

<논 문>

축류송풍기 부착형 공냉식 열교환기의 진동저감

Vibration Reduction of an Air Cooled Heat Exchanger with Axial Flow Fan

정 구 충* · 최 연 선**

Goo-Choong Jung and Yeon-Sun Choi

(2001년 2월 16일 접수 ; 2001년 7월 31일 심사완료)

Key Words : Air Cooled Heat Exchanger(공냉식 열교환기), Axial Flow Fan(축류송풍기) Blade Passing Frequency(깃통과주파수), Blockage Board(봉쇄판)

ABSTRACT

Vibration problems occurred in an air cooled heat exchanger with axial flow fan for a petrochemical plant were investigated. Experimental field test and theoretical verification were performed. To find the main cause of the high vibration of the fan at the air inlet of the axial fan, the frequency spectrum was measured. The natural frequency of the driving support of the heat exchanger was numerically calculated. Both of the measured and the natural frequency were approximately equal to the blade passing frequency. Because it was difficult to modify the structure of the driving support during the normal operation of the plant, the blade number of the fan was increased, which greatly reduced the vibration level of the heat exchanger.

1. 서 론

공냉식 열교환기는 냉각용으로 물을 사용할 경우 운전비용이 커지거나 냉각수가 불충분한 장소에서 주로 사용한다. 공냉식 열교환기는 핀튜브(finned tube)의 위치에 따라, 공기흡입형(induced draft type)과 공기압입형(forced draft type)으로 나눌 수 있다. 공냉식 열교환기의 진동은 대부분 공기흡입, 혹은 공기압입을 위한 구동축의 회전에 의해 유발된 유동압력에 의해 발생되며,⁽¹⁾ 구동 회전축의 정렬불량(misalignment), 영각(angle of attack)에 따른 선회실속(rotating stall), 혹은 구조물의 고유진동수와 가진진동수인 깃통과주파수(blade passing frequency)

가 일치함으로써 공진이 발생하는 경우이다. 이러한 열교환기에서의 진동은 열교환기의 성능에 영향을 미칠뿐만 아니라, 작업환경의 소음공해를 유발하고, 나아가 열교환기 자체의 파손을 일으킬수 있으므로 가능한 진동을 줄여야한다.

본 연구에서는 실제 석유화학공장에서 운전중에 공냉식 열교환기에서 발생하는 진동원인을 조사하여, 진동저감 방안을 수립한 사례를 소개하고 더불어 공냉식 열교환기에서의 진동저감을 위해 설계시 고려되어야 할 사항을 연구, 검토하였다.

2. 공냉식 열교환기

2.1 구조

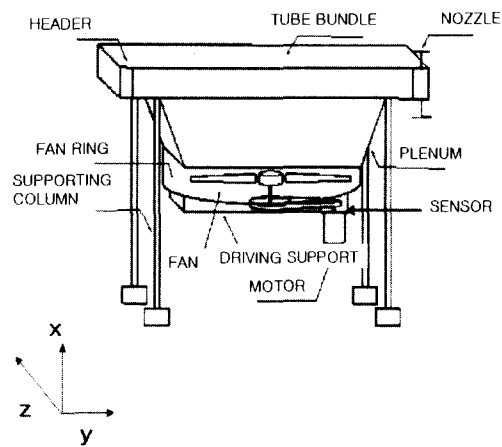
Fig. 1은 공기압입형 공냉식 열교환기에 대한 개략적인 구조를 나타내었다. 본 열교환기는 튜브군(tube bundle) 밑에 팬을 설치하여 공기를 불어 핀튜브로 이루어진 튜브군을 통과시키는 구조이다.

* 정희원, 성균관대학교 대학원, 대림산업(주) 기계부

** 정희원, 성균관대학교 기계공학부

E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr

Tel : (031)290-7440, Fax : (031)290-5849



x : Axial direction of the motor
 y : Longitudinal direction of the driving support
 z : Transverse direction of the driving support

Fig. 1 Schematic diagram of the heat exchanger

튜브군은 헤더(header), 핀튜브, 튜브지지대, 플레넘(plenum) 등으로 구성되어 있다. 송풍기에서 튜브군으로의 공기유동을 일정하게 유지하기 위하여 플레넘을 설치하였고, 플레넘은 팬링(fan ring)에 연결되어 있다. 헤더, 플레넘, 팬링은 그림과 같이 4개의 기둥에 의해 지지되었다. 공냉식 열교환기에서 필요한 방대한 양의 공기는 축류송풍기로 아래에서 위로 불어 올려지며, 축류송풍기를 구동시키는 전기모터는 벨트를 사용하여 축류송풍기와 연결되었다. 축류송풍기와 전기모터 지지부는 팬링에 고정되었다. Fig. 1 아래의 화살표는 구동지지부(driving support)에서 진동을 측정하였을 때 센서의 방향을 나타낸다.

