

터보압축기의 소음특성 및 개선방안

The Noise property and Its improvement of the Turbo Compressor

천광욱* · 신범식** · 최연선†

Kwang-Wook Chun, Bum-Sik Shin and Yeon-Sun Choi

In this paper, 3-stage centrifugal turbo compressor was measured and analyzed numerical simulation for find noise source and was reduced noise with changing designs. For this purpose, it was measured noise level and was analyzed noise frequency at each stage. In order to Find where is noise source, the study was investigated about structure borne noise by using modal analysis and also was checked sound radiation and leakage of noise at inlet and outlet by result of sound intensity. In order to reduce of noise, sound insulation rings were maded and were adhered at joint and noise reduction effects were verified by measurement and numerical simulation. From the analysis results of leakage of noise, this study presented new joint designs, also it was verified by result of numerical simulation.

1. 서 론

터보 압축기는 고속으로 회전하는 임펠러에 공기를 통과시켜 회전축의 기계적 에너지를 기체의 운동에너지로 변환시킨다. 본 연구에 사용된 압축기는 3단 압축식 터보 압축기로서 3개의 임펠러와 임펠러 구동을 위한 피니언 기어 및 불 기어, 임펠러 지지 베어링 및 모터, 샤프트, 공기 및 윤활유의 밀봉을 위한 시일 및 냉각 파트 등으로 구성되어 있다. 원심압축기는 대용량에 적합하며, 타 압축기에 비해 효율이 높기 때문에 에너지 비용이 절감된다. 또한 고속 회전형으로 동일 성능의 타 압축기보다 소형이며 경량이다. 터보 압축기의 고속회전으로 발생하는 가장 큰 문제는 소음이다. 소음은 제품의 품질과 작업환경 및 작업자의 안전에도 밀접하게 관계되어 있다. 터보 압축기 소음의 가장 큰 원인은 공력 소음으로써 구조 변경을 통한 소음원을 줄이는 것은 압축기의 성능과 직접적인 관련되는 어려운 문제이다.

전완호[1]는 흡차음재 사용으로 인한 소음저감 효과를 확인하였고, 안병하[2]는 토출구에서 난류 유동으로 인한 소음발생을 확인하였으며, 이진갑[3]은 압축기내 압력 상승으로 인한 부재의 공진에 의한 구조기인 소음을 확인하였다.

본 연구에서는 터보 압축기의 진동 및 소음을 측정하고, 이를 전산해석 하여 소음 발생원을 규명하였다. 소음 발생

원에 대하여 설계 변경을 제시하였다. 이를 바탕으로 제작 및 설치를 통한 소음저감 효과를 검증하였고, 일부 변경은 전산해석을 통하여 개선효과를 예측하였다.

2. 터보 압축기 소음원 분석

2.1 소음 시험

터보 압축기의 소음 특성을 보기 위해 각각의 위치에서 소음 크기를 측정하였다. 측정 위치와 위치별 소음 크기는 Fig. 1 과 같다. 시험 결과 1단 소음이 가장 크게 나타났고, 2단 BPF(Blade Passing Frequency)의 1/2 성분인 3145 Hz가 큼을 확인하였다.

