

300 마력급 터보 압축기용 자기베어링의 설계 및 평가

박철훈*† · 박준영**

Design and Evaluation of Magnetic Bearings for 300-HP-Class Turbo Compressor

Cheol Hoon Park*†, Jun Young Park**

Key Words : Turbo Compressor(터보압축기), Magnetic Bearings(자기베어링), 300 HP(300마력), High Speed Rotor(고속 회전체)

ABSTRACT

Recently, the international community is making steady efforts to reduce energy consumption to counter climate change and reduce CO₂ emissions. In view of this trend, there is a high interest in oil-free turbo compressors that are highly efficient in replacing conventional screw compressors and do not generate waste oil in the compressor field. In accordance with this trend, in the field of compressors, there is a high interest in oil-free turbo compressors which can replace existing screw compressors, have high efficiency and do not generate waste oil. In the case of an oil-free turbo compressor, magnetic bearings tend to be applied in a large amount, which has a high rotational stability at high speed and a load capacity capable of coping with a large axial thrust. In this study, magnetic bearings were designed to apply to a compressor of 300-HP and 50,000 rpm, and a rotor in the compressor were designed by direct drive method by applying a permanent magnet synchronous motor. After fabricating a 300-HP compressor with magnetic bearings, the motoring test under the no-load condition without impellers was performed up to 51,000 rpm to evaluate the structural stability against the centrifugal force of the rotating shaft. In addition, the rotational stability was evaluated by motoring test up to 50,000 rpm under the load condition with impellers. Based on the experimental results, it is presented that the hybrid magnetic bearings are suitable oil-free bearings capable of stably supporting turbo compressors.

1. 서 론

최근 국제사회는 기후변화 문제에 대응하고 CO₂ 배출을 감소시키기 위해 소비 에너지 절감 노력을 꾸준히 진행하고 있다. 이러한 추세에 맞춰 압축기 분야에 있어서도 기존 스크류 압축기를 대체하는 효율이 높고 폐오일을 발생하지 않는 오일프리(Oil-free) 터보 압축기에 대한 관심이 높다. 오일프리 터보 압축기의 경우 고속에서의 높은 회전안정성 및 큰 축 추력에 대응할 수 있는 부하지지력을 가지는 자기베어링이 많이 적용되고 있다.⁽¹⁻³⁾ 미국의 TurboCor사에서는 터보냉매압축기에 자기베어링을 적용하여 상용화하였으며, 미

국 CompAir사 및 스위스의 ABS사에서 자기베어링 및 유도전동기를 적용하여 200~400 마력급의 터보 압축기를 상용화하였다.⁽⁴⁻⁶⁾ 자기베어링은 자기부상의 원리를 이용하여 비접촉식으로 회전체를 지지하기 때문에 오일윤활장치가 필요하지 않는 친환경 베어링이며, 모든 동작속도 영역에서 회전체와 베어링사이의 마찰, 마모가 없어 유지보수가 불필요하다. 또한, 자기베어링을 설계 시 전자석의 용량을 어떻게 설정 하느냐에 따라서 부하지지용량에 대한 요구 성능을 만족시킬 수 있기 때문에 설계의 자유도가 높은 베어링이다. 특히 축 방향 자기 베어링의 경우 시스템에서 발생될 축 추력을 예측한 설계 요구력을 토대로 전자석의 용량을 결정할 수

* 한국기계연구원 로봇메카트로닉스연구실(Department of Robotics and Mechatronics, Korea Institute of Machinery & Materials)

