

技術論文

액체로켓 터보펌프의 임계 속도 해석

전성민*, 광현덕*, 윤석환*, 김진한*

Critical Speed Analysis of the Liquid Rocket Turbopump

Seong Min Jeon*, Hyun Duck Kwak*, Suk Hwan Yoon* and Jin han Kim*

ABSTRACT

Numerical analyses of critical speed and mass unbalance response are performed for a 30 ton thrust turbopump. The stiffness and damping of ball bearings and non-contact seals are quantified under aerodynamic and hydrodynamic loads induced by a fuel pump and turbine. Critical speed margin and tip displacements of the rotating parts are evaluated using a three-dimensional finite element method. The results are used to ensure the soundness of the rotordynamic design using an one-dimensional transfer matrix method. A further study shows that sufficient resonance margin may be assured via controlling the stiffness of the rotor support by employing an additional elastic ring to the bearing support.

초 록

30톤 추력급 터보펌프에 대한 회전체 동역학 해석이 수행되었다. 연료펌프와 터빈에 의해서 유발되는 공력 및 수력 하중이 볼 베어링과 비접촉식 실의 강성 및 감쇠 예측을 위하여 고려되었다. 임계 속도의 분리 안전 여유와 회전체 부품의 팁 변위를 예측하기 위하여 임계 속도 해석과 질량 불평형 응답 해석이 수행되었다. 정확한 해석을 위하여 3차원 유한요소법을 사용하였고 1차원 전달함수 행렬법의 결과와 비교하였다. 단성 링을 추가적으로 장착함으로써 베어링 지지부의 강성 제어를 통하여 충분한 공진 분리 여유의 확보가 가능함을 확인하였다.

Key Words : Turbopump(터보펌프), Critical speed(임계 속도), Unbalance response(질량 불평형 응답해석), Finite Element Method(유한요소법)

1. 서 론

높은 비추력을 갖는 액체연료 발사체는 추진 기관으로서 터보펌프 형식을 사용한다. 터보펌프에는 엔진 시스템에서 요구되는 산화제와 연료의 유량과 압력을 공급하기 위하여 산화제펌프와 연료펌프가 설계되며 이들의 구동 동력 생산을 위하여 터빈이 설계된다. 현재 한국항공우주연구원

에서 개발중인 터보펌프는 액체산소와 케로진을 공급하기 위하여 각각의 펌프에 단단의 축류형 펌프인 인듀서(inducer)와 원심형 펌프인 임펠러(impeller)가 장착되며, 구동을 위하여 단단의 축동식 터빈(turbine)으로 구성되어 있다.

터보펌프의 각 부품들은 시스템 성능 설계를 통하여 요구 사양들이 결정된 후 수력, 공력, 구조 및 진동 설계를 통하여 단품 형상이 결정된다. 결정된 펌프와 터빈의 형상은 회전축 위에 놓이게 되며 회전체 동역학 설계로부터 회전부 시스템이 최종 결정된다. 참고문헌[1]에서는 한국항공우주연구원에서 개발한 30톤 추력급 액체로켓 엔진용 터보펌프 1호기의 시스템 사양 및 펌

* 2005년 1월 5일 접수 ~ 2005년 5월 4일 심사완료

* 정희원, 한국항공우주연구원 터보펌프그룹
연락처, E-mail: smjeon@kari.ac.kr
대전시 유성구 어은동 45번지

프와 터빈의 공력 및 수력 설계와 구조 설계에 대한 내용이 개괄적으로 기술되어 있다.