2.2 축류송풍기 진동

송풍기에서의 진동은 베어링 과열의 원인이 되고, 축, 임펠러 등을 파괴시킬 수 있으며, 결국 열교환기의 파손까지 일으킬 수 있다. 송풍기 진동의 원인으로는 임펠러의 불균형, 설치시 정렬불량, 공진 등이 있을 수 있다. 공냉식 열교환기에서의 소요 동력은 송풍기의 최고 효율점 부근에서 선정되는 것이 일반적이나 사용조건에 따라 저항점이 변하므로 운전점이 달라질 수도 있으며, 이때 서징(surging)이나 선회실속으로 인하여 송풍기 및 팬링에서 과도한 진동이 발생되는 경우도 있다.⁽²⁾

3. 열교환기의 진동

3.1 진동현상

본 연구의 대상인 공냉식 열교환기는 석유화학공장에서 사용되고 있는 것으로서 지상에서 38 m 위인 철구조물 상단에 설치되었다. 서로 다른 3가지 형태의 공기압입형 열교환기("A"- 열교환기 16대, "B"- 열교환기 4대, "C"- 열교환기 2대)에서 시운전 중 설계기준인 API 661⁽³⁾에서 요구한 기준치 이상의 진동현상이 다같이 발생하여 구동부는 물론 구조물 전체에 영향을 주었으며, 계속적인 운전시 구동부의 파손 및 구조물의 안전이 문제가 되는 상황이었다.

본 열교환기들은 제작사에서 제작후, 현장에 설치하기 전에 각 시스템별로 시험을 거친 것이었다. 열교환기 제작사에서는 공급전원이 50 Hz로 시험하였지만 화학공장에서는 60 Hz 상태에서 작동되고 있었다. 제작사 시험시 각 열교환기에서 진동문제가 발생하였으나, 진동원인을 구조물의 공진문제로 실제 설치되어질 석유화학공장에서 전기동력 주파수가 60 Hz 조건에서 운전될 경우 송풍기 운전 속도가 변화하여 문제가 없을 것으로 단정하여 현장에 설치되었다. 그러나, 현장 설치후 제작사 시험에 비해 송풍기의 회전수가 증가했음에도 불구하고 열교환기의 진동문제는 계속 발생되었다. Table 1은 이들 3개의 시스템에 대한 사양을 나타내었다.

운전중인 각 시스템들의 진동레벨과 주파수 성분을 분석하기 위해 구동지지부에서 각 방향에 대한 진동을 측정하였고, 각 시스템들에 대한 진동레벨을 Table 2에 나타내었다. Table 2에 나타난 바와 같이 진동 측정치는 설계기준인 API 661의 최대 허용치를 초과하여 제품에 대한 문제가 제기되었고, 지속적인 운전으로 구동부 및 구조물에 심각한 영향을 미칠 것으로 판단되어 현장에서 수립될 수 있는 진동 저감대

Table 1 Specifications of each system

Specification \ System	A	B	C
Motor speed(rpm)	1185	1185	1780
Fan speed(rpm)	208	272	296
Fan dia.(m)	4.88	3.96	3.35
Fan blade number	4	4	3
Motor power (kW)	37	37	7.5

Table 2 Vibration levels of the heat exchangers.
(unit : in/sec rms)

System	Vib. limit	x	y	z
A	0.18	0.74	0.28	0.25
B	0.24	0.92	0.72	0.35
C	0.19	0.15	0.25	0.67

책이 질실히 요구되었다.

3.2 현장대책

각 열교환기에서 발생하는 진동저감을 위해 열교환기의 설치지역이 방폭지역으로 용접작업에 상당한 어려움이 있었음에도 불구하고, Fig. 2와 같이 진동이 심각한 팬링을 지지하는 구동지지부를 수평방향으로 형강 ㉠를 보강하고, 수직 방향으로 보강재 ㉡를 보강한 후 진동측정을 하였다.

