

600HP급 기어구동형 터보 공기압축기 회전체계의 동역학적 설계 및 해석

Rotordynamic Design and Analysis of the Rotor-Bearing System of a 600HP Gear Driven Turbo-Compressor

최 상규*, 김 영철*, 권 병수**

Sang-Kyu Choi*, Young Cheol Kim*, Byung Soo Kweon**

ABSTRACT

A 600HP class high-speed gear driven 3-stage turbo-compressor (IGCC : Integrally Geared Centrifugal Compressor) driven by a 3600 rpm AC induction motor has been designed, of which low speed pinion runs at 35000 rpm and high speed pinion at 50000 rpm nominally. Due to its high speed operation, the system requires very reliable bearing selection and design as well as accurate rotordynamic analysis and prediction of its dynamic behavior to secure the operating reliability. Rotordynamic analyses of the IGCC rotor-bearing system predicted that the low speed pinion rotor mounted on 5-pad tilting pad bearings has two critical speeds before its design speed and high speed pinion rotor only one critical speed, and estimated critical speeds of both pinion shafts are away from the continuous operating speed enough to satisfy the corresponding API requirement. The forced response analysis with API specified maximum allowable unbalances also showed that unbalance responses are small enough for smooth operation of the system.

1. 서 론

본 논문에서 기술하고 있는 기어구동형 공기압축기는 3단의 원심형 임펠러를 채택한 터보형 압축기로서 1, 2단 임펠러는 모터에 직결된 Bull 기어 및 저속 Pinion기어로, 3단 임펠러는 고속 Pinion기어로 증속되어 구동되는 기어 구동형 원심 압축기 (IGCC : Integrally geared centrifugal compressor)로서 이의 회전체계는 Fig. 1에 도시되

어 있는 바와 같이 크게 공기압축을 위한 원심형 임펠러, 이의 구동을 위한 Bull 및 Pinion 기어/기어박스, 임펠러와 Pinion 기어가 장착되어 있는 저속 및 고속 Pinion축 및 이를 지지하기 위한 6개의 반경방향 베어링과 2개의 축방향 베어링, 그리고 공기/윤활유의 밀봉을 위한 시일 등의 5개 부품군으로 구성되어 있다.

이러한 터보압축기의 설계는 크게 고성능을 지향하는 성능설계와 운전안정성을 확보하기 위한 신뢰도설계로 분류되는데 성능설계에는 고효율의 압축성능을 가진 원심 임펠러 및 열교환기의 공역학 또는 열역학적 설계가 포함되며 신뢰도설계에

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

** (주) 광신기계

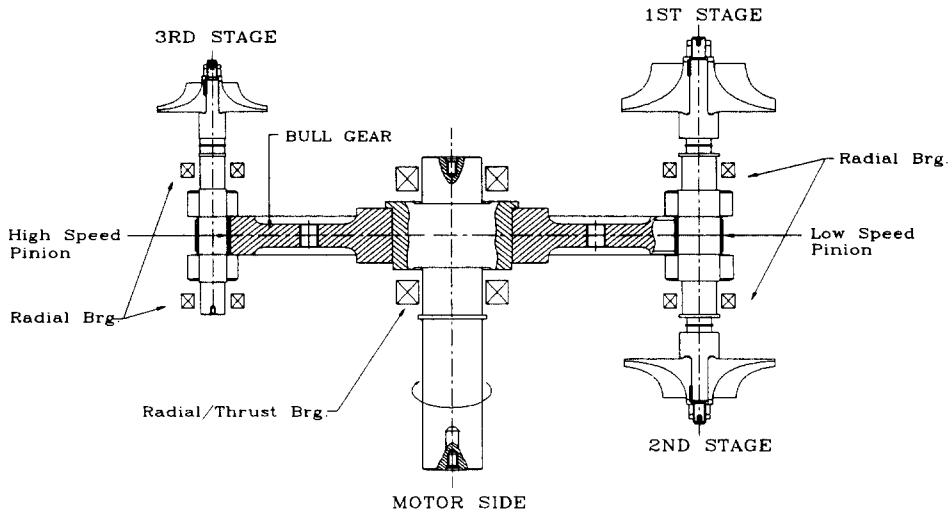


Fig. 1 Schematic diagram of the 600HP Turbo-compressor rotor-bearing system

는 고속회전시 발생할 수 있는 공진에 의한 진동 문제를 최소화하기 위한 증속기어, 베어링 및 회전축에 대한 동역학적 설계가 이에 해당된다.