** 한국기계연구원 에너지변환기계연구실(Department of Energy Conversion Systems, Korea Institute of Machinery & Materials)

† 교신저자, E-mail : parkch@kimm.re.kr

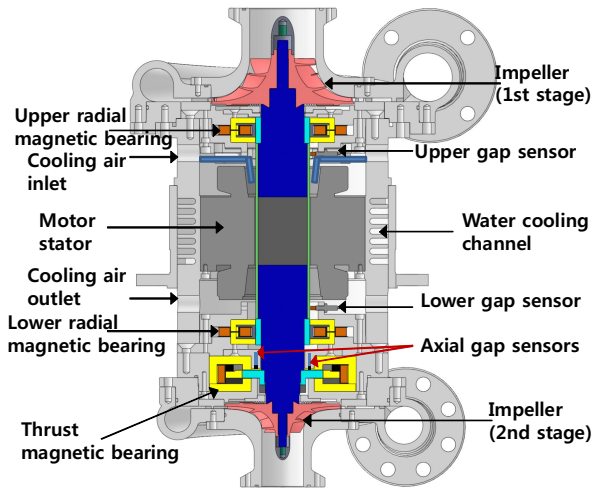


Fig. 1 Configuration of 300-HP-class turbo compressor

있기 때문에 부하지지 성능이 뛰어나며, 자기 베어링의 제어 전류를 통하여 시스템에서 발생하는 축 추력을 정량적으로 측정 할 수 있다는 장점이 있다.

본 연구에서는 300 마력, 50,000 rpm의 압축기에 적용하기 위한 자기베어링을 설계하였으며, 유도전동기에 비하여 고속에서의 발열이 적은 영구자석형 동기모터를 적용하여 직결구동하는 방식으로 회전체 및 압축기를 설계하였다. 영구자석과 전자석을 함께 사용하는 하이브리드 자기베어링 형태로 반경방향 및 축방향 자기베어링을 설계하였다. 자기 베어링이 적용된 300 마력 압축기를 제작한 후, 임펠러를 부착하지 않고 51,000 rpm까지 무부하 회전실험을 수행하여 회전체의 원심력에 대한 구조적 안정성을 평가하였다. 또한, 임펠러를 부착한 상태에서 50,000 rpm까지의 회전실험을 통해 부하조건에서의 회전안정성을 평가하였다. 이를 통해 하이브리드 자기베어링이 터보압축기를 안정적으로 지지할 수 있는 적합한 오일프리 베어링임을 제시한다.

2. 자기베어링이 적용된 터보 압축기의 구성

Fig. 1에 자기베어링이 적용된 터보 압축기의 구성을 나타내었다. 300 마력, 정격속도 50,000 rpm에서 정격유량 0.74 kg/s, 토출 압력 0.7 MPa, 압력비 3.5, 공력효율 82%의 2단 공기압축기로서 상부의 1단 임펠러, 하부의 2단 임펠러, 회전체(Shaft), 영구자석형 동기모터, 자기베어링 및 냉각 채널 등으로 구성된다. 회전체(Rotor)는 수직으로 배치되며 압축기 하우징의 중간에 모터 고정자가 위치한다. 50,000 rpm의 고속으로 회전할 때에는 모터 고정자에서는 코일의 주로 동손에 의한, 회전체에서는 주로 와전류에 의한 열로 온도상승이 발생한다. 모터 고정자에서 발생하는 열을 냉각하기 위한 냉각수 채널이 고정자 주위에 구성되어있으며, 회전체와 고정자의 열을 추가적으로 냉각하기 위한 냉각공기

