

# 축류송풍기 부착형 공냉식 열교환기의 진동

## 저감

°정구충\*, 최연선\*\*

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

Goo-Choong Jung, Yeon-Sun Choi

#### Abstract

Vibration problems induced by an air cooled heat exchanger with axial flow fan were investigated during the operation of a petrochemical plant. Two different studies were done; one was experimental field test and the other was theoretical verification. To find main cause of the blade passing frequency of the fan after installing additional blockage board at the air inlet of the axial fan, the frequency spectrum was measured. The vibrations of the blade passing frequency became higher. The natural frequency of driving support of the heat exchanger was theoretically calculated. It was approximately equal to the blade passing frequency. During the normal operation of the plant, it was impossible to modify the structure of the driving support. Instead, the blade number was increased to reduce vibration level. It increased the ratio of the forcing frequency to the natural frequency of the driving support over the resonance region.

#### 1. 서론

공냉식 열교환기는 냉각용으로 물을 사용할 경우 사용 비용이 비싸지거나 그 양이 불충분한 장소에서 주로 사용하며, 공냉식 열교환기는 finned tube의 외면에 대기를 대류 시키는 축류팬의 설치 위치에 따라, 공기 흡입형(induced draft type)과 공기 압입형(forced draft type)으로 나눌 수 있다. 공냉식 열교환기의 진동은 대부분 구동부인 축류팬의 회전력과 날개로부터 유발된 불안전 유동 압력에 의해 발생되며[1], 구조물의 고유진동수와 가진주파수가 일치하는 경우 공진이 발생 할 수 있다. 이러한 진동은 환경공해 측면과 함께 구조물의 안전과 관련하여 점검되어야 할 항목이다.

축류송풍기와 관련된 최근 연구 경향은 축류송풍기로부터 발생하는 유동 유발에 대해 깃의 익현길이(chord length), 깃 수(blade number)와 같

은 설계변수가 미치는 영향에 대해 실험적 연구[2]와 축류압축기 Hub Corner에서 실속(stall)이 형성과 관련된 연구[3] 등 많은 연구가 있으나 산업현장과 직접 관련된 문제는 잘 보고 되고 있지 못하다.

본 연구에서는 석유화학공장에서 운전중인 공냉식 열교환기에서 발생하는 진동 원인을 조사하고, 해결 방안을 수립하여 원활한 운전 해결방안을 수립한 사례와 차기 설계시 고려되어야 할 사항들을 검토하였다.

#### 2. 공냉식 열교환기

##### 2.1 구조

Fig. 1은 압입 송풍형(forced draft type) 공냉식 열교환기에 대한 개략적인 구조를 나타내었다. 본 열교환 장치는 bundle 밑에 팬을 설치하여 공기를 불어 finned tube가 설치되어진 bundle을 통과하여 상부로 이동시킨다.

Tube bundle은 air cooler의 중심에 위치하며 header, finned tube, tube support, plenum 등으로

\* 성균관대학교 대학원, 대림산업(주) 기계부

\*\* 성균관대학교 기계공학부

구성되어 있다. Air cooler의 지지용 구조물은 정하중, 동하중 등이 고려되어 설계하였다. 송풍기에서 bundle로 공기의 유동을 일정하게 유지하기 위하여 플레넘 챔버(plenum chamber)를 설치하였고, 입구의 압력 손실을 감소시키기 위해 송풍기 링을 설치하였다. 공냉식 열교환기에서 필요한 방대한 양의 공기는 물리적인 통풍장치를 가진 축류송풍기로 이동시키며, 일반적으로 구동장치인 전기모터는 벨트를 사용하여 축류송풍기에 간접적으로 연결하고, 축류송풍기와 전기모터 지지부는 송풍기 링(fan ring)에 고정되었다.