Fig. 2는 이러한 설계기준을 만족하기 위한 터보 압축기의 동역학적 설계흐름을 보여주고 있다. 도시된 설계흐름을 간단히 설명하면, 1) 먼저 터보압축기의 개발사양(초기 온도, 습도 및 압축비, 압축공기의 소요유량 등)을 시장성을 토대로 하여 결정하고, 2) 개발사양에 맞는 기어구동형 터보압축기의 개략적인 시스템형상 - 임펠러의 개수, 배치, 증속기어 및 열교환기등의 배치 등 -을 구성한다. 3) 다음, 공역학적 설계를 통해 각 단 임펠러의 형상 및 회전속도, 압축비, 토출유량, 소요동력, 압축공기의 모멘텀 및 임펠러 내,외부에 작용하는 압력분포를 통해 축방향 하중 등이 계산되고 이에 따라 열교환기를 포함한 보다 상세한 형상이 결정된다. 4) 고효율의 압축기에서는 압축된 공기의 누설이 치명적이므로 누설량의 최소화를 위해 임펠러의 설계를 통해 계산된 시일 입구의 압력을 기본으로 라비린스형 시일을 설계한다. 시일의 설계는 단순히 압축공기의 누설뿐만 아니라 라비린스형 시일에는 불안정 유체력이 발생, 시스템의 진동특성을 변화시킬 수 있으므로 이에 대한 세밀한 해석이 필요하다. 5) 시일설계와 병행하여, 공역학적

설계로부터 계산된 회전속도를 토대로 증속기어의 설계가 이루어지며 이의 결과를 바탕으로 저속 및 고속 Pinion 회전축의 설계가 수행되고, 각 회전축에 대한 기본적인 회전체역학적 해석이 이루어지게 된다.

6) 증속기로부터 각 Pinion 회전축에 전달되는 동력 및 임펠러에 작용하는 축방향 하중은 Pinion/Bull 기어 회전축을 지지하는 반경방향 및 축방향 베어링에 작용하는 작용력의 계산 및 이에 대한

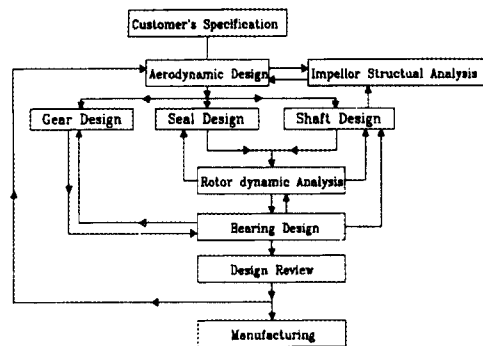


Fig. 2 Turbo-compressor design flow

베어링의 크기, 형상치수 및 강성, 감쇠계수의 동특성계산 등에 활용된다. 터보압축기의 설계는 위의 순서대로 수행하게 되나 도시된 것처럼 각 설계단계에서 부품간의 조합을 원활히 하기 위한 설계의 상호검증이 필요하다.

Table 1은 터보압축기의 회전축, 베어링, 증속기어를 설계하기 위해 공력설계로부터 제공된 기본자료이다. 본 논문에서는 Table 1에 주어진 설계기본자료를 토대로 한 라비린스형 압축공기 시일, 증속기어, 회전축, 베어링의 기본설계 수행내용을 기술하고자 한다.

Table 1. IGCC design point operating condition

Rotor operating speed (rpm)	Bull gear	3565
	Low speed pinion	35000
	High speed pinion	50000
Impellor aerodynamic axial load (N)	1st stage	274.4
	2nd stage	578.2
	3rd stage	372.4
Labyrinth seal inlet(outlet) pressure (bar)	1st stage	1.42(1.03)
	2nd stage	3.00(1.04)
	3rd stage	6.57(1.09)
Labyrinth seal inlet temp. (°C)	1st stage	126.97
	2nd stage	131.37
	3rd stage	140.64
Max. allowable seal air loss (kg/s)	1st stage	0.00276
	2nd stage	0.01101
	3rd stage	0.01366

2. 회전축계의 요소부품 설계

1. 증속기어의 기본설계

Table 1에 있는 바와 같이 공력설계로부터 저속 및 고속피니언 축의 회전속도가 각각 35000, 50000 rpm으로 결정되었고 구동모터 회전수가 3565rpm이므로 저속 및 고속피니언 축이 각각 9.82, 14.03의 높은 증속비를 갖게됨을 알 수 있다. 각 압축단의 소요동력을 기준으로 계산된 증속기어의 기본설계사양은 Table 2에 주어진 바와 같다. Table 2에 주어진 증속기어의 설계사양은 증속기어 뿐만 아니라 베어링 설계시 필요한 베어링의 작용력을 산출하는데 필수적인 자료로 현재 기어 제작업체

와 제작성을 고려한 치형의 상세설계가 진행중에 있다.