회전체 동역학 연구 분야는 지금까지 많은 연구들이 진행되어 왔으며 다양한 진동 현상과 해석 방법 등에 대한 내용들이 고찰되어 왔다. 미국의 SSME(Space Shuttle Main Engine) 터보펌프인 경우 Childs[2,3]에 의하여 회전체 동역학 관련 연구들이 발표되었다. 참고문헌[2]에서는 SSME 연료펌프에서 나타나는 분수 동기(sub-synchronous) 휘돌림(whirling) 현상을 규명하고 극복하기 위하여 보 모델에 기초한 Rocketdyne 사의 회전체와 케이징(casing) 구조 동역학 모델을 이용하여 진동 안정성에 관한 연구가 이루어졌다. 또한, SSME 산화제펌프의 진동 특성을 파악하기 위한 연구가 베어링(bearing)의 간극에 따른 비선형 특성을 고려하여 수행되었다[3]. 유럽의 Ariane 발사체에 사용된 Vulcain 엔진의 터보펌프도 베어링의 비선형 강성 및 케이징 영향을 고려한 해석이 시험 결과와 비교된 연구 사례를 찾을 수 있다[4].

국내에서도 최근에 터보펌프 관련된 연구들이 활발히 진행되고 있다. 극저온 및 고온 환경을 고려하여 고압, 고속의 터보펌프에 대한 구조 및 진동에 관한 수치 해석 적 연구가 이루어졌다 [5-9]. 또한, 터보펌프용 극저온 베어링[10] 및 플로팅 링 실(floating ring seal)[11]의 성능에 관한 실험적 연구가 실제질 환경하에서 수행되었고, 탄성 링(elastic ring)과 플로팅 링 실의 영향을 고려한 회전체 동역학 해석이 이루어졌다[12].

본 연구에서는 한국항공우주연구원에서 개발 중인 터보펌프의 회전체 동역학 설계[13]에서 추가적으로 상세 해석이 요구되는 연료펌프와 터빈 회전체에 대하여 연구가 수행되었다. 기존 문헌에서 사용되는 베어링 강성 수치는 상수 값이나 회전속도의 함수로 표현되지만, 본 연구에서는 실제질 환경하에서 작용하는 터빈의 공력 하중과 연료펌프의 수력 하중을 고려하여 베어링 및 실의 강성을 예측하였다. 또한, 지금까지의 연구들이 1차원 보와 집중 질량 모델을 이용한 해석 및 설계에 치중되어 있는 반면, 본 논문에서는 정밀한 3차원 구조 유한요소 해석을 수행한 후 1차원 해석 결과와의 비교를 통하여 회전체 동역학 설계의 타당성을 검토하였다.

II. 본 론

2.1 회전축계 설계

연료펌프와 터빈 회전축계의 형상은 Fig. 1과

같고 1차원 보 모델을 위한 집중 질량 및 베어링과 실의 강성 및 감쇠 모델을 같이 나타내었다.

연료 펌프 인듀서, 임펠러 및 터빈의 재질, 질량 및 질량관성 모멘트(mass moment of inertia) 등을 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Mass and mass moment of inertia of rotating parts

	Fuel pump		Turbine
	Inducer	Impeller	
Material	SUS631	SUS631	INCO718
Density (g/cm ³)	7.64	7.64	8.19
Mass (kg)	0.1682	1.446	6.822
Mass center (mm)	23.87	30.35	19.34
$I_{xx} = I_{yy}$ (kg · mm ²)	96.84	1,996	32,770
I_{zz} (kg · mm ²)	152.9	3,682	65,290

Table 1에서 질량 중심의 위치는 각 부품의 전단부터의 길이를 나타낸다. 회전축 방향은 z 방향이며, 회전 평면 반경 방향은 x 방향과 y 방향으로 표현하였다. I_{xx} , I_{yy} , I_{zz} 는 질량관성 모멘트를 나타낸다.