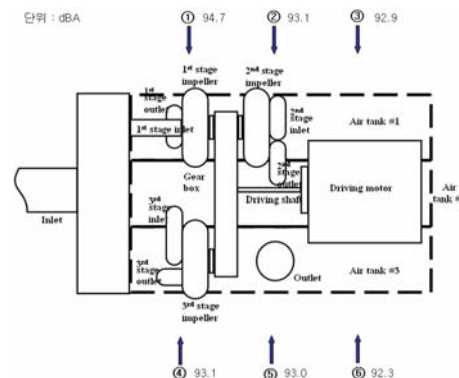


Fig. 1 Schematic of sound level test

* 성균관대학교, 기계공학부

** 성균관대학교, 기계공학부

† 교신저자; 성균관대학교, 기계공학부

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

Tel : (031)290-7440, Fax : (031) 290-5889

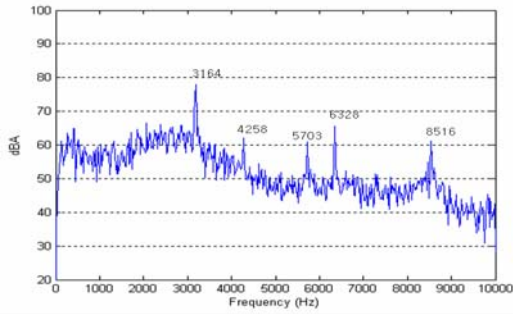


Fig. 2 Frequency response during operation

소음의 방사위치를 확인하기 위해서 소음을 측정하였다. 측정방법은 구조물에서 1.5 m 간격을 두고 소음계를 사용하여 측정하였다. 측정결과 2단 토출구의 소음이 가장 크며, 흡입구와 토출구의 소음이 주변소음에 비하여 크게 나타났다.

Table 1 Sound level during operation

(단위 : dBA)

No.	위치	크기	No.	위치	크기
1	1단 냉각탱크	98.9	2	1단 흡입구	104.1
3	1단 토출구	104.3	4	1단 케이스	101.7
5	2단 흡입구	102.4	6	2단 토출구	105.2
7	2단 케이스	101.8	8	3단 냉각탱크	98.7
9	3단 흡입구	103.9	10	3단 흡입구	103.9
11	3단 토출구	103.7	12	3단 케이스	102.2
13	기어박스	102.3	14	필터 박스	101.2

2.2 진동 시험

터보 압축기의 운전 중 진동시험은 Fig. 3과 같은 위치에 가속도계를 부착하여 측정하였다. 시험결과 진동이 가장 큰 부위는 1단 임펠러의 토출구이고, 케이스와 흡입구에서는 3단 케이스와 2단 흡입구에서 높은 결과를 알 수 있었다.

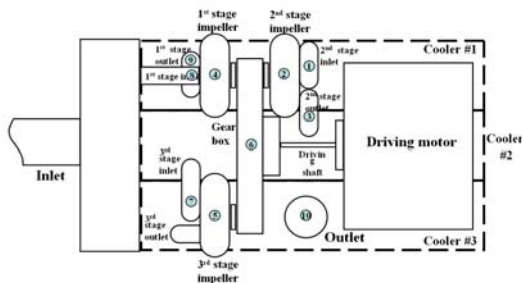
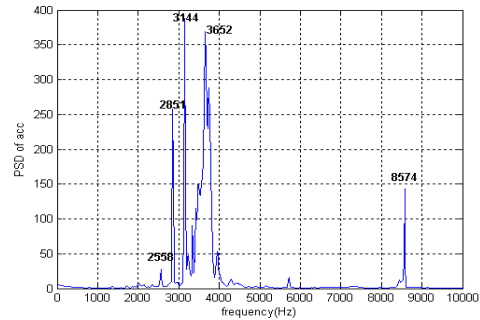


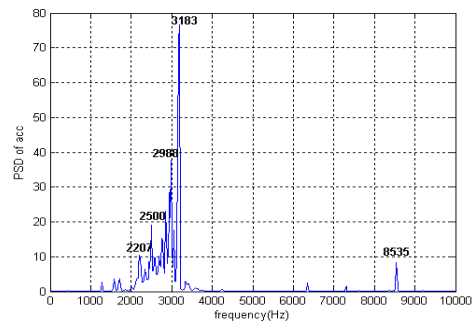
Fig. 3 Schematic of sound vibration test

케이스 주파수 분석 결과 Fig. 4와 같이 2단 케이스에서 2, 3단의 BPF 성분이 크게 존재하며 3단 케이스에서 3단 BPF의 값이 크게 나타나고, 1, 2단 BPF는 존재 하지 않음

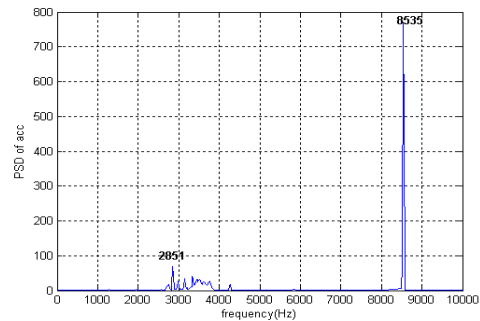
을 확인하여 압축기의 진동은 전체적으로 3단 BPF의 영향을 크게 받는 것으로 판단하였다.