Table 2. Preliminary design specifications for IGCC speed increaser

Bull gear	RPM	3565
	No. of teeth	299
	PCD (mm)	581.457
	Face width (mm)	64.0
Low speed pinion	RPM	35531
	No. of teeth	30
	PCD (mm)	58.344
High speed pinion	RPM	50758
	No. of teeth	21
	PCD (mm)	40.843
Face width (mm)		67.0
Normal diametral pitch		DP14
Helix angle (deg)		21.1
Pressure angle (deg)		20

2. 라비린스 공기시일 설계

라비린스 시일은 시일의 블레이드를 회전축에 장착거나(TOR: Teeth on Rotor) 정지부에 설치하는데(TOS:Teeth on Stator), 블레이드를 정지부에 설치하는 경우가 회전축에 설치하는 경우에 비해 시스템의 진동특성에 안정적으로 작용한다고 알려져 있다.

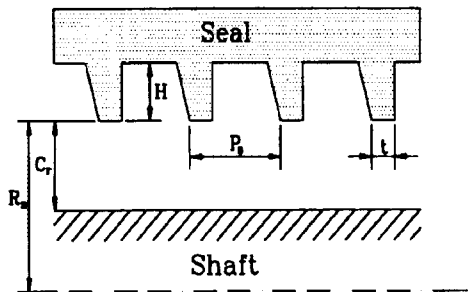


Fig. 3. Labyrinth air seal geometry with design parameters

Table 3는 각 임펠러의 설계 공기누설량 및 시일의 안정성을 기준으로 설계된 라비린스 시일의 형상값과 그에 따른 해석결과를 보여주고 있다. 본 개발품에 대한 라비린스 시일은 블레이드를 정지부에 설치하였으며 설계조건을 만족시키는 최적의 시일형상은, 블레이드의 수 15, 시일반경은 1,2단은 25.2mm, 3단은 19.2mm이며 시일 블레이드 피치 2.6mm, 높이 2 mm로 계산되었다. 시일간극은 각 단 공통적으로 0.2mm를 채택하였다.

Fig. 4는 3단 라비린스 시일 내부의 압력변화를 보여주고 있다.

Table 3. Dimensions and dynamic properties of Labyrinth air seals

	1st stage	2nd stage	3rd stage
Tooth location	Teeth on stator		
No. of tooth	15	15	15
Tooth pitch(mm)	2.6	2.6	2.6
" height(mm)	2	2	2
" width(mm)	0.5	0.5	0.5
Kxx: N/m	-15005.0	-29357.6	-59002.4
Kxy: N/m	11111.0	27078.0	43004.0
Cxx: Ns/m	4.63	10.60	12.41
Cxy: Ns/m	4.86	8.93	13.95
Mass flow rate (kg/sec)	0.00254	0.00736	0.01294
Whirl frequency ratio	0.655	0.644	0.662
Flow condition	Unchoked		

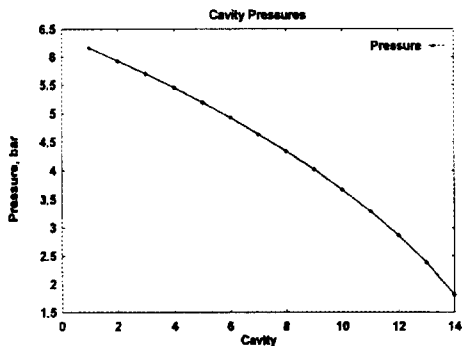


Fig. 4 Cavity pressure variation in the 3rd stage labyrinth air seal

3. 베어링 설계

가. 베어링의 정적부하 계산 및 선정

베어링에 작용하는 정적부하는 베어링 설계의 기본이 되는 것으로서 기어작용력 및 기어의 자중, 임펠러의 축방향 하중, 임펠러를 포함한 피니언 축의 자중과 각 임펠러의 축방향 하중의 불균형으로 발생하는 기어시스템 전체의 모멘트 작용력으로 구성된다. 기어작용력은 기어에서 피니언으로 전달되는 토오크 및 기어의 Helix/Pressure 각도에 의해 결정되는 데, 반경방향, 축방향, 접선방향의 3개 작용력으로 분리하여 계산한다. 계산결과는 Table 4와 같다.

