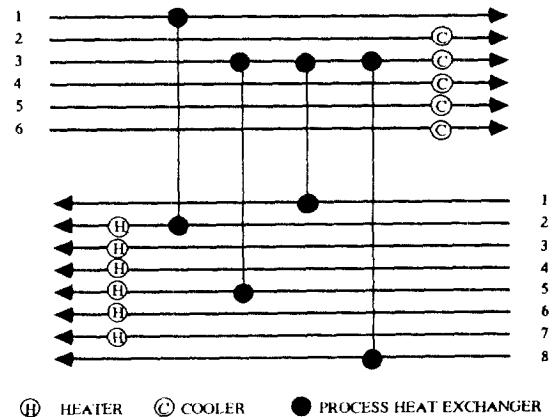


Fig. 13. Heat exchanger network of Alko process based on this study.

er 5개, heater 6개로 합성되었으며, 새로운 공정도는 Fig. 14와 같다.

3-2-4. "THEN"을 이용한 열교환 구조

Louisiana State University에서 pinch design method를 기본으로 개발된 열교환망 합성 프로그램 "THEN"

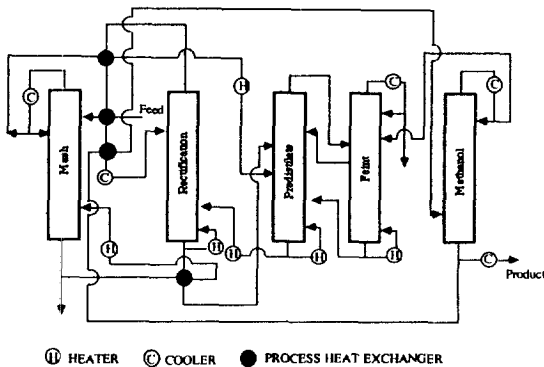


Fig. 14. Distillation process of Alko process based on this study.

Table 4. Comparison of results of new heat exchanger networks for Alko process

구분	Alko	본 연구	THEN
열교환기 수(개)	13	15(+2)	16(+3)
- process heat exchanger	6	4(-2)	5(-1)
- cooler	4	5(+1)	5(+1)
- heater	3	6(+3)	6(+3)
에너지(MW)	4.70	8.27(+3.57)	8.27(+3.57)
- steam	3.40	5.04(+1.64)	5.04(+1.64)
- 냉각수	1.30	3.23(+1.93)	3.23(+1.93)
열교환 면적(M ²)	2,241	1,055(-1,186)	1,115(-1,126)
Total cost(천\$)	1,584	1,394(-190)	1,454(-130)
- 에너지	322	480(+156)	480(+156)
- capital	1,262	914(-348)	974(-288)

()는 Alko와의 차이

을 이용하여 합성한 결과는 본 연구의 결과에 비해 total annual cost가 4.3% 큰 합성구조를 나타냈다. 단, "THEN"은 최적 ΔT_{min} 을 발견하는 기능이 없으므로 본 연구에서 발견한 $\Delta T_{min}=12^{\circ}\text{C}$ 를 "THEN"에 적용하였다.

3-3. 비교 분석

Table 4는 기존의 Alko process와 본 연구, "THEN"의 결과를 비교한 것이다. 그 결과 본 연구가 약 12%의 total annual cost를 낮출 수 있는 구조임을 알 수 있었다. Fig. 15에서 보듯이 보통의 공정은 capital cost는 낮고 에너지는 많이 쓰는 것이 일반적이거나, Alko process는 그 반대의 경우이다. 이것은 Alko process는 1980년대 초의 에너지 파동시 개발된 에너지 절약형 공정이기 때문이라고 판단된다. 즉 에너지 회수를 최대로 하기 위하여 ΔT_{min} 을 최대로 낮추고 열교환 면적을 크게 하고 있다. 따라서 지금의 가격 수준에서 stainless steel로

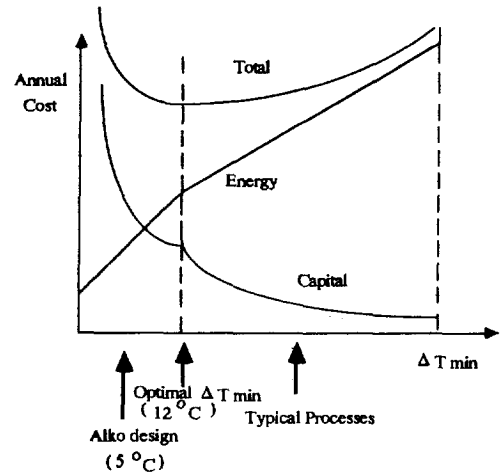


Fig. 15. Comparison between Alko design and typical processes.