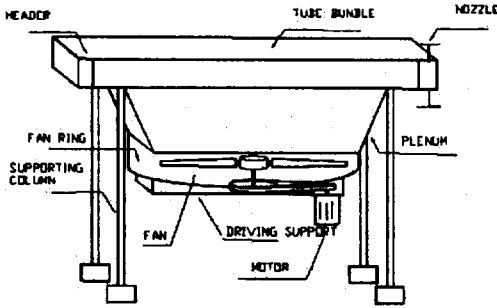


Fig. 1 Schematic diagram of air cooler

## 2.2 축류송풍기 진동

공기형 열교환기에서는 소음/진동과 소요동력이 매우 중요하기 때문에 설계시 반드시 고려되어야 한다. 송풍기는 최고 효율점 부근에서 선정되는 것이 일반적이나 사용조건에 따라 달라질 수도 있다. 즉, 서어징(surging)이나 선회실속(rotating stall)으로 인하여 송풍기 및 팬 링에서 과도한 진동이 발생하는 경우이다.[1]

### • 서어징

송풍기에서 송출측의 저항이 커지면 풍량이 감소하고, 어느 풍량까지는 일정압력으로 운전되지만 우향 상승특성의 풍량까지 감소하면 관로에 격심한 공기의 맥동과 진동을 발생하여 불안정 운전이 된다. 이러한 현상을 서어징(surging)이라 한다. 기체의 경우는 압축성 때문에 서어징이 현저하게 나타난다. 송풍기 성능곡선에서 운전점이 우향 상승 특성상에 있으면, 송풍기의 풍량이 증가하면 압력도 증가하고, 풍량이 감소하면 압력도 감소하여 관내의 풍량 변동의 방향으로 송풍기의 힘이

작용한다. 즉, 우향 상승 특성상에서 송풍기가 공기유동의 진동에 대하여 부(-)의 저항으로서 작용하여 진동 에너지를 증가시킨다.

### • 선회실속(Rotating stall)

유체의 유동 방향과 익현(chord)과의 각을 영각(angle of attack)이라 하며, 영각이 증가함에 따라 양력은 처음에 직선적으로 증대하여 나중에 최대치를 넘으면 날개 배면의 흐름은 큰 압력 상승에 견디지 못하고 유동 박리를 일으켜 양력이 감소하고 저항이 급증한다. 이와 같은 상태를 실속(stall)이라고 한다. 한편, 영각이 지나치게 작으면 날개 복면에서 부(-)의 실속이 일어난다. 날개열의 설계 영각은 날개 배면 및 날개 복면에서 항력/양력비가 최소로 되는 점 근처에서 설정된다. 이와 같은 작동상태에서는 날개면에서 속도의 부자연한 피크가 발생하지 않는다. 송풍기에서 입의의 깃이 실속상태를 일으켜 점차적으로 발달하면 실속영역이 깃 사이의 유동통로를 막아버리게 된다. 이로 인하여 선회실속이 발생한 깃 사이의 통로는 현저히 좁아지게 되며 깃열의 회전방향과 반대쪽에 위치한 인접 깃의 영각을 증대시켜 새로운 실속을 발생시킨다.

선회실속은 송풍기자체의 불안정현상으로 회전방향과 반대방향으로 전파되며 진동수는 다음 식으로 구해진다.[1]

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

여기서  $N$ 은 송풍기의 분당회전속도(rpm)를 나타낸다.

## 3. Air Cooler의 진동

### 3.1 진동현상

본 석유화학공장의 air cooler system들은 5개로 구성하여 지상에서 약 40 m 위인 철 구조물 상단에 각각 설치되었다. 그중 공기압입형(forced draft type) air cooler인 서로 다른 3가지 형태의 air cooler system ("A"- air cooler 16대, "B"- air cooler 4대, "C"- air cooler 2대)에서 다같이 시운전 중 심한 진동현상이 발생하여 구동부는 물론 구조물 전체에 영향을 주었으며, 계속적인 운전시 구동부의 파손 및 구조물의 안전이 문제가 되었다.