Table 4. Estimation of static bearing forces

		Bearing force (N)	Loading angle (deg)
Low speed pinion bearing	1st Radial	1315	-159.4
	2nd Radial	1350	-155.7
	Thrust	0	-
High speed pinion bearing	1st Radial	573	23.9
	2nd Radial	546	16.6
	Thrust	0	-
Bull gear bearing	1st Radial	1990	43.5
	2nd Radial	1622	-27.15
	Thrust	70	-

(Note: Loading angle is measured from vertical axis in CCW)

기어구동형 터보압축기의 경우, 기어윤활유로 베어링의 윤활이 가능하므로 유막베어링이 주로 사용된다. 유막베어링은 충분한 감쇠력 및 강성을 갖고 있을 뿐만 아니라 이러한 동특성을 베어링의 형상변화로 적절히 조절가능하고 또한 긴 수명, 적은 동력소모와 큰 부하용량 등의 장점이 있어 현재 대부분의 산업용 터보기계에 채택되어 사용되고 있다. 그러나 유막베어링의 종류에 따라서는 지지된 회전체가 유막베어링의 연성(cross-coupling) 특성으로 인하여 오일 휠, 오일 휨등과 같은 불안정 진동으로 시스템의 동특성을 악화시키기도 하므로 베어링의 선정 및 동특성파악에 세심한 주의가 필요하다.

유막베어링의 동특성은 베어링에 작용하는 정적 하중, 내부형상, 윤활특성, 회전수, 윤활유의 성질 등의 많은 변수에 따라 변화하며 이는 유막베어링

의 종류에 따라서도 큰 차이가 있는데, 본 시스템에서는 3600rpm의 저속에서 운전하는 Bull 기어에는 2축홈 베어링(2 axial grooved bearing)을, 각각 35000, 50000rpm의 고속에서 운전하는 피니온 로터에는 5개의 패드를 갖는 틸팅 패드베어링을 선정하였다.

나. 틸팅 패드베어링의 형상설계 및 동특성 해석

Table 4에 주어진 베어링 정적부하 계산결과를 토대로 L/D와 preload가 각각 0.675, 0.7, 0.5 그리고 0.297, 0.313, 0.0인 저속피니언, 고속 피니언, Bull gear 축의 반경베어링을 설계, 동특성 해석을 수행하였다. Fig. 5와 6은 피니언 베어링의 수평/수직방향 강성/감쇠계수를 보여주고 있다.

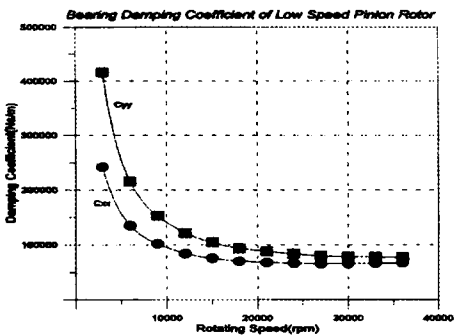
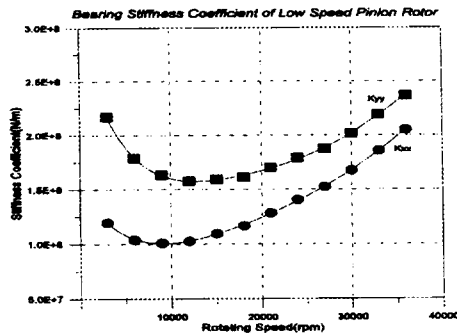


Fig. 5 Radial bearing stiffness and damping coefficients of the low speed pinion rotor