(a) 1 stage case



(b) 2 stage case



(c) 3 stage case

Fig. 4 Frequency response at each case

2.3 충격 시험

압축기의 진동 측정위치와 동일한 위치에서 충격시험을 실시하여 진동시험 결과와 비교 하였다. 충격시험 결과 1단 흡입구와 토출구, 2단 토출구, 3단 흡입구, 기어박스 등에서 진동시험과 충격시험의 결과가 일치하여 공진 가능성이 높음을 확인하였다.

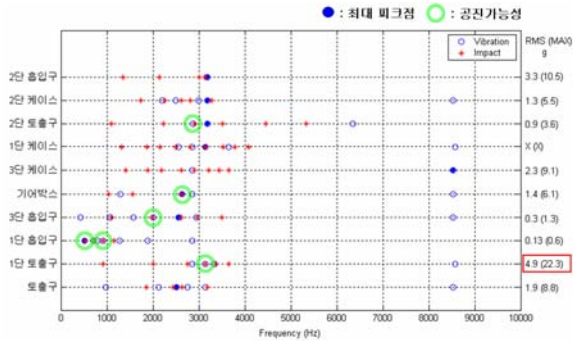


Fig. 5 Comparison of the results between vibration test and impact test

3. 흡입 · 토출구 소음 분석

3.1 차음환 효과 분석

운전 중인 터보 압축기에 대한 소음시험과 진동시험을 통해 흡입구 및 토출구에서 소음이 크게 발생 하는 것을 확인하였다. 흡입구와 토출구는 유체 난류거동으로 인한 공력 소음이 발생하고 이로 인해 소음 누설이 발생함을 확인하였다. 이에 따라 소음 누설 저감방안으로 흡차음재를 이용하여 차음환을 제작하고 흡입구 및 토출구에 부착하여 소음 저감 효과를 확인하였다. 차음환은 흡입, 토출구 부위를 흡차음재로 감싸는 구조로써 Fig. 6과 같다.



(a) Before adhesion



(b) After adhesion

Fig. 6 Sound insulation set-up

차음환의 유무에 따른 소음저감 효과를 확인하기 위해 차음환 설치 전·후에 토출구의 소음을 소음계를 이용하여 측정하였다. 시험 결과는 Table 2와 같이 전체적으로 0.6 ~ 2.0 dBA 정도의 소음 감소를 확인 하였고 흡입, 토출구에서 차음환의 설치가 소음 누설 저감 효과가 있음을 알 수 있었다.

Table 2 Comparison of the result between before and after sound insulation adhesion

(단위 : dBA)

위치	차음환 제거	차음환 설치	차이
1	95.4	93.4	2.0
2	93.5	92.7	0.8
3	92.2	91.5	0.7
4	93.0	92.4	0.6
5	92.1	91.1	1.0
6	90.5	89.4	1.1
평균	92.8	91.8	1.0

3.2 Sound Intensity 분석

소음계를 이용한 측정은 소음의 반사 특성으로 인해 한계가 있다. 따라서 차음환의 효과를 보다 면밀히 확인하기 위해 사운드 인텐시티 프로브(sound intensity probe)를 이용하여 음향 파워를 측정하였다. 시험은 토출구에서 차음환 설치 유/무에 따른 음향 파워와 차음환의 재질을 찰흙으로 바꾸어 재질 변화에 따른 흡차음 효과를 Fig. 7과 같이 4개 위치에서 각각 측정하였다.



Fig. 7 Position of sound intensity probe test

시험결과 사운드 인텐시티 측정 역시 차음환 설치시 평균 음압 감소 효과를 확인할 수 있었으며, 점토를 이용하여 틈새를 매웠을 때는 차음환 보다 소음 저감 효과가 낮음을 확인하였다. 또한 Table 4에서 흡차음재를 사용한 경우 평균

음압에 비해 주파수 영역에서 3단 BPF의 소음이 현저하게 감소함을 확인 할 수 있다. 따라서 최적의 흡차음재를 선정, 혹은 연결부에 대한 재설계를 통하여 소음 누설을 차단할 필요가 있음을 알 수 있다.