본 air cooler들은 제작사에서 제작후 각 system

별로 표본으로 각 모델당 1대씩 test를 실시하였다. 원인 파악을 위해 제작사의 시험 검사성적서를 검토한 결과, Air cooler 제작사(50 Hz)와 화학공장(60 Hz)이 설치된 지역과는 전기동력 주파수가 상이하였기에 제작사 시험시 50 Hz의 회전조건에서 운전이 이루어 졌었다. 그 당시 각 air cooler에서 진동문제가 발생하였으나, 진동 원인을 구조물의 고유진동수와 외부 가진진동수와의 공진 문제로 처리하여 실제 설치되어질 석유화학공장에서 전기동력 주파수가 60 Hz조건에서 운전이 될 경우 송풍기 운전 속도가 변화하여 문제가 없을 것이라고 단정하여 설치되었다. 그러나, 현장에서 송풍기의 회전의 증가에도 불구하고 air cooler의 진동문제는 계속 발생되었다.

Table 1은 이들 3개의 system에 대한 사양을 본 화학공장의 운전 기준으로 나타내었다.

Table 1. Specification 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
Fan pitch angle (°)	7.6	11.2	5.0
Fan blade material	Al	Al	Al
Motor power (Kw)	37	37	7.5

운전중인 각 system들의 진동치 및 주파수 성분을 분석하기 위해 구동 지지부에서 각 방향에 대한 진동치를 측정하였고 각 system들에 대해 각각 1 set에 대한 진동치를 Table 2에 나타내었다. 본 공냉식 열교환기들은 API 661(American Petroleum Institute-Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services)을 기준으로 설계되었다.[5]

Table 2. Vibration level of air coolers  
(unit : in/sec RMS)

System	Vib. limit	MIA	MIV	MIH
A-11	0.37	0.74	0.25	0.28
B-2	0.48	0.92	0.35	0.72
C-2	0.39	0.15	0.67	0.25

ex) A-11: number 11 air cooler of "A" System  
MIA : axial direction of the motor  
MIV : transverse direction of driving support  
MIH : longitudinal direction of driving support

상기 Table 2에 나타난 바와 같이 진동 측정치는 API 661의 허용치를 초과한 상태에서 지속적인 운전이 진행 될 경우 구동부 및 구조물에 심각한 영향을 미칠 것으로 판단되어 현장에서 수립될 수 있는 진동 저감 대책이 절실히 요구되었다.

### 3.2 현장조사

각 system의 air cooler에서 발생하는 진동 저감을 위해 구동 지지부의 수평방향으로 channel을 보강하고, 구동 지지부에 수직 방향으로 stiffener를 보강하는 등 여러 방안을 Fig. 2와 같이 시도한 후, 진동측정을 하였으나 개선되지 못했다. 또한 air cooler의 설치 지역이 운전 중에는 방폭지역으로 구분되어 용접작업등에 의한 보강작업에 제한을 받았다.

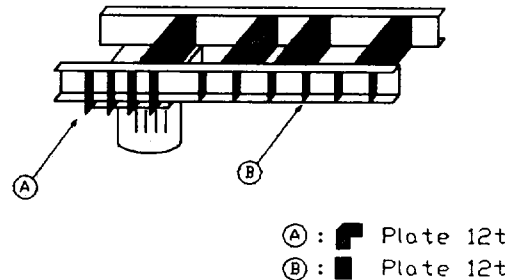


Fig. 2 Modification of driving support

현장에서 stiffener보강작업후 측정된 진동비교치가 Table 3에 나타나 있으며, 그 결과에서 stiffener 보강 후, 진동치는 보다 취약한 방향으로 전달되고 효율적인 저감 방안은 되지 못함을 보여주었다.

각 air cooler들의 정확한 진동원인 규명을 위해 진동신호를 측정하였으며, 모터 축방향 기준으로 측정된 신호에 따른 진동주파수 분석 결과를 Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5에 나타내었다.