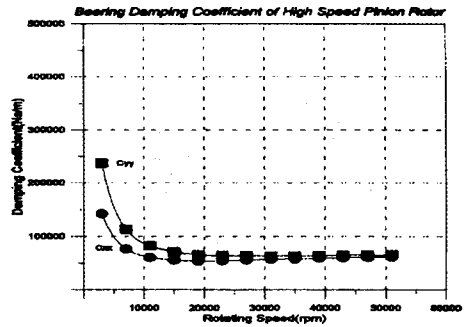
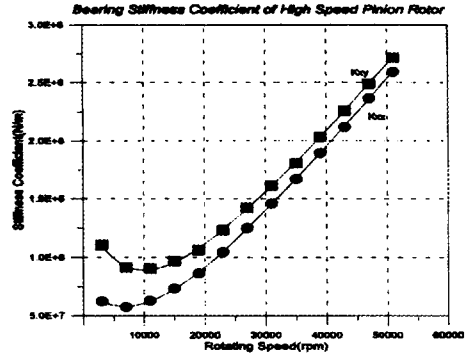


Fig. 6 Radial bearing stiffness and damping coefficients of the high speed pinion rotor

3. 저속/고속 피니언축의 동특성 해석

1. 모델링

터보압축기의 모델링에서는 베어링, 라비린스 시일의 동특성의 첨가외에 임펠러의 모델링이 중요하다. 산업용 터보펌프와 같이 회전축에 조립되는 임펠러의 길이가 짧은 경우는 그 특성상 한 개의 집중질량으로 간주하는 것이 상례이나 터보압축기의 임펠러는 길이가 상대적으로 길고 라비린스 시일의 입구부와 충분한 너비로 마찰접촉에 의해 조립되므로 임펠러에 의한 회전축의 강성증가가 예상된다. 따라서 임펠러를 1개 집중질량으로 할 경우 회전축의 강성이 낮아 고유진동수가 낮게 예측이 되는 반면, 임펠러를 회전축과 일체형으로 모델링할 경우는 상대적으로 높은 고유진동수가 예상된다.

Fig. 7에 저속 및 고속 피니언 회전축의 모델링을 도시하였다. 임펠러는 모두 4개의 다른 직경을 갖는 축요소로 모델링하였다.

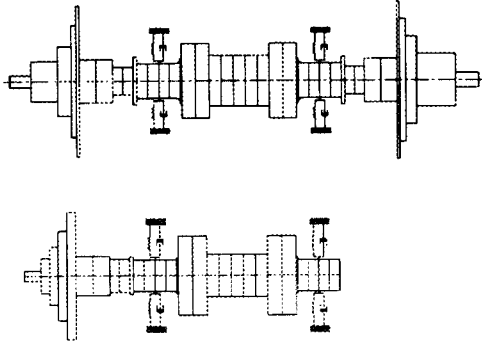


Fig. 7 Rotordynamic modeling of low/high speed pinion rotor

2. 비감쇠 위험속도 및 감쇠 고유진동수 해석

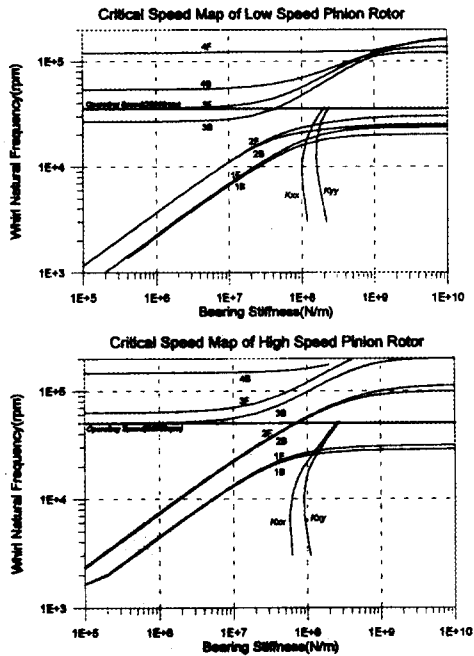


Fig. 8 Undamped critical speed map of low and high speed pinion rotors

일반적으로 회전체계의 동특성해석에는 시스템의 감쇠계수를 고려하지 않은 비감쇠 위험속도선도(Undamped critical speed map)와 감쇠계수를 고려한 고유진동수선도(Campbell diagram)가 사용