현장에서 보강재 설치후 측정된 진동값이 Table 3에 나타나 있으며, 보강재 보강후에도 진동값은 크게 개선되지 못하였다. 오히려 Table 3에서 보는 바와같이 보강후 진동이 커지는 경우도 발생하였다.

각 열교환기들의 진동원인을 규명하기 위해 보강된 상태에서 구동중인 열교환기의 진동신호를 Fig. 1의 센서로 표시된 구동지지부 위치에서 가속도계를 이용하여 측정하였으며, 각각의 진동주파수 분석 결과를 Fig. 3~5에 각각 나타내었다.

진동주파수 스펙트럼에서 각 열교환기의 공통적으로 나타난 최대 진동진폭을 갖는 주파수 성분은 다음 식으로 계산된 깃통과주파수였다.

$$f_n = \frac{nBN}{60} \text{ [Hz]}$$

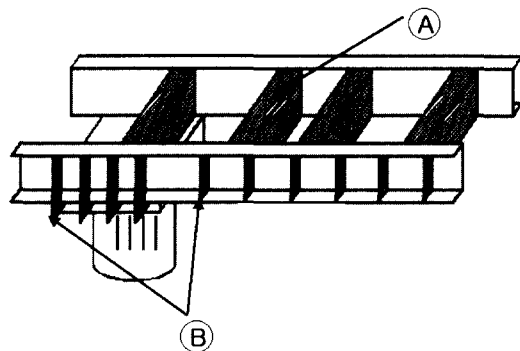


Fig 2 Modification of the driving support

Table 3 Vibration levels after stiffening
(unit : in/sec rms)

System No.	Measuring direction	Original	After stiffening
A	x	0.74	0.99
	y	0.28	0.51
	z	0.25	0.35
B	x	0.92	0.30
	y	0.72	0.70
	z	0.35	0.70
C	x	0.15	0.42
	y	0.25	1.21
	z	0.67	0.82

여기서 B 는 송풍기의 깃수, N 은 송풍기 회전수, n 은 조화성분의 차수를 나타낸다.

Table 1에 표기된 각 열교환기의 사양을 기준으로 계산된 깃통과주파수는 시스템 A : 13.8 Hz, 시스템 B : 18.1 Hz, 시스템 C : 14.8 Hz 이다.

일반적으로 축류송풍기에서의 진동원인은 구동부의 불균형(unbalance)과 정렬불량인 경우가 많으나 주파수 분석결과, $1x$, $1/2x$, $2x$ 성분이 없는 것으로 보아 불균형과 정렬불량이 진동의 주성분이 아님을 알 수 있었다. 특히 축방향진동이 크게 나타나 축정렬불량을 의심해볼 수 있으나 주파수 분석결과는 모두 깃통과주파수가 주요 주파수로 나타남으로써 축정렬불량은 아닌 것으로 판단되었다. 따라서 진동의 원인을 영각 증가에 따른 선회실속, 혹은 깃에서 발생하는 난류에 따른 와류발산(vortex shedding)이 진동의 원인이 될 수도 있다. 여기서 영각이란 유체의 유동방향과 익현(chord)과의 각도를 의미한다. 영각이 증가하면 양력이 따라서 증가한다. 그러나 영각이 얼마 이상의 값을 초과하면 날개 배면에서의 유체유동은 더 이상의 압력 상승을 견디지 못하고 유동박리를 일으킴으로써 오히려 양력이 급격히 감소하고 유동저항이 급증한다. 이와 같은 상태를 선회실속이라고 한다. 선회실속은 송풍기 자체의 불안정 현상으로 회전방향과 반대방향으로 전파되며 주파수 경향은 다음과 같이 나타난다.⁽²⁾

$$f_s = (0.5 \sim 0.8) \times \frac{N}{60} \text{ [Hz]}$$

여기서 N 은 송풍기의 분당 회전속도(rpm)를 나타낸다.