Fig. 1의 회전축계에 장착된 베어링은 볼 베어링으로서 인듀서 앞에 한 개, 임펠러와 터빈 사이에 한 개씩 장착된다. 인듀서 전방에 위치한 베어링은 형상치수가 내경 35 mm, 외경 72 mm이고 폭이 17 mm로서 연료펌프의 축추력을 지지할 수 있게 회전축계에 설계되었다. 임펠러 후방에 위치한 베어링은 형상 치수가 내경 50 mm, 외경 90 mm이고 폭이 20 mm로서 베어링 위에 탄성 링을 설치할 수 있도록 설계되어 있어서 회

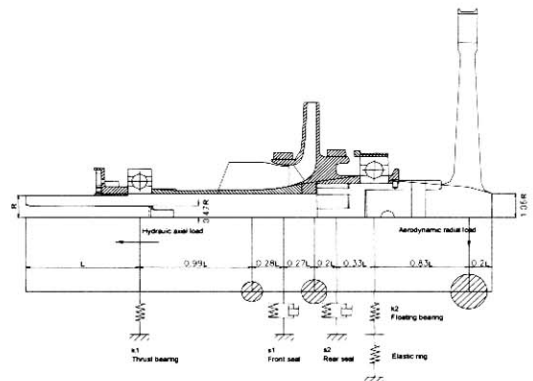


Fig. 1. 2-D layout of fuel pump and turbine rotor system

전체 진동 특성에 따라 베어링의 등가 강성을 수동적으로 제어할 수 있다. Hertzian 접촉을 고려한 하중에 따른 볼 베어링의 강성은 Fig. 2와 같이 비선형 특성을 보이며 회전체 동특성에 영향을 주게 된다.

Fig. 2에서 'Bearing 1'은 터보펌프의 전방부 볼 베어링을 나타내고, 'Bearing 2'는 후방부 볼 베어링을 나타낸다. 터빈의 공력 하중과 연료펌프의 수력 하중에 의하여 결정되는 볼 베어링의 강성 범위는 회전속도에 따라 Table 2에 나타냈듯이 본 연구에서 6.3×10^7 N/m ~ 2.2×10^8 N/m의

Table 2. Bearing stiffness at rotating speeds

Rotating speeds(rpm)	Bearing stiffness(N/m)	
	Bearing 1	Bearing 2
0	1.138×10^8	1.690×10^8
2500	1.248×10^8	2.194×10^8
8000	1.127×10^8	2.012×10^8
12700	1.123×10^8	6.310×10^7
15000	9.033×10^7	1.618×10^8
20000	1.437×10^8	1.568×10^8
25000	1.688×10^8	1.515×10^8
30000	1.891×10^8	1.457×10^8

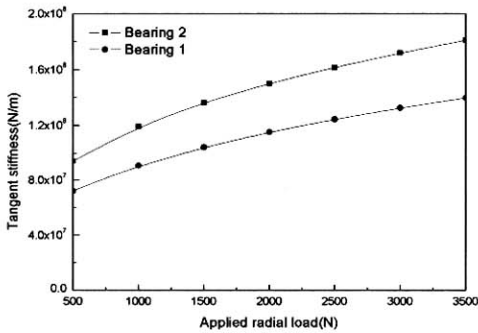


Fig. 2. Tangent stiffness of ball bearings

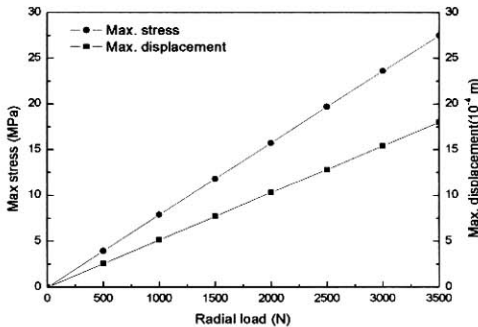


Fig. 3. Maximum stress and displacement of elastic ring

수치를 갖는다.

탄성 링은 일정한 강성 크기를 가지고 베어링과 직렬로 설치되기 때문에 베어링의 등가 강성을 낮추는 역할을 한다. 해석을 통하여 회전축계의 임계 속도가 터보펌프의 작동 회전속도와 비교하여 충분한 안전 여유가 없을 경우, 탄성 링을 추가로 장착하여 베어링의 등가 강성을 낮추어 임계 속도를 감소시킴으로써 공진 분리 안전 여유를 충분히 확보할 수 있다. 유한요소 해석을 통하여 얻어진 탄성 링의 하중에 따른 최대 응력 및 최대 변위를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3의 하중 대 변위의 선형적인 결과로부터 탄성 링의 강성을 1.953×10^6 N/m으로 결정하였다.