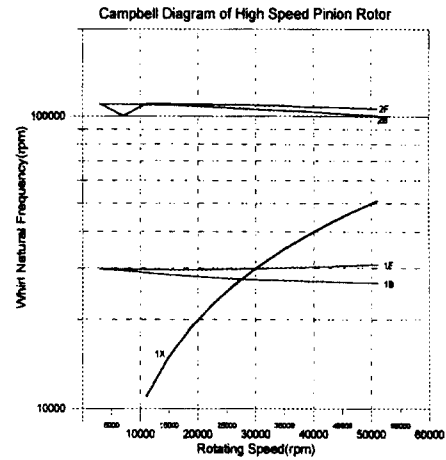
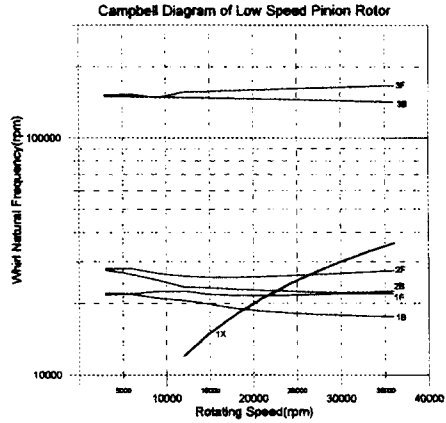


Fig. 9 Campbell diagram for low and high speed pinion rotor

된다.

Fig. 8과 9은 개발품의 저속 및 고속 피니언 로터의 비감쇠 위험속도 및 고유진동수선도를 보여주고 있다. 비감쇠 위험속도선도는 시스템의 비감쇠 고유진동수를 베어링의 강성변화에 대해 계산하고 실제 시스템에 사용하고 있는, 회전속도에 종속적인 베어링의 강성변화선도를 중첩시켜 Log-Log 그래프에 나타내는 데, 베어링의 강성선과 비

감쇠 고유진동수가 교차하는 지점이 비감쇠 위험 속도이다. 비감쇠 위험속도는 정격운전속도를 기준으로 $\pm 20\%$ 내에 존재하지 않도록 하는 것이 상례이므로 비감쇠 위험속도선도를 분석하여 베어링 강성을 조절하거나 회전축의 크기를 조정하여 위험속도가 운전속도 부근에 있지않도록 하는 것이 중요하다.

그림에 있는 바와 같이 앞절에서 설계된 베어링의 강성변화를 중첩시킨 결과 저속과 고속 피니언축의 비감쇠 위험속도는 운전속도 (35000, 50000 rpm)로부터 충분히 여유가 있음을 알 수 있다. 베어링의 감쇠계수를 고려한 고유진동수선도(Fig. 9)에서도 위험속도가 저속 피니언인 경우 21900, 27200, 164300 rpm이고 고속 피니언의 경우 31400, 108600rpm으로 운전속도로부터 충분한 여유가 있으며, 저속 피니언축은 운전속도에 도달할 때까지 2개의 위험속도(21900, 27200rpm)를, 고속 피니언축은 1개의 위험속도(31400rpm)를 통과하게 됨을 확인할 수 있다.

3. 불평형 응답해석

Fig. 10에 있는 저속 및 고속 피니언축의 위험속도에 해당되는 모드 형상을 보면 각 피니언축이 운전속도에 도달하는 동안 통과하는 위험속도에서 각 단의 임펠러 위치에서의 진동이 다른 부위에 비해 상대적으로 크다는 것을 예측할 수 있다. 그러므로 불평형 해석을 통해 임펠러부위의 진동의 크기를 예측할 필요가 있는데 예측방법은 API (American Petroleum Institute) 규격에 기술되어 있다.

API에서는 위험속도에서 진동센서가 위치한 곳의 최대 허용 진동한계치를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu\text{m, peak-peak})$$

여기서 N(rpm)은 운전속도, L_v 는 여과되지 않은 진동신호의 한계치를 나타내며 이 때의 최대 허용 불평형량은

$$U(\text{gram.mm}) = 6350 W/10000$$

(W=임펠러의 무게 :Kg)

으로 이를 각 밸런싱면에 가상으로 적용하여 불평형 응답을 계산한다.

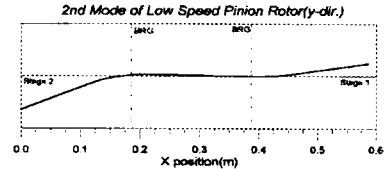
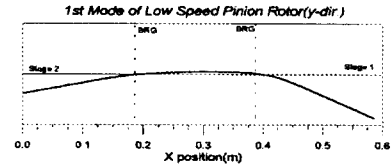


Fig. 10.1 Critical mode shape of low speed pinion rotor

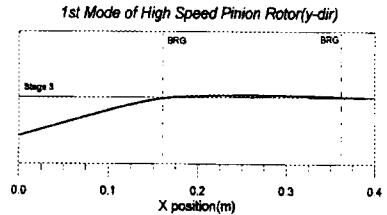


Fig. 10.2 Critical mode shape of high speed pinion rotor

터보공기압축기는 따라서 저속 피니언의 경우, $7.435 \mu\text{m}$ (zero to peak), 고속피니언의 경우는 $6.22 \mu\text{m}$ 가 위험속도에서 발생하는 진동센서부의 최대 허용 진동한계치로 규정할 수 있다.