Table 5. Comparison of variation of energy cost and depreciation years

구 분	에너지 가격 상승률			감가상각년수		
	0%	20%	40%	10년	15년	20년
Alko와 본 연구의 total annual cost 비교(감소비율%)	12.0	9.6	7.4	12.0	9.6	8.2

열교환기를 제작할 때 capital cost가 에너지 비용에 비해 큰 비중을 차지하게 되어 ΔT_{min} 이 커지게 된 것으로 짐작된다. 이것은 capital cost(자재비, 인건비 포함)가 연료 가격에 비해 상대적으로 많이 상승된 것을 의미하기도 한다. 그리고 열교환기의 감가상각 년수가 길어지거나, 이자율이 낮아지면 점차 ΔT_{min} 이 작아지게 될 것이다. Table 5는 에너지 가격과 감가상각 년수가 변할 때 Alko process와 본 연구결과의 total annual cost를 비교한 것이다.

4. 결 론

최적의 ΔT_{min} 을 구하고 합성을 시작함으로써 total cost target에 가장게 접근할 수 있는 합성 방법을 제시하였고 컴퓨터 프로그래밍 하였다. 개발된 프로그램을 이용하여 주정 생산공정 중 증류공정에 적용하여 새롭게 열교환망을 합성함으로써 total annual cost를 약 12% 줄일 수 있는 구조를 찾아내었다. 본 연구의 의미를 요약 정리하면 다음과 같다.

(1) 열교환망 합성 전에 capital cost의 target를 구

함으로써 global optimum을 미리 알 수 있다. 즉 전체의 target을 알고 match를 시작함으로써 optimum으로의 접근 정도를 설계자가 알 수 있다.

(2) 설계자의 경험에 의존하던 최소 접근 온도를 열교환망 합성 전에 가장 좋은 값을 구할 수 있다.

(3) 열교환망 합성시 driving force의 조절, split 할 경우의 분기량 조절의 개념 도입으로 기존의 pinch design method를 사용하는 프로그램인 "THEN" 보다 열교환 면적을 줄일 수 있다.

(4) Safety, layout 등의 match 제한을 사용자가 합성 전에 지정할 수 있다.

(5) Global optimum의 5% 이내의 수준으로 접근하는 열교환망을 간단히 설계할 수 있다.

그리고 보다 실용적인 프로그램이 되기 위해서 추후 연구되어야 할 내용은 다음과 같다.

(1) Fouling 발생시 열교환 면적을 설계 단계에서 고려

(2) Stream간 heat transfer coefficient 차가 클 때, criss-crossing이 vertical heat transfer 보다 열교환 면적을 작게 하는 경우

(3) Match 제한시의 capital cost target 수정 문제

(4) Non-countercurrent exchanger, 다양한 type 혹은 재질이 다른 열교환기가 공정 중에 혼합되어 있을 때 capital cost target 문제

사용기호

A_i	: heat exchange area of enthalpy interval i on the composite curves [m^2]
A_{min}	: minimum overall area target for a heat exchanger network [m^2]
$A_{unit, i}$: heat exchange area of an exchanger i [m^2]
a, b, c	: coefficient of installed capital cost law
F_c	: correction factor for Guthrie's cost model
F_d	: design type factor
F_p	: design pressure factor
F_m	: material factor
FC_p	: heat-capacity flowrate [$J/sec \ ^\circ C$]
ΔH_i	: total enthalpy change of enthalpy interval i on the composite curves [J/sec]
h_j	: heat transfer coefficient of stream j [J/sec

	$m^2 \ ^\circ C$] (including film, wall and fouling resistance)
i	: annual interest
M&S	: Marshall and Swift index
n	: depreciation years
N_e	: number of enthalpy intervals
$N_h(N_c)$: number of hot(cold) streams
N_{min}	: minimum number of units in a heat exchanger network
$N_{min, MER}$: minimum number of units in a heat exchanger network with maximum energy recovery
$N_s(N_u)$: number of streams(utilities)
$Q_{c, min}$: minimum cold utility target [J/sec]
$Q_{h, min}$: minimum hot utility target [J/sec]
Q_{ij}	: heat exchanger duty with stream i and j [J/sec]
q_j	: enthalpy change of streams j in enthalpy interval i [J/sec]
ΔT_{LM}	: logarithmic mean temperature difference [$^\circ C$]
ΔT_{min}	: minimum temperature difference on composite curves [$^\circ C$]
T_1	: the lowest temperature of range of ΔT [$^\circ C$]
T_2	: the highest temperature of range of ΔT [$^\circ C$]
U	: overall heat transfer coefficient for a heat exchanger [$J/sec \ m^2 \ ^\circ C$]

참고문헌

1. Linnhoff, B. and Ahmad, S.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 729(1990).
2. Linnhoff, B. and Hindmarsh, E.: *Chem. Eng. Sci.*, **38**, 745 (1983).
3. Townsend, D. W. and Linnhoff, B.: *ICHEME 11th Annual Res.*, 45(1984).
4. Ahmad, S., Linnhoff, B. and Smith, R.: *Computers Chem. Eng.*, **14**, 751(1990).
5. Nishida, N., Liu, Y. A. and Lapidus, L.: *AIChE J.*, **23**, 77 (1977).
6. Douglas, J. M.: "Conceptual Design of Chemical Processes", McGraw-Hill, New York(1988).
7. 박경수: "경제성 공학", 6th ed., 최중당, 서울(1985).
8. Linnhoff, B. and Vredevel, D. R.: *Chem. Eng. Prog.*, **80**, 33(1984).