연료펌프의 수력 성능 효율을 높이기 위하여 누설량을 제어하는 목적으로 임펠러 전후방 슈라우드(shroud)와 허브(hub) 위에 플로팅 링 실이 장착되어 있다. 플로팅 링 실은 회전에 의한 유체력에 의하여 실이 부상하는 특성을 가지고 있어서 회전축의 진동에 의한 실 간극의 변화를 능동적으로 대처할 수 있다. 본 연구에서는 실이 회전축에 대하여 편심이 작다고 가정하여 비접촉식 평 실(plain seal)로 해석에 반영하였다. 회전속도의 증가에 따른 연료펌프의 토출압 증가에 의하여 회전체 동특성에 영향을 주는 실의 강성과 감쇠는 0 수치로 부터 증가하게 되어 각각 최대 3.3×10^7 N/m와 6.2×10^3 Ns/m의 수치를 갖는다.

2.2 회전체 동역학 해석

Fig. 4에 회전속도의 증가에 따른 터빈의 반경 방향 공력 하중과 연료펌프의 축방향 수력 하중을 나타내었다. 하중조건은 베어링의 강성 계산에 영향을 주는 중요한 요소이기 때문에 전산유체역학 해석을 통한 정밀한 해석이나 실험을 통하여 얻어야 한다. 터보펌프의 운전은 고체 화약을(pyro-starter) 이용하여 터빈을 시동함으로써 이루어지고 그 이후로는 가스 발생기의(gas generator : GG) 연소 가스에 의하여 터빈을 구동함으로써 작동된다. 짧은 시동시간 안에 높은 추력을 내야하기 때문에 터빈은 부분 흡입형(partial admission) 충동식 터빈으로 설계되었다. 시동시에는 고체 화약 노즐(nozzle)의 부분 흡입율이 약 18 %로서 비대칭성이 크기 때문에 Fig. 4에 나타나듯이 높은 반경 방향 하중이 나타난다. 반면 가스 발생기 노즐의 부분 흡입율은 약 82 %로서 비대칭성이 작기 때문에 반경 방향 하중이 줄어든다. 고체 화약 노즐과 가스 발생기 노즐은 서로 마주 보게 배치되어 있어서, 천이 과정(transient) 중에 반경 방향 하중 벡터는 서

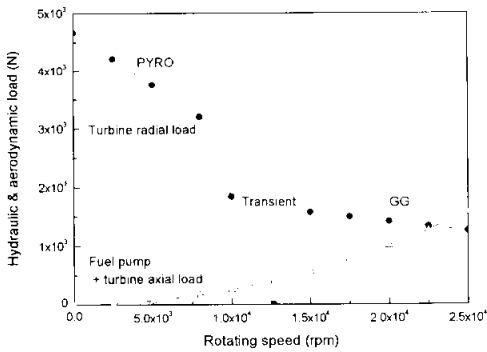


Fig. 4. Hydraulic and aerodynamic loads on the rotor system

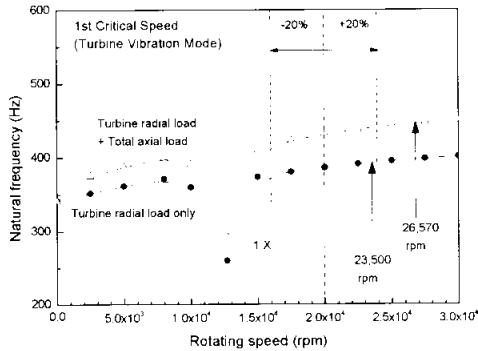


Fig. 5. Effect of the hydraulic and aerodynamic load on the 1st critical speed

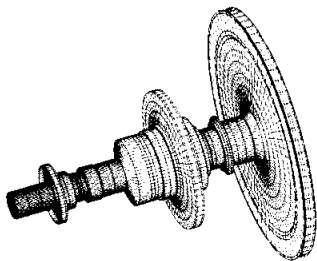


Fig. 6. Finite element model of the fuel pump and turbine rotor system

로 반대로 작용하게 되어 하중의 절대값이 가장 작아진다. 회전속도가 증가함에 따라 펌프 토출압이 증가하므로, 펌프에 의한 축방향 하중은 같이 증가하게 된다.