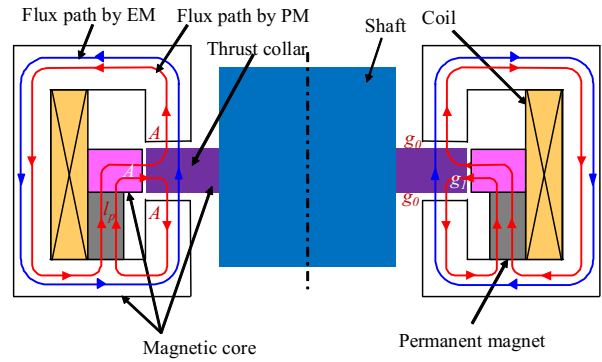


Fig. 2 Configuration and magnetic flux paths of thrust magnetic bearing

입출구를 하우징에 준비하였다. 모터에 의해 직결구동으로 회전하는 회전체를 구성하기위해 중앙의 영구자석, 양쪽의 샤프트 스투드(Shaft stud)를 슬리브로 연결하여 일체형으로 조립한다. 회전체 샤프트 위 끝단에 1단 임펠러가, 아래 끝단에 2단 임펠러가 부착된다. 상, 하부의 반경방향 자기 베어링(Radial magnetic bearing)은 모터의 바로 위, 아래에 각각 위치한다. 회전체의 축방향 부하를 지지하는 쓰러스트 자기베어링(Thrust magnetic bearing)은 하부 반경방향 자기베어링과 2단 임펠러 사이에 위치한다. 회전체의 반경방향 및 축방향 진동을 측정하여 제어기로 피드백하기 위한 변위센서로는 와전류형 갭센서(gap sensor)를 사용하였으며 설치위치를 Fig. 1에 나타내었다. 자기베어링에 대한 회전체 자중의 영향을 최소화하여 반경방향 자기베어링의 설계요구력을 최소화하기 위해서 회전체는 수직으로 배치된다.

3. 터보 압축기용 자기베어링 및 회전체의 설계

쓰러스트 자기베어링은 Fig. 2와 같은 AM-HMB (Axially magnetized-hybrid magnetic bearing) 형태로 2,000 N의 부하용량을 가지도록 설계하였으며, 반경방향 자기베어링은 Fig. 3와 같은 하이브리드 호모폴라(Hybrid homo-polar) 형태로 200N의 부하용량을 가지도록 설계하였다.⁽⁷⁻¹⁰⁾ 쓰러스트 및 반경방향 자기베어링의 설계인자를 Table 1과 2에 각각 나타내었다.

Fig. 2와 Table 1에서 l_p 는 링(ring)형 영구자석의 두께이고, A 는 쓰러스트 칼라와 고정자 코어와의 대향 면적, g_0 은 고정자와 쓰러스트 칼라 대향면 사이의 위쪽 및 아래쪽 공극, g_1 은 쓰러스트 칼라 외면과 링형 자성체 코어 내면 사이의 공극, N_c 은 코일의 턴(turn)수이다. Fig. 3과 Table 2에서 g_r , A_r 는 각각 반경방향 자기베어링 고정자 코어(Stator core)와 회전체 코어(Rotor core)사이의 공극과 대향면적, Tr 는 고정자 코어 사이에 위치한 영구자석의 두께, N_r 은 코일의 턴수이다.

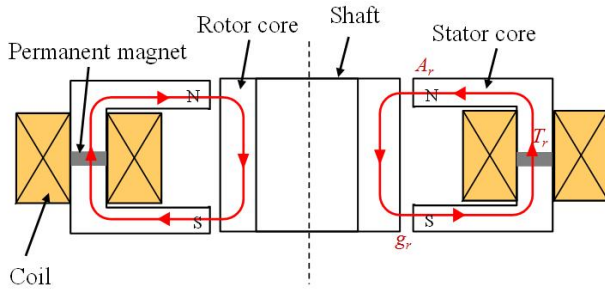


Fig. 3 Configuration of radial magnetic bearing

Table 1 Design parameters for thrust magnetic bearing

Item	Value
Load capacity [N]	-2,000~2,000
l_p [mm]	10
A [mm ²]	2,950
g_0 [mm]	0.6
g_1 [mm]	1.5
N_t [turn]	100
Input voltage [V]	150
Current range [A]	-10~10
Current gain, K_{t_i} [N/A]	230
Position gain, K_{t_x} [N/m]	-8.57×10^4
Permanent magnet	NdFeB (N40SH)

Table 2 Design parameters for radial magnetic bearing

Item	Value
Load capacity [N]	-200~200
T_r [mm]	1.0
A_r [mm ²]	260
g_r [mm]	0.4
N_r [turn]	100
Input voltage [V]	150
Current range [A]	-10~10
Current gain, K_{r_i} [N/A]	35
Position gain, K_{r_x} [N/m]	-3.34×10^5
Permanent Magnet	NdFeB (N40SH)