그 결과에서 각 air cooler의 공통적인 진동 주원인은 깃통과주파수(blade passing frequency)임을 보여주고 있다.

송풍기의 깃통과주파수를 계산하는 식은 아래와 같다.

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

여기서 B는 송풍기의 깃수, N은 송풍기 회전수,

$n$ 은 조화성분의 차수를 나타낸다.

Table 3. Vibration level after stiffening at the driving support.

(unit : in/sec RMS)

System No.	Measuring point	Original	After stiffening
A-11	MIA	0.74	0.99
	MIV	0.25	0.35
	MIH	0.28	0.51
B-2	MIA	0.92	0.30
	MIV	0.35	0.70
	MIH	0.72	0.70
C-2	MIA	0.15	0.42
	MIV	0.67	0.82
	MIH	0.25	1.21

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

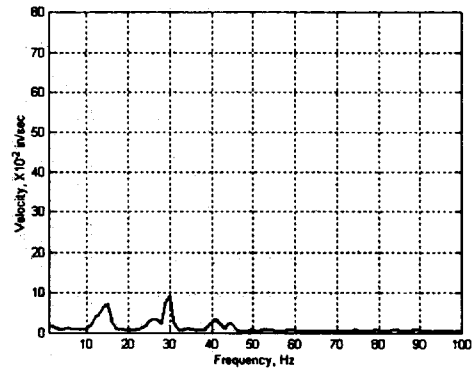


Fig. 5 Frequency spectrum of C-2 air cooler

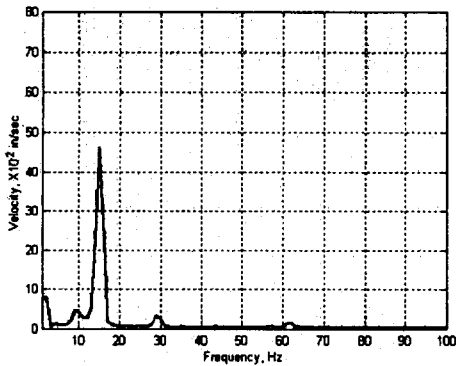


Fig. 3 Frequency spectrum of A-2 air cooler

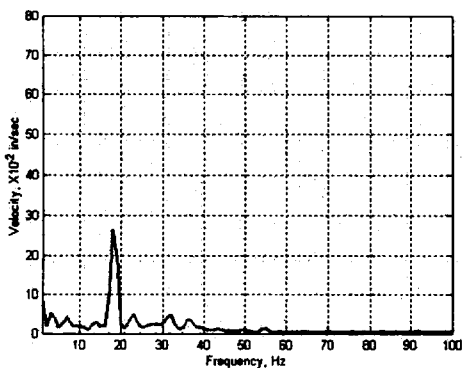


Fig. 4 Frequency spectrum of B-2 air cooler

일반적으로 축류송풍기에서의 진동원인은 구동부의 불균형(unbalance)과 정렬불량 (misalignment)인 경우가 많으나 주파수 분석결과, 불균형과 정렬불량이 진동의 주성분으로 나타나지 않았으며, 깃 (blade)의 영각 증가에 따른 선회실속(rotating stall)에 대한 진동현상 및 깃에서 발생하는 난류 (turbulent flow)에 따른 vortices shedding이 진동의 주원인이 될 수 있는 것으로 보였다. 각 air cooler의 주파수 spectrum에서 공통적으로 발생되고 있는 현상에 대해서 system "C"의 air cooler인 경우 최초 축류송풍기 깃 각도를 12.6° 로 고정된 상태에서 운전되었으나, 이때 진동치는 API 661의 허용치(0.39 in/sec)를 초과하였으며, 전기모터의 과부하로 전원이 차단되는 현상이 발생하였다. 이는 송풍기 설치시 과도한 깃의 각도로 인해 발생하였던 문제였기에 깃의 각도를 설계점인 5° 로 수정 설치한 결과, 전기모터 부하는 감소하였으나, 진동특성에는 변화가 없었다. 이 결과 송풍기 깃의 영각에 의한 실속(stall)현상이 현 진동 특성의 주원인이 아님을 알 수 있었다.