Fig. 11은 저속 및 고속 피니언축의 불평형응답 해석결과이다. Fig. 10에 있는 위험속도에서의 모우드를 가진시키기 위해, 저속 피니언에는 각 임펠러에 0° (In phase) 및 180° (Out of phase)의 위상차를 갖는 3.66 g-mm, 2.33 g-mm의 최대 허용 불평형량이 있다고 가정하였고, 고속 피니언의 임펠러는 0.86g-mm의 불평형량이 있다고 가정하였다.

그림에 있는 바와 같이 위험속도에서 임펠러 끝단의 진폭이 허용한계를 초과하는 것으로 나타났다. 그러나 진동센서가 위치한 곳은 각 단의 라빈스 시일의 출구에 위치하여 그 진폭이 임펠러부의 진폭에 비해 약 1/3수준이므로 API에서 규정하

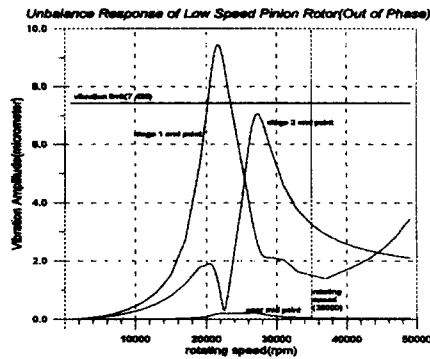
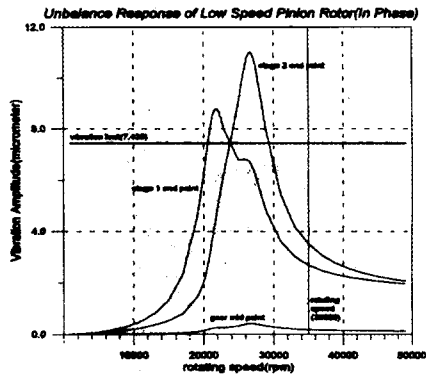


Fig. 11.1 Unbalance response of low speed pinion rotor

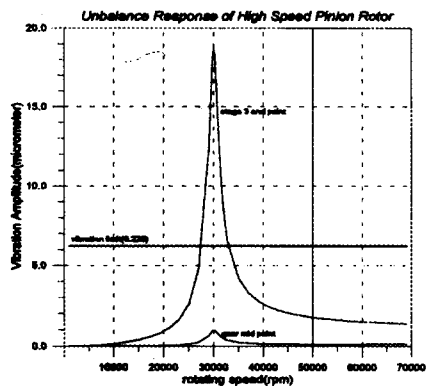


Fig. 11.2 Unbalance response of high speed pinion rotor

고 있는 허용 진동한계치 이내에 있다. 따라서 현재 피니언축과 베어링은 개발자의 의도대로 적절하게 설계되었다고 판단된다.

4. 결론

600HP급 터보압축기의 증속기어, 라비린스 시일, 베어링 및 피니언축의 설계를 수행하였으며 이를 동역학적 해석을 통하여 검증하였다. 해석 및 설계검증 결과는 다음과 같다.

- 저속 및 고속 피니언축의 위험속도가 API에서 권장하는 운전속도의 $\pm 20\%$ 밖에 위치해 있어 충분한 운전여유가 있음.
- 위험속도에서의 진동치가 허용한계치 이내.
- 베어링 및 피니언축의 설계는 적절함.

현재 이러한 결과를 바탕으로 제품의 상세설계가 완료되어 제작중에 있다.

5. 후기

본 연구는 통상산업부 산하 에너지자원 기술개발지원센터의 에너지절약기술사업의 일환으로 수행되었음.

6. 참고문헌

- [1] 윤 의수, 최 상규 외, “다단 터보 공기압축기 개발 (I)”, 통상산업부 보고서, 1997
- [2] “Packaged, Integrally Geared Centrifugal Air Compressors for General Refinery Services,” API standard 672, 2nd ed. 1988