Table 3 Design parameters for rotor

Item	Value
Length of rotor [mm]	525
Outer diameter [mm]	70.2
Length of magnet [mm]	88.5
Outer diameter of magnet [mm]	64
Material of shaft stud	SUS304
Material of sleeve	Inconel718
Material of impellers	Ti-6Al-4V
Mass of rotor [kg]	13.0

고속으로 회전하는 압축기 회전체에서 구조적으로 가장 취약한 부분은 회전체와 일체로 조립되어있는 모터용 영구 자석이다. 정격속도 50,000 rpm의 고속에서 발생하는 원심력에 대해서도 충분한 구조강도를 확보할 수 있도록 회전체의 직경을 선정하였다. 또한, 정격속도 50,000 rpm으로부터 충분한 분리여유를 가지도록 회전체의 길이를 최소화하는 방향으로 회전체 및 자기베어링의 구성을 결정하였다. Table 3에 회전체의 설계인자를 나타내었다. 상용 소프트웨어인 xltrotor를 이용하여 회전체 동역학 해석을 수행하였다. Free-free 조건에서 1차 굽힘모드 주파수는 1,269 Hz로 예측되었다. 위험속도해석 결과를 Fig. 4에 나타내었는데, 강제모드 위험속도들은 5,000 rpm이하에 있을 것으로 예측되었으며, 1차 후방 굽힘모드는 70,000 rpm로 예측되어 정격속도 50,000 rpm으로부터 40%의 분리여유를 확보하였다.

4. 터보 압축기 제작 및 성능평가

Fig. 5에 제작된 자기베어링, 회전체 및 조립된 압축기를 나타내었다. 임펠러가 조립된 회전체에 대해 임팩트 테스트(Impact test)를 수행한 결과, Free-free 조건의 1차 굽힘모드 주파수는 1,236 Hz로 측정되어 예측한 주파수와 유사

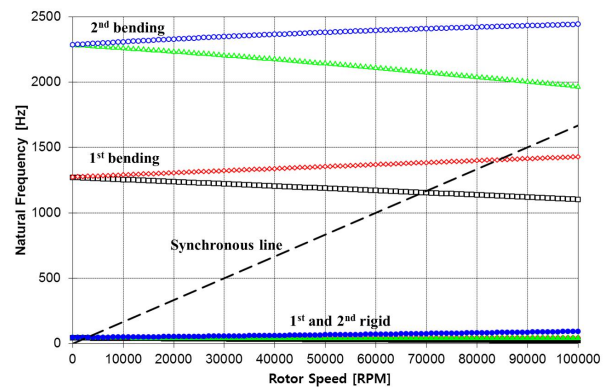


Fig. 4 Predicted damped natural frequency map

한 결과를 보였다. 자기베어링 제어기는 10 kHz의 샘플링 주파수의 PID 제어기(Proportional-integral-derivative controller), 진상 보상기(Lead compensator), 저역 통과 필터(Low pass filter), UFRC (Unbalance force rejection controller) 등으로 구성되었다.⁽¹⁰⁻¹¹⁾ PID 게인(gain)은 회전체를 안정적으로 부상하고 20도 이상의 위상여유(Phase margin)를 확보할 수 있도록 최적화 되었다. 축방향 자기베어링의 부하지지용량은 회전체가 부상되어있는 상태에서 무게 추를 회전체에 쌓아올리는 방식으로 평가하였다. 무게 추