### 3.3 진동의 주 원인

축류송풍기의 진동 발생 원인을 규명하기 위해 두 가지 측면에서 검토하였다. 첫째, 현장실험과 들쭉, 구동 지지부의 고유진동수를 계산하여, 가진 주파수와와의 공진 여부를 검토하였다.

· 현장실험

공냉식 열 교환기의 구동부인 축류송풍기에서 깃통과주파수(blade passing frequency)가 주진동 발생 요인으로 영향을 미치는 원인을 규명하기 위해 송풍기에 유입되는 공기의 흐름에 어떠한 요소가 영향을 미치는지를 판단하기 위해 구동부 지지부를 검토하였다.

공기 압입형(forced draft type) 공냉식 열교환기의 경우 Fig. 6에 나타난 바와 같이 축류송풍기는 공기유입부에 설치되며, 송풍기 지지부는 중앙에 설치되어 있고, 전기모터를 매달기 위해 평판을 사용하여 지지부에 고정시켰다.

이는 구동부를 지지하기 위한 지지부와 전기모터를 고정시키기 위한 지지부가 축류송풍기 깃의 하단 부에 위치하며, box 모양을 형성하고 있어 공기의 원활한 유입에 방해가 되는 장애물 역할을 함으로써 송풍기 깃(blade)이 전기모터 지지부를 지날 때마다 공기의 유입이 불안정해지고 이에 따른 깃의 불균형을 초래하여 과대한 축류송풍기 진동을 유발한 원인인 것으로 추정되었다. 보다 명확한 원인 규명을 위해 전기모터용 평판



Fig. 6 Configuration of driving support

지지대가 설치되어 있는 지름 반대방향에는 구동부 안전망으로 구성되어 있지만, 송풍기가 설치되어 있는 중심의 동일 반지름 상에 합판 (800X600)을 Fig. 7과 같이 설치하여 공기유동을 가로막고 측정된 진동 특성이 Fig. 8 과 Fig. 9에 나타나 있다.

각 system의 air cooler용 축류송풍기 입구에 실험적으로 장애물을 설치 전/후의 주파수 spectrum에서 주파수 영향은 변화가 없고, 진동치가 크게 증가함을 알 수 있다. 이는 축류송풍기의

입구에 설치되어 있는 전기모터 지지부가 공기 유입을 국부적으로 방해하는 장애물 역할을 하고 있다는 명백한 사실을 보여주고 있다.