각 열교환기의 주파수 스펙트럼에서 공통적으로 발생되고 있는 현상에 대해서 시스템 C의 경우 최초 축류송풍기 깃 각도를 12.6°로 고정된 상태에서 운전되었으나, 이때 진동레벨은 API 661의 허용값(0.19

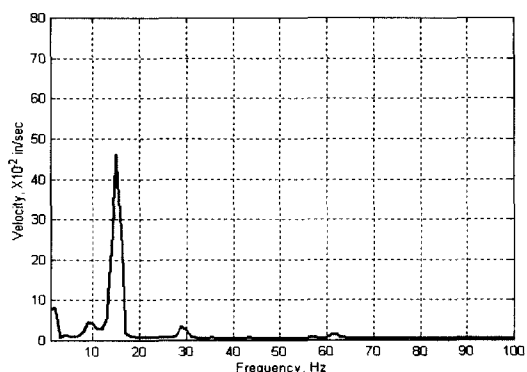


Fig. 3 Frequency spectrum of heat exchanger A

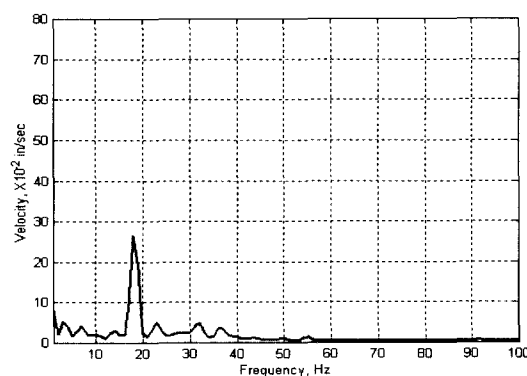


Fig. 4 Frequency spectrum of heat exchanger B

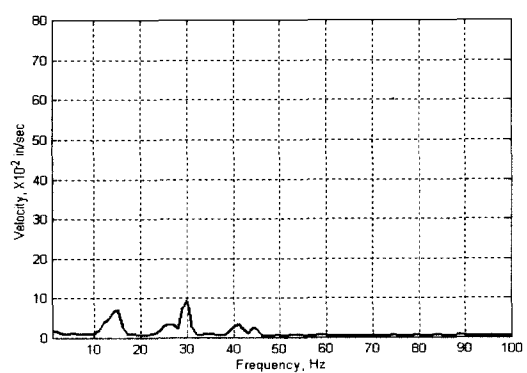


Fig. 5 Frequency spectrum of heat exchanger C

in/sec)를 초과하였으며, 전기모터의 과부하로 전원이 차단되는 현상이 발생하였다. 이는 송풍기 설치시 과다한 깃의 각도로 인해 과부하가 발생한 것으로 깃의 각도를 설계점인 5°로 재수정 하였다. 그 결과, 전기모터의 부하는 감소하였으나, 진동레벨에는 변화가 없었다. 따라서 송풍기 깃의 영각에 의한 선회실속 현상이 아님을 확인할 수 있었다.

3.3 진동원인 분석

본 열교환기의 진동 발생원인을 분석하기 위해 먼저 현장상황을 점검하고, 구동지지부의 고유진동수를 유한요소법으로 계산하여 공진 가능성을 검토하였다.

먼저 공냉식 열교환기의 구동부인 축류송풍기에서 깃통과주파수가 진동의 주요 요인이 되는 이유를 규명하고자 하였다. 이를 위해 송풍기에 유입되는 공기의 흐름을 점검하였다. 공기압입형 공냉식 열교환기의 경우 축류송풍기는 공기유입부에 설치되며, 송풍기는 중앙에 있고, 송풍기를 구동하는 전기모터와 벨트는 평판을 사용하여 Fig. 6과 같이 고정되어 있다. 이는 송풍기를 지지하기 위한 지지부와 전기모터와 벨트를 지지하기 위한 평판이 축류송풍기 깃의 하단부에 위치함을 의미하며, 평판으로 조립된 구조물은 공기유입을 방해하게 된다. 즉, 송풍기 깃이 평판구조물을 지날 때마다 공기유입이 불안정해지고, 이에 따라 열교환기 전체의 진동을 유발하게 되는 것이다. 이것이 Fig. 3~5에서 깃통과주파수가 바로 열교환기 진동의 주파수로 나타난 이유이다. 보다 확실한 원인을 규명하기 위해 평판구조물에 Fig. 6과 같이 봉쇄판(blockage board)을 설치하여 공기유입을 좀더 막아보았다. 이 상태에서 측정된 진동이 Fig. 7에 나타나 있다.