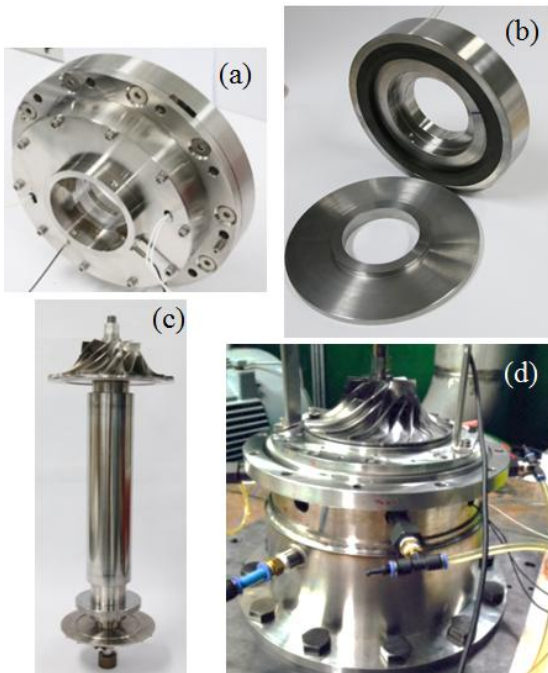


Fig. 5 Manufactured components (a) radial magnetic bearings, (b) thrust magnetic bearing, (c) rotor with impellers, (d) assembled turbo compressor

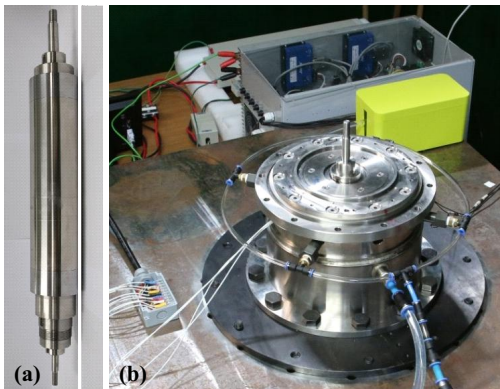
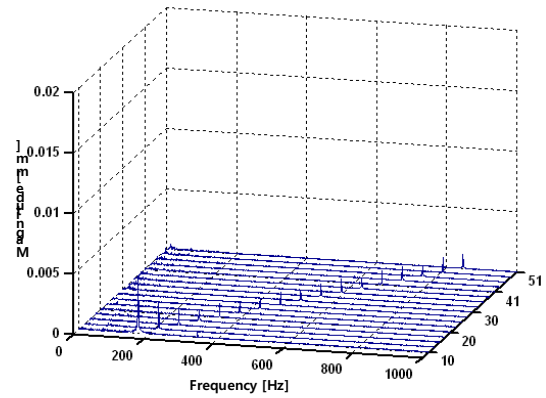


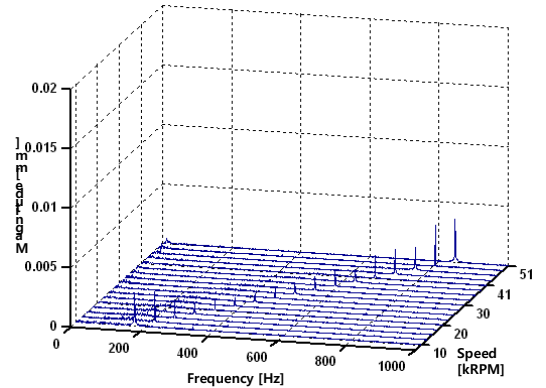
Fig. 6 Experimental setup for no-load test (a) shaft without impellers, (b) (d) assembled turbo compressor without impellers

에 의한 부하를 1,100 N까지 증가시킴에 따라 축방향 자기베어링에 공급되는 전류는 4.5 A까지 선형적으로 증가하였다. 이 결과를 바탕으로 최대전류인 10 A 조건에서 축방향 자기베어링의 부하지용량은 설계요구력인 2,000 N 이상을 만족할 것으로 예측되었다.

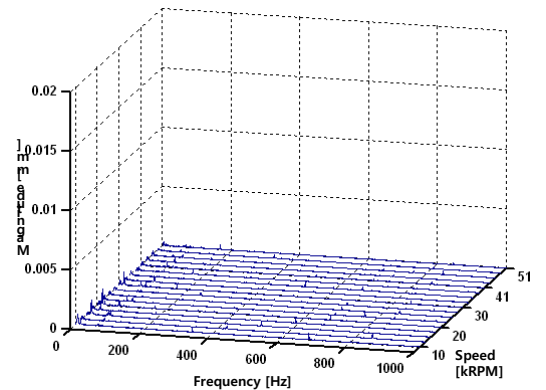
앞서 언급한 바와 같이 고속 회전체의 원심력에 대한 구조강도 확보는 매우 중요하다. 임펠러가 부착된 채로 고속으로 회전하는 도중 회전체의 일부가 원심력에 의해 균열이 생기거나 불평형량이 증가하게 되면 압축기 주요 부품들의 심각한 파손으로 이어질 수 있기 때문에 사전에 구조강도를 평가하는 것이 필수적이다. 이를 위해 Fig. 6과 같이 임펠러가 부착되지 않은 샤프트(Shaft)만을 이용하여 무부하 조건으