Fig. 4의 회전속도에 따른 하중조건을 고려하여 베어링 강성을 추출하였고, 이를 이용하여 연료펌프와 터빈 회전축계의 회전 고유진동수

(whirl frequency) 및 임계 속도를 해석하였다. 초기 설계단계에서 손쉽게 해석에 사용할 수 있는 1차원 보 모델과 전달함수 행렬법을 사용하여 우선적으로 해석을 수행하였다.

Fig. 5에 터빈 반경방향 공력 하중만을 고려하였을 경우와 연료펌프 축방향 수력 하중을 동시에 고려하였을 경우에 대하여 회전속도에 따른 터빈부 진동 모드인 1차 회전 고유진동수를 나타내었다. 또한 질량 불평형량에 의하여 유발되는 회전속도의 1배수(1x) 성분 진동수를 같이 나타내어 1차 임계 속도를 구하였다. 임계 속도는 회전속도와 동기(synchronous) 되는 고유진동수로서 질량 불평형 가진에 따른 공진(resonance) 주파수를 의미한다. 터빈의 반경방향 하중만을 고려할 경우 23,500 rpm의 1차 임계 속도를 보이거나 연료펌프의 축방향 하중까지 같이 고려한 경우에는 1차 임계 속도가 26,570 rpm으로 증가함을 알 수 있다. 이는 베어링에서 볼의 접촉각도에 의하여 축방향 하중이 베어링의 반경방향 강성을 증가시키기 때문이다.

1차원 보 모델을 이용한 설계 및 해석으로부터 진동 모드 형상이나 동적 응력 및 변위 등을 정확히 예측하기 위하여 3차원 회전체 구조형상을 이용하여 유한요소 해석이 수행되었다. Fig. 6은 총 12,500개의 3차원 솔리드 유한요소를 이용하여 모델링 된 연료펌프와 터빈 회전축계의 형상을 보여주고 있다.

유한요소 모델에서 구조 형상의 단순화를 위하여 인듀서 블레이드, 임펠러 블레이드 및 터빈의 동익은 축대칭 솔리드로 모델링 되었고 등가의 밀도와 탄성계수를 적용하였다. 경계조건은 케이징에 접하게 되는 베어링 외부 절점들을 고정 지지하였고, 회전체 중심축 위에 놓이는 절점들을 축방향과 회전방향으로 고정지지 하였다. MSC/ NASTRAN을 이용하여 해석을 수행하였고, 회전에 의한 자이로스코픽(gyroscopic) 효과를 고려하기 위하여 DMAP Alter 'ridgyroa.v705'를 이용하였다.

디스크(disk)로부터 회전축계에 전달되는 자이로스코픽 모멘트는 식(1)과 같다[14].

$$M_{GYRO} = \Omega^2 \cdot a \cdot I_D \cdot \left(1 - \frac{\omega}{\Omega} \cdot \frac{I_P}{I_D}\right) \quad (1)$$

여기서 ω 는 회전체의 회전속도, Ω 는 회전체의 휘들림(whirling) 각속도, a 는 질량 불평형량에 의한 회전축의 굽힘(bending) 각도이고 I_P 와

I_D 는 디스크의 축방향 및 반경방향 질량 관성 모멘트를 나타낸다.