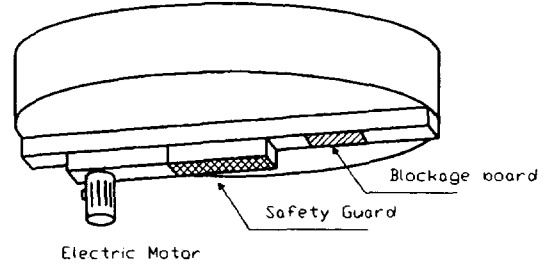


Fig. 7 Installation of blockage at the driving support

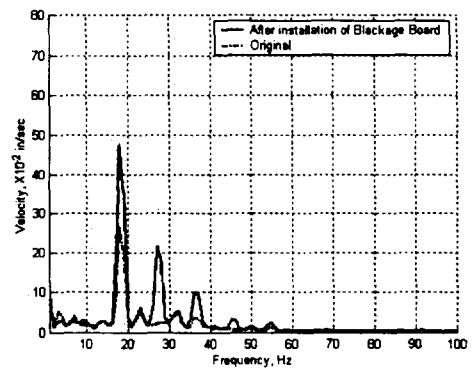


Fig. 8 Comparison of frequency spectrum for the system B-2

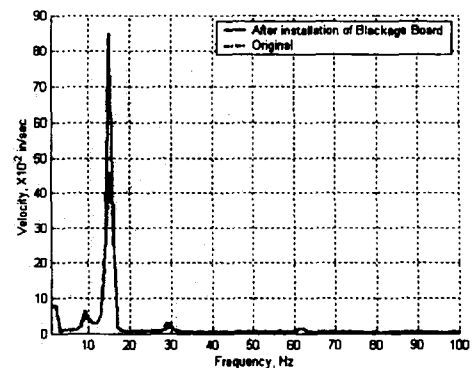


Fig. 9 Comparison of frequency spectrum for the system A-2

이는 지금까지 진동저감을 위해 노력하였던 구동 지지부에 stiffener를 보강하는 것은 구조물의 고유진동수를 변경하는 것으로서 공기유동 방해에 의한 깃통과주파수 성분을 제거할 수 없었던 것이다. 그러나, 공장이 정상적으로 운전되고 있는 상태에서 축류송풍기를 정지시키고 구동 지지 구조물을 수정하는 방안은 어려운 일이다.

고유진동수 계산

각 system의 air cooler용 축류송풍기의 팬 링(fan ring)에 연결되어있는 구동부 지지부의 고유진동수를 계산하기 위해 Fig. 10과 같이 구동 지지부의 경계조건을 pin고정으로 모델링한 후 상용 구조해석 프로그램(STAAD-III)을 이용하여 유한요소법으로 계산하였고, 가진 주파수와 비교 검토하였다.[7] 각 구동 지지부의 사양은 Table 4에 나타내었다.

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

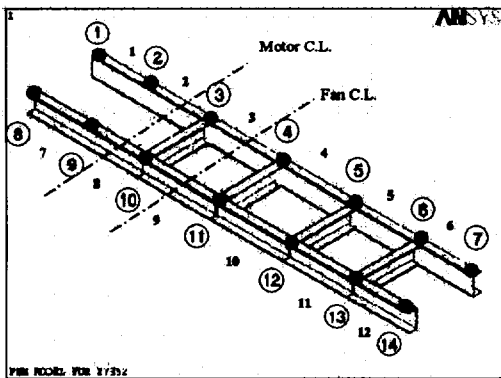


Fig. 10 Modeling of driving support for the system "A"

운전중인 각 system 축류송풍기의 진동치중 진기모터 axial방향 값이 가장 크게 나타나므로 구동 지지부의 1차 고유진동수도 axial방향만을 고려하

여 계산하였고, 주 가진 주파수인 깃통과주파수(blade passing frequency)와의 비교표를 Table 5에 나타내었다.

각 system의 air cooler용 축류송풍기의 구동 지지부의 고유진동수를 계산한 결과 system "A"와 system "B"의 값이 깃통과주파수(blade passing frequency)에 근접한 조건에서 운전되고 있음을 알 수 있다.

Table 5. Natural frequencies & blade passing frequencies of the driving supports (unit : Hz)

Frequency\ System	"A"	"B"	"C"
Natural Frequency	13.8	16.4	21.0
Blade Passing Frequency	13.8	18.1	14.8

3.4 해결방안

운전중인 공장의 부하 증가에 따라 축류송풍기는 계속적인 운전이 요구되고 air cooler가 지상 40 m level 위의 철구조물에 설치되어 있는 조건을 감안하여 이론적 계산의 결과에 따른 공진을 피하기 위한 구동 지지부의 재질 및 형상을 변경하는 것은 불가능한 상황이었다.