(a) upper radial vibrations



(b) lower radial vibrations



(c) axial vibrations

Fig. 7 Waterfall plots of vibrations in turbo compressor up to 51,000 rpm under no-load condition

로 회전실험을 수행하였다. 샤프트는 자기베어링에 의해 부상된 채로 안정적으로 51,000 rpm까지 회전속도를 증가시킬 수 있었다.

이를 통해 샤프트는 정격속도 50,000 rpm 이상의 원심력을 견딜 수 있는 충분한 구조강도를 확보하고 있음을 확인하였다. 무부하 조건에서 상, 하부 자기베어링 부분에서 측정된 샤프트의 불평형 응답(Unbalance response, zero-to-peak)은 각각 1 μm 와 4 μm 이하이며, 축방향 진동은 0.5 μm 이하이다. Fig. 6에 무부하 조건에서 51,000 rpm까지

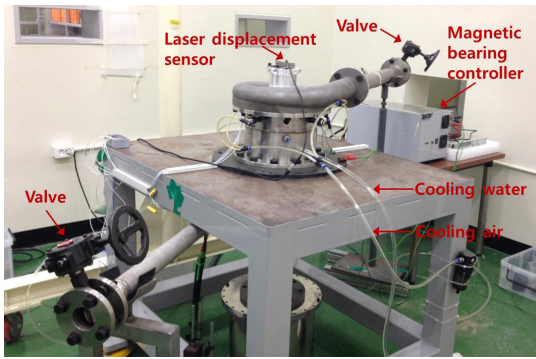
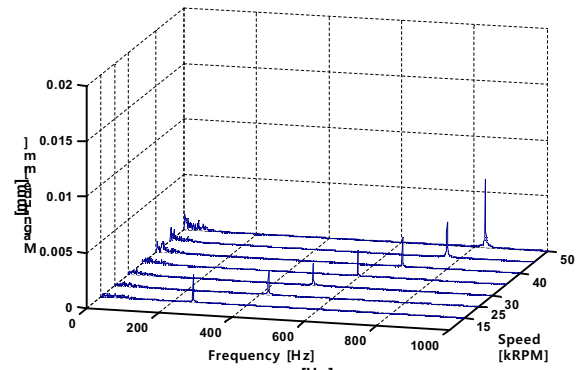


Fig. 8 Experimental setup for load test

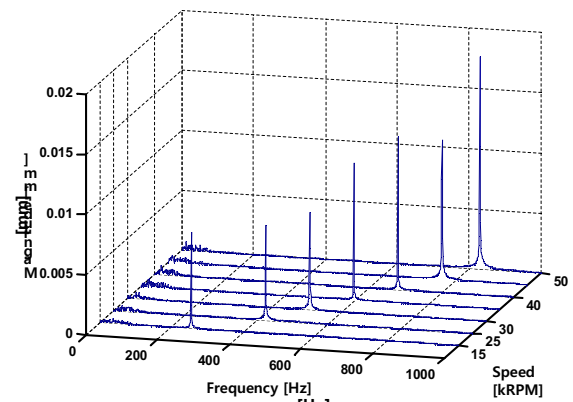
구동 중에 측정된 waterfall plot을 나타내었다. 회전속도 동기성분만 반경방향 진동에서 관찰될 뿐이며, 그 이외의 진동성분은 운전영역에서 거의 눈에 띄지 않고 자기베어링에 의해 안정적으로 지지됨을 확인할 수 있다.