Table 3 Result of sound pressure
(단위 : dBA)

	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4
차음환 제거	90.39	90.31	90.59	90.25
차음환 설치	90.27	90.09	89.84	86.97
찰흙	90.23	90.15	89.90	89.88

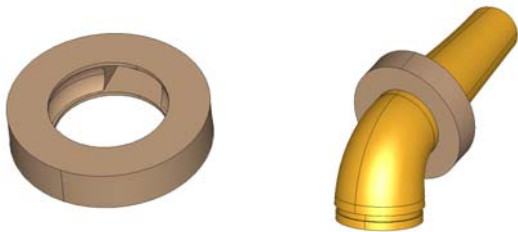
Table 4 Result of sound pressure for 3-stage BPF
(단위 : dBA)

	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4
차음환 제거	83	82	92	82
차음환 설치	83	70	65	58
찰흙	75	75	79	75

4. 음향 전산 해석

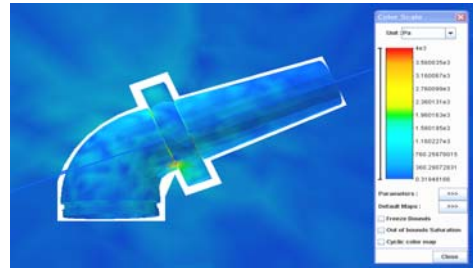
4.1 차음환 효과 전산 해석

시험으로 확인한 흡차음재의 영향을 전산해석을 통해 검증하기 위해 Fig. 8과 같이 토출구에 대한 음향 전산해석 모델을 구성하였다.

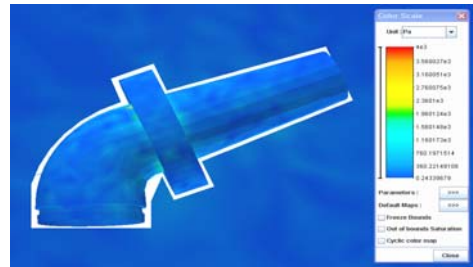


(a) Sound Insulation ring (b) Simulation model
Fig. 8 FEM simulation for sound insulation effect

음향 방사 해석을 위해 내부 압력 9 bar의 조화 가진 상태에서 해석을 수행하였다. Fig. 9의 (a)는 차음환이 없을 때 음압 분포를 나타내고 (b)는 차음환을 장착했을 때 음압 분포를 나타낸다. 동일 조건에서 차음환을 장착했을 경우 연결부가 차음환이 존재하지 않는 파이프 부에 비해 소음이 크게 감소함을 확인할 수 있고 약 50 cm 떨어진 위치에서 2.5 dBA의 평균 소음 저감 효과를 확인할 수 있다.



(a) before adhesion

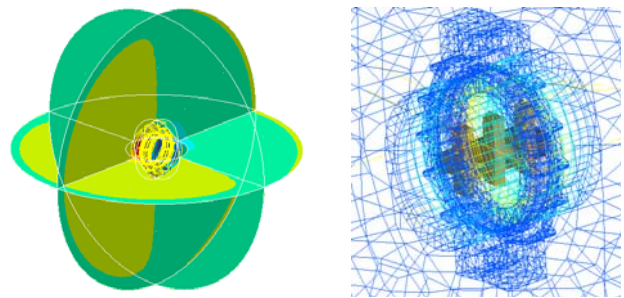


(a) After adhesion

Fig. 9 Sound radiation

4.2 연결부 전산해석

흡입, 토출구의 연결부에서 흡차음재로 구성된 차음환의 부착이 소음 저감의 효과가 있음을 소음 시험과 전산해석을 통해 확인 하였고, 이에 따라 연결부에서 소음 누설 가능성을 알 수 있었다. 연결부의 소음 누설의 원인을 명확히 규명하기 위해 연결부 구조에 대한 해석모델을 구성하여 소음 방사해석과 음압분포 해석을 수행 하였다.