따라서, 실험적 고찰 결과에 따른 축류송풍기의 깃통과주파수의 영향에 따른 진동 문제를 해결하기 위해 공기 유입부의 장애물로 인한 송풍기 깃의 불균형력을 감소시킬 수 있고 구동 지지부의 고유진동수와 가진 주파수와의 공진 문제도 해결할 수 있는 축류송풍기 깃수를 증가시키는 방안을 채택하였다. 일반적으로 축류송풍기 성능곡선에서 깃수의 증가에 따라 풍량, 풍압은 함께 상승한다. 그러나, 깃수의 어떤 값 이상에서는 일정하게 유지되는 특성이 있다.[6] 공정(process)상 깃수 증가에 따른 풍량, 풍압의 증가는 설치된 모터 과부하의 원인을 초래하므로 공냉식 열교환기의 설계점인 공기 흡입량 이하에서 운전이 될 수 있도록 깃의 각도를 감소시킨다. 그러나, 운전중인 상황에서 가장 효율적으로 축류송풍기의 허브(hub)와 깃수 증가에 따른 깃의 각도 감소로 공기 유동이 보다 개선되고, 각 깃(blade)이 전기모터 지지부를 지날 때 발생하는 축류송풍기 깃의 불균형력을 줄일 수 있다.

송풍기 깃수 증가에 따른 system "A-11"의 운

전조건은 송풍기 깃수를 4개에서 6개, 깃 각도를 7.6° 에서 4.3° 로 변경되었고, 이 경우 axial 방향의 진동 저감 특성을 Fig. 11에 나타내었다.

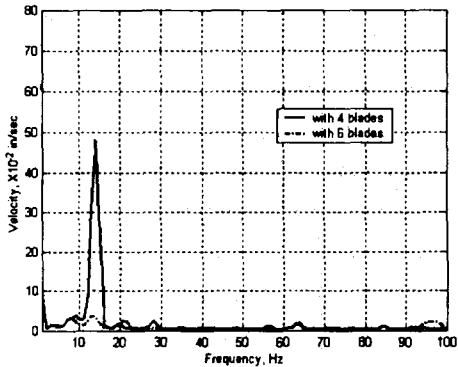


Fig. 11 Comparison of frequency spectrum for the system A-11 with the variation of blade number

Table 6. Vibration level with the variation blade number

(unit : in/sec RMS)

	Measuring Point	Blade No.	Blade angle(°)	Vibration level
A-11	MIA	4->6	7.6->4.3	0.99->0.10
	MIV			0.35->0.06
	MIH			0.51->0.12
B-2	MIA	4->6	11.2->8.3	0.30->0.14
	MIV			0.70->0.21
	MIH			0.70->0.12
C-2	MIA	3->6	5.0->0.0	0.42->0.10
	MIV			0.82->0.07
	MIH			1.21->0.09

여기서, 축류송풍기 진동치의 주요인이었던 깃 통과주파수(blade passing frequency)의 영향이 급감되었음을 볼 수 있다. 각 System의 축류송풍기의 깃수 증가에 따른 진동치의 변화를 Table 6에 나타내었다.

#### 4. 결 론

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

(1) 공기 압입형 열교환기의 경우 구동 지부 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 경제적이 될 수도 있다.

#### 참고문헌

1. J. D. Rogers, C. H. Gilkey, 1975, "A Summary of Experiences with Fan Induced Duct Vibrations on Fossil Fueled Boilers," Combustion, pp. 29-32.
2. F. Kameier, W. Neise, 1997, "Experimental Study of Tip Clearance Losses and Noise in Axial Turbomachines and Their Reduction," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp 460-471.
3. T. Fukano, Y. Kodama and Y. Takamatsu, 1977, "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans - Effects of Number of Blades, Chord Length and Camber of Blade," Journal of Sound and Vibration, Vol. 50, No. 1, pp. 75-88.
4. C. Hah, J. Loellbach, 1999, "Development of Hub Corner Stall and Its Influence on the Performance of Axial Compressor Blade Rows," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp. 67-77.
5. API 661, Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service, 3rd Edition, 1992
6. "대학유체기계", 동명사, 박이동, 1991.
7. STAAD-III, Research Engineers, Inc, Version 22.3