Fig. 7에서 보듯이 축류송풍기 입구에 봉쇄판을 설치 하였을 때, 진동레벨이 크게 증가함을 알 수 있다. 이는 축류송풍기의 입구에 설치되어 있는 평판구조물로 인하여 공기유입이 국부적으로 방해되고 뱀의 깃이 이곳을 통과할 때 공기의 흐름이 순간적으로 차단되어 진동을 발생시키고 있음을 알 수 있다. 이러한 장애물로 인하여 깃통과주파수 성분이 나타났던 것이다. 또한 구조물에 보강재를 보강하는 것은 구조물의 고유진동수를 변경하는데 큰 도움이 되지 못하였기 때문이다.

각 시스템의 열교환기용 축류송풍기의 뱀링에 연결되어있는 구동지지부에 대한 고유진동수를 계산하기

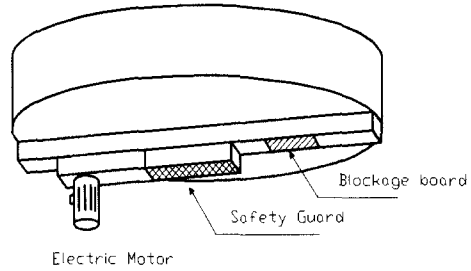


Fig. 6 Installation of a blockage at driving support

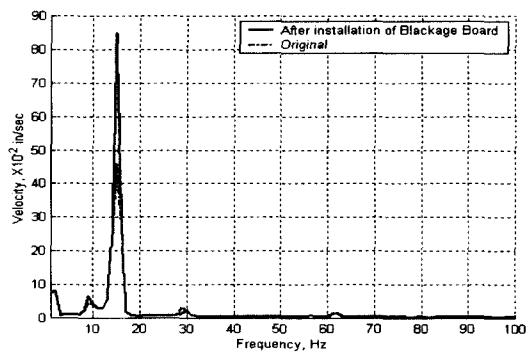


Fig. 7 Frequency spectrums with/without blockage board

위해 Fig. 8과 같이 모델링한 후 상용 구조해석 프로그램인 STAAD-III⁽⁴⁾을 이용하여 구조물의 고유진동수를 계산하였다.⁽⁶⁾ 각 구동지지부의 사양은 Table 4에 나타내었다. 계산결과는 Table 5에 깃통과주파수와 비교하여 나타내었다. Table 3에서 시스템 A의 경우 보강전의 고유진동수는 14.2 Hz이고 보강후의 고유진동수는 13.8 Hz는 마침 깃통과주파수와 일치하게 되어 진동이 커진 이유를 알 수 있다. 여기서 보강작업으로 반드시 고유진동수가 증가되는 것은 아니고 작업방법에 따라 반대로 고유진동수가 감소함을

Table 4 Specifications of the driving support

Spec. \ System	A	B	C
Length(mm)	4898	3984	3370
Width(mm)	692	706	720
Main beam dim.	UPN220	UPN200	UPN160
Beam material	C.S	C.S	C.S
Motor(kg)	600	600	120
Fan (kg)	200	150	100

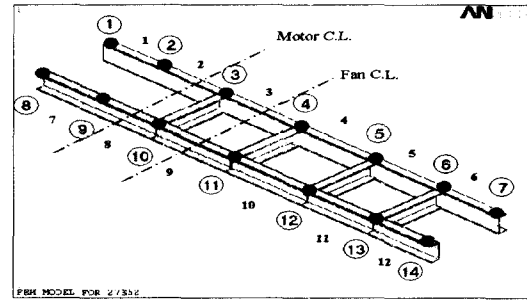


Fig. 8 Modeling of driving support A

Table 5 Natural frequencies and blade passing frequencies of the systems (unit : Hz)

System	A	B	C
Natural frequency	14.2	16.4	21.0
Blade passing frequency	13.8	18.1	14.8

알 수 있다. 그러나 시스템 B와 C의 경우는 보강작업에 의해 고유진동수가 변함으로서 진동레벨의 변화가 있었던 것으로 추정할 수 있다.

각 시스템의 열교환기용 축류송풍기의 구동지지부의 고유진동수를 계산한 결과, 시스템 A와 시스템 B의 고유진동수가 같거나 깃통과주파수에 근접한 조건에서 운전되고 있음을 알 수 있었다. 시스템 A와 B는 플레넘 부분이 수직방향의 구조로 구동지지부를 지지하는 반면, 시스템 C는 플레넘이 수평방향으로 기울어져 구조물을 지지하는 형태로서 모델로 계산한 고유진동수는 깃통과주파수와는 차이를 보였다.