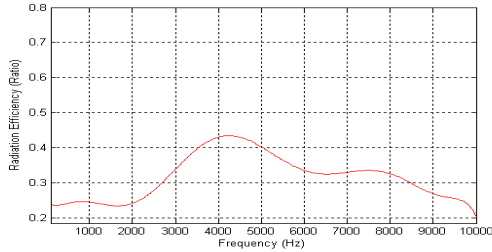


(a) Sound radiation

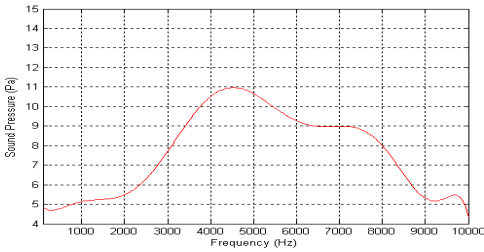
(b) Displacement

Fig. 11 FEM simulation for the connection parts

연결부 모델에 대하여 0~10000 Hz 까지 방사계수와 음압분포를 Fig. 11과 같이 구하였다. 주요 응답 주파수는 방사계수와 음압분포에서 유사한 분포를 보였으며 4000 Hz 이상에서 가장 높게 나타났다. 또한 방사계수가 높은 주파수영역에서 음압분포가 증가함을 알 수 있어, 연결부의 소음 방사가 소음원인임을 확인하였다.



(a) Sound radiation efficiency



(b) Sound Pressure

Fig. 11 Simulation result of connection parts

방사계수와 음압분포의 주요 응답주파수의 원인을 확인하고자 연결부에 대한 모드해석을 수행 하였다. Fig. 12는 모드해석결과를 것이고, Table 5는 주요 모드주파수를 나타낸 것이다. 해석 결과, 주요 방사계수 및 음압분포의 주파수, 4500 Hz는 1차 모드에서 나타난 가스켓과 V-joint의 진동모드에 기인할 가능성이 있음을 보여주고 있다.

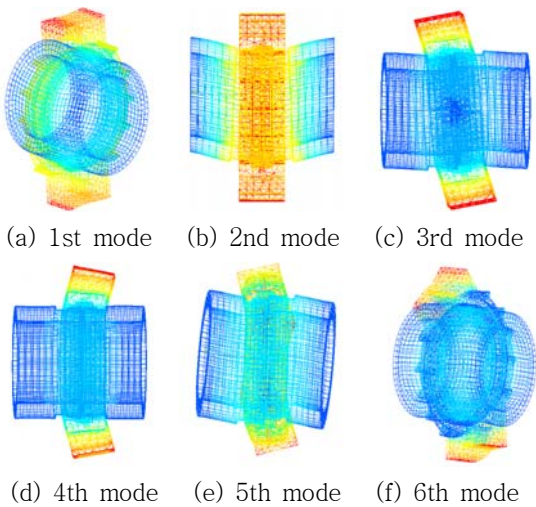


Fig. 11 Mode shape of the connection parts

Table 5 Mode frequency

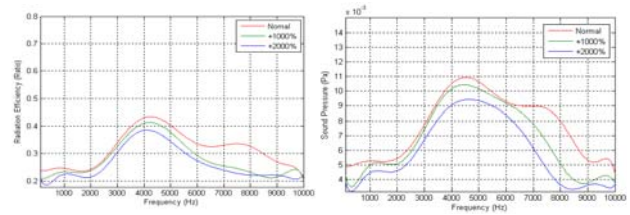
모드	주파수 (Hz)	모드	주파수 (Hz)
1	4451	4	7340
2	4613	5	8370
3	5185	6	11552

4.3 설계 변경

흡차음재를 통한 소음 저감 대책을 마련하였지만 근본적인 해결책이 될 수는 없다. 흡입 토출구 구조의 설계 변경을 통해 소음 저감 대책을 마련하여야 한다.