다음으로 임펠러가 부착된 상태의 회전체에 대해 부하조건에서의 회전실험을 수행하였으며, Fig. 8에 실험 장치의 구성을 나타내었다. 부하조건에서는 회전속도의 증가에 따라 모터의 입력파워(Input power)가 급격히 증가하며, 이로 인해 모터 고정자 및 회전체의 온도 역시 상승한다. 회전체 온도 상승으로 인해 회전체의 축방향 열팽창이 발생하며, 이는 임펠러가 슈라우드(Shroud)에 부딪히는 사고로 이어질 수 있다. 그러므로 모터 고정자와 회전체의 냉각은 매우 중요하다. 모터 고정자의 온도가 100℃이하로 유지되도록 압축기 하우징에 설치된 냉각공기 입구를 통해 압축기 내부로 공급되는 냉각공기의 유량을 조절하였다. 또한, 축방향 열팽창에 의한 임펠러 충돌을 막기 위한 추가적인 안전장치로 레이저 변위센서를 상부 볼류트(Volute)의 입구에 설치하여 회전체 끝단의 축방향 열팽창량을 측정하여 감시할 수 있도록 하였다. 회전체가 불안정하게 지지되고 큰 진동이 발생하여 임펠러 충돌이 발생하는 사고를 방지하기 위해 자기베어링 제어기에서 회전체의 반경방향 및 축방향 진동을 실시간 감시하면서 진동 수준이 어느 이상 증가하면 모터 인버터에 비상정지 신호를 발생시켜 급정지 시키도록 하였다. 공력 부하는 1, 2단 공기 출구 배관 끝에 설치된 밸브들을 이용하여 조절한다. 부하조건 회전실험에서 회전체의 회전속도를 50,000 rpm까지 안정적으로 증가시킬 수 있었다. 이때, 레이저 센서로 측정된 회전체의 축방향 열팽창량은 약 0.1 mm 이다. 밸브 완전 개방상태의 부하 조건에서 상, 하부 자기베어링 부분에서 측정된 샤프트의 불평형 응답은 각각 12 μm와 18 μm 이하이며, 축방향 진동은 4 μm이하이다. 자기베어링 내에서 회전체의 최대 허용변위는 ±200 μm이며, 이를 고려할 때 부하조건 회전실험에서 발생하는 회전체 진동은 충분히 안정적인 범위이다. Fig. 9에 부하 조건에서 50,000 rpm까지 구동 중에 측정된 waterfall plot을 나타내었다.

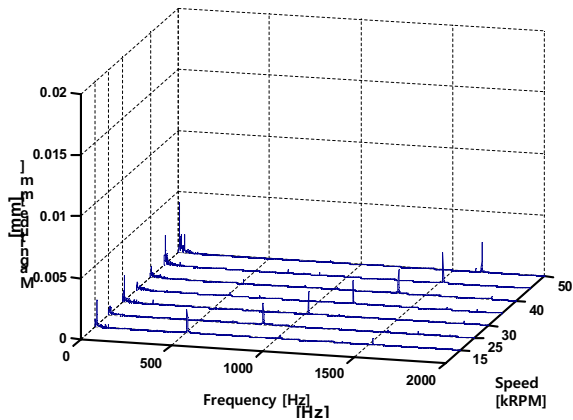
자기베어링이 적용된 터보 압축기의 장점 중의 하나는 운



(a) upper radial vibrations



(b) lower radial vibrations



(c) axial vibrations

Fig. 9 Waterfall plots of vibrations in turbo compressor up to 50,000 rpm under load condition

전 중 축방향 자기베어링에 공급되는 제어전류를 모니터링할 수 있다는 것이다. 이를 이용하여 공력에 의한 축추력은 쓰러스트 자기베어링에 공급되는 제어전류에 자기베어링에 Table 1의 전류 게인(Current gain), 230 N/A를 곱하여 예측할 수 있다. 쓰러스트 자기베어링에 공급되는 제어전류는 회전하지 않고 정지해 있는 상태에서 -0.64 A에서, 50,000 rpm의 회전속도에서는 2.0 A로 증가되어 2.64 A의 제어전

류 변화가 발생하였다. 이를 바탕으로 정지상태와 비교하여 회전속도 50,000 rpm에서는 축추력이 607 N 증가하는 것으로 예측할 수 있다. 이상의 결과를 바탕으로 2,000 N의 부하 용량으로 설계된 축방향 자기베어링은 300 마력급 터보 압축기를 안정적으로 지지할 수 있는 충분한 축방향 부하용량을 가지고 있음을 확인하였다.