3.4 송풍기 깃수 증가

시스템 A의 원래 고유진동수는 14.2 Hz이고, Fig. 2와 같이 보강을 한 경우는 13.8 Hz이다. 즉 보강에 의해 구조물의 고유진동수를 변화시키는 것은 쉽지 않음을 알 수 있었다. 또한 이러한 보강작업은 설치 위치, 작업여건, 공장의 부하 등을 고려할 때 시간적, 경제적으로 부담스러웠다. 따라서, 본 문제는 깃통과주파수에 의한 구조물의 공진문제이므로 가진주파수인 깃통과주파수를 바꾸는 것을 고려하였다.

일반적으로 축류송풍기 성능곡선에서 깃수가 증가함에 따라 풍량과 풍압은 함께 상승한다.⁽⁵⁾ 깃수 증

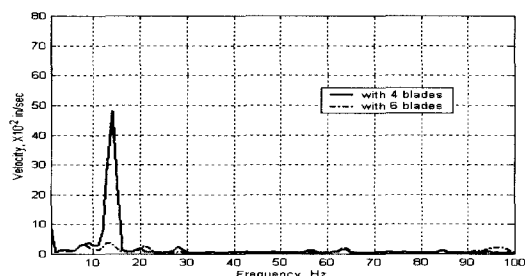


Fig. 9 Frequency spectrums of the system A for different blade numbers

Table 6 Vibration level with the variation blade number
(unit : in/sec rms)

	Blade No.		Blade angle(o)		Measuring direction	Vibration level	
	before	after	before	after		before	after
A	4	6	7.6	4.3	x	0.99	0.10
					y	0.51	0.12
					z	0.35	0.06
B	4	6	11.2	8.3	x	0.30	0.14
					y	0.70	0.12
					z	0.70	0.21
C	3	6	5.0	0.0	x	0.42	0.10
					y	1.21	0.09
					z	0.82	0.07

가에 따른 풍량, 풍압의 증가는 시스템 설계시 책정되었던 풍량으로 전기모터의 과부하를 초래하므로 운전이 되기 위해서는 깃의 각도를 감소시켜야한다.

결국 송풍기 깃수를 Table 6과 같이 각각의 시스템의 깃수를 증가시키고 깃각도를 줄인 결과, 진동레벨이 크게 감소하였다. 시스템 A의 경우 깃수 증가 후의 주파수 스펙트럼이 Fig. 9에 나타내었다.

여기서 시스템 C의 경우 전체적인 구조가 시스템

A와 B는 상이하여 계산된 고유진동수가 깃통과주파수와 크게 상이하나, 깃통과주파수 변경에 따라 진동레벨이 크게 감소하는 것으로 보아 시스템 A와 B는 같은 공진문제로 추정할 수 있었다.

4. 결 론

석유화학 공장에 설치 운전 중인 공냉식 열교환기에서 발생하는 진동을 줄이기 위해 현장에서 진동신호를 측정/분석하여 원인을 파악하고 대책을 수립하여 진동을 저감시켰다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 공기압입형 열교환기의 경우 구동지지부 설치시 흡입 공기의 유동을 방해하지 않도록 설계되어야 한다.

(2) 공냉식 열교환기의 설계시 깃통과주파수와 구조물의 고유진동수를 검토하여 공진을 피할 수 있도록 깃수를 선정해야 한다.

(3) 현장에서 송풍기 진동이 발생시 구조물 변경에 의한 고유진동수를 변화시키기보다 깃수를 조정하여 가진주파수를 변경시키면 보다 경제적인 수 있다.

참 고 문 헌

(1) Rogers, J. D. and Gilkey, C. H., 1975, "A Summary of Experiences with Fan Induced Duct Vibrations on Fossil Fueled Boilers Combustion," American Power Conf. pp. 29~32.

(2) 민의동, 1995, "열교환기 이론과 설계", 화학공업조사회.

(3) API 661, 1992, Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service, 3rd Edition.

(4) STAAD-III, 1997, Research Engineers, Inc, Version 22.3.

(5) 원전행부, 1999, 유체기계, 문운당.