(1) 합성고무 변경

V-joint와 가스켓은 파이프에 비하여 상대적으로 낮은 강성을 갖는 부품이다. V-joint와 가스켓을 통한 소음전달이 상대적으로 높게 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 각 재료의 강성변화에 따른 방사계수 및 발생 음압의 민감도를 확인하였다.

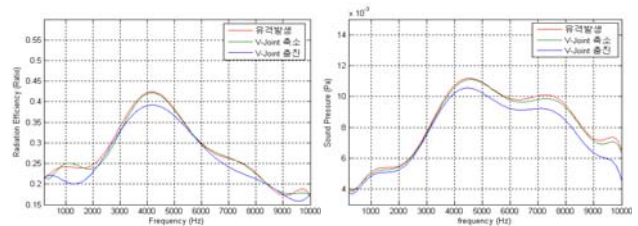


(a) Sound radiation efficiency (b) Sound Pressure

Fig. 13 Comparison of different stiffness

(2) V-Joint 변경

연결부의 구조 변경에 따른 방사계수 및 음압분포의 영향도를 확인하기 위하여 클램프와 파이프 사이의 간극을 변화시키며 해석하였다. V-joint를 충진한 결과가 가장 낮은 음압분포를 보였으며, 다음으로 클램프와 파이프 사이 유격이 발생하였을 경우이며, V-joint의 축소에 따른 유격발생 시 가장 높은 음압이 발생함을 확인할 수 있다. 이는 설계 시 V-joint의 역할이 음압감소에 높은 영향도가 있음을 보여준다.



(a) Sound radiation efficiency (b) Sound Pressure

Fig. 14 Comparison of different clearance

6. 결 론

본 연구에서는 터보 압축기의 고주파 소음 대책방안을 마련하기 위하여 터보 압축기의 구조기인 소음과 누설 소음에 대한 실험과 전산해석을 통해 소음 발생 원인을 규명하고 소음 저감을 위한 설계 변경을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 터보 압축기의 소음은 광대역과 협대역 소음 모두 있음을 확인할 수 있었고 각단의 BPF는 진동 및 소음에 모두 영향을 주고 있으며 특히 2단의 BPF 성분의 영향이 큰 것으로 확인 되었다.
- (2) 터보 압축기의 흡입/토출구의 연결부, 냉각탱크, 필터 박스 등의 구조 공진과 연결부 소음 누설 등이 발생함을 확인하여 소음의 원인이 됨을 확인하였다.
- (3) 고주파, 고음량 소음은 연결부에서 소음 누설로 인함을 확인하였고 연결부 소음 누설에 대한 대책으로는 흡음재로 구성된 차음환의 효과가 있음을 확인 하였다.
- (4) 흡차음재의 효과가 확인되었으나 근본적인 문제해결을 위해선 연결부의 간극과 합성고무 가스켓의 강성 및 형상이 변경을 통한 연결부에 대한 설계 보강이 필요하다.

6. 참 고 문 헌

- [1] 진완호, 이준근, 정필중, 정진희, 2000, “흡음재와 소음기를 이용한 터보냉동기의 저소음에 대한 연구” 공기조화냉동공학회 동계학술 발표회 pp. 567~572.
- [2] 안병하, 김영수, 1999, “공조용 로터리 압축기의 소음 저감에 관한 연구” 한국동력기계공학회지 제3권 제3호 pp. 60~69
- [3] 이진갑, 2000, “밀폐형 스크롤 압축기의 유체소음 및 구조기인소음의 실험적 규명” 대한기계학회논문집 제24권 제5호 pp. 687~693
- [4] 이형태, 이영섭, 권우성, 문경찬, 인배석, 2003, “삼성테크윈의 터보식 공기 압축기 소개” 유체기계공업학회, 유체기계 연구개발 발표회 논문집 pp. 315~322
- [5] C. L. Morefey, 1964 “Rotating Pressure Patterns in Ducts : Their Generation and Transmission,” J. Sound Vib. I, pp. 60~87.
- [6] J. Nemeč, 1967 “Noise of Axial Fans and Compressors : Study of Its Radiation And Reduction,” J. Sound Vib. 6, pp. 230~236.