5. 결론

본 논문에서는 300 마력급 터보 압축기에 적용하기 위한 하이브리드 자기베어링을 설계하고 무부하 조건 및 부하조건에서 설계된 자기베어링의 회전체 지지성능을 평가하였다. 무부하 조건에서 51,000 rpm까지, 부하 조건에서는 50,000 rpm까지 회전체 회전실험을 수행하였으며, 두 가지 실험을 통해 제작된 회전체의 원심력에 대한 구조적 안정성, 고속에서 회전체의 낮은 진동 및 자기베어링의 안정적 지지성능을 확인하였다. 냉각수 및 냉각공기를 이용한 냉각시스템 덕분에 축방향 열팽창으로 인한 위험은 발생하지 않았다. 축방향 자기베어링에 공급되는 제어전류를 이용하여 정격속도 50,000 rpm에서의 축추력은 607 N으로 예측되었으며, 축방향 자기베어링은 이 수준의 축추력은 충분히 감당할 수 있는 부하용량을 가지도록 설계되었음을 확인하였다. 또한, 자기베어링의 실시간 부하 모니터링 기능은 터보 기계 설계 검증에 많은 도움이 될 것으로 예상된다. 향후, 압축기의 공력 성능을 평가하는 연구를 계속 진행할 계획이며 이를 통해 자기베어링이 적용된 터보 압축기의 완성도를 향상시켜나갈 계획이다.

참고문헌

- (1) Kleynhans, G., Pfrehm, G., Berger, H., and Baudelocque, L., 2005, "Hermetically Sealed Oil-free Turbocompressor Technology," In Proceedings of the 34th Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, pp. 63~76.
- (2) Gilarranz, R., José, L., Dave, M., Jamison, T., Festa, M., Feichtinger, P., and Denk, J., 2016, "Non-Hermetic, Oil-Free Compression Solutions - A Reliable Approach to Reduce Life Cycle Costs for Compressor Applications," In Abu Dhabi International Petroleum Exhibition & Conference. Society of Petroleum Engineers.
- (3) Anantachaisilp, P. and Lin, Z., 2017, "Fractional Order PID Control of Rotor Suspension by Active Magnetic Bearings," Actuators, Vol. 6, No. 1, pp. 1~31.
- (4) www.turbocor.com
- (5) www.compair.com
- (6) www.absgroup.com
- (7) Park, C. H., Choi, S. K., and Ham, S. Y., 2014, "Design of magnetic bearing for turbo refrigerant compressors," Mechanics & Industry, Vol. 15, No. 4, pp. 245~252.
- (8) Park, C. H., Kim, S. H., and Kim, K. S., 2013, "Vacuum Chamber-free Centrifuge with Magnetic Bearings," Review of Scientific Instruments, Vol. 84, No. 9, 095106.
- (9) Park, C. H., Choi, S. K., Ahn, J. H., Ham, S. Y., and Kim, S. H., 2013, "Thrust Hybrid Magnetic Bearing using Axially Magnetized Ring Magnet," Journal of Magnetism, Vol. 18, No. 3, pp. 302~307.
- (10) Park, C. H., Yoon, T. G., and Park, J. Y., 2015, "Design of Magnetic Bearings for 200 HP Class Turbo Blower," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 18, No. 6, pp. 5~11.
- (11) Park, C. H., Choi, S. K., Son, Y. S., and Han, Y. H., 2009, "Development of 5 kWh Flywheel Energy Storage System using MATLAB/xPC Target", Proceeding of the WRI World Congress on Computer Science and Information Engineering, Los Angeles, California, pp. 701~705.