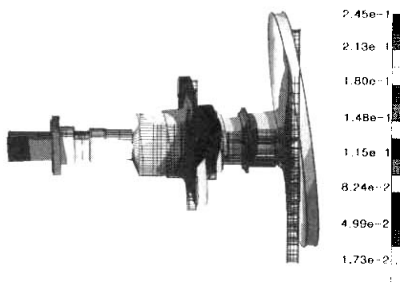


Fig. 7. Turbine side vibration mode shape of 1st whirl frequency

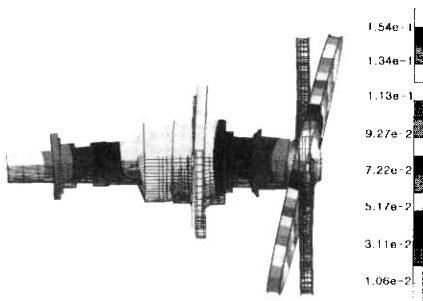


Fig. 8. Pump side vibration mode shape of 2nd whirl frequency

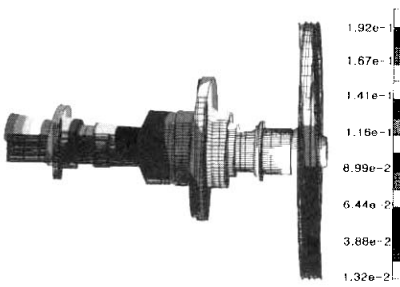


Fig. 9. Spline side vibration mode shape of 3rd whirl frequency

Fig. 7, 8과 9는 정지상태에 대하여 진동 해석으로부터 얻은 진동 모드(mode)를 보여주고 있다. Fig. 7은 첫 번째 고유진동수에 의하여 나타나는 진동 모드인 터빈부 진동을 보여주고 있고, Fig. 8은 두 번째 고유진동수에 의하여 나타나는 진동 모드인 연료펌프부 진동을 보여 주고 있으며, Fig. 9는 세 번째 고유진동수에 의하여 나타나는 진동 모드인 스플라인부 진동을 보여 주고 있다. 회전축의 진동 모드 형상에 의하여 각각의 고유모드를 판별하였으며 모드 변위의 크기는 질

량 행렬에 대하여 정규화 되었다.

Fig. 10에 베어링의 지지 강성만을 고려한 경우 회전속도에 따른 1차, 2차 및 3차 회전 고유진동수를 나타내었고, 1차원 보 모델과 3차원 유한요소 모델을 이용한 해석 결과를 비교하였다. 회전 고유진동수들은 회전속도의 증가에 따라 자이로스코픽 효과에 의하여 증가하게 되며 동시에 하중조건에 따른 베어링 강성에 의하여 영향을 받게 된다. Fig. 4에 기술된 하중 이력에서 볼 수 있듯이 시동 전이 과정 중에 나타나는 반경 방향 하중 저하에 의하여 회전속도 12,700 rpm 부근에서 고유진동수 저하가 나타난다. 전이 이후 터빈 부 진동의 1차 고유진동수는 터빈 부 진동에 영향을 많이 주는 후방 베어링의 강성 감소(Table 2)에도 불구하고 회전속도가 증가함에 따라 자이로스코픽 효과에 의하여 완만하게 증가한다. 반면 스플라인 부 진동의 3차 고유진동수는 스플라인 부 진동에 영향을 많이 주는 전방 베어링의 강성 증가(Table 2)에 의하여 회전속도에 따라 큰 폭으로 증가한다. 회전속도의 1배수(1×) 성분 진동수와 회전 고유진동수의 교차점인 1차 임계 속도는 1차원 보 모델인 경우 26,570 rpm 이고 3차원 유한요소 모델인 경우 26,000 rpm 으로서 큰 차이를 보이지 않는다. 1차원 보 모델과 집중 질량 모델을 이용하여 해석하여도 회전체 구조의 모델링이 적절히 이루어진다면 1차 회전 고유진동수는 좋은 결과를 줄 수 있음을 알 수 있다. 실제 회전속도인 20,000 rpm과 비교하여 1차 임계 속도는 약 30 %의 공진 분리 여유를 갖고 있어 대체적으로 안전한 터보펌프의 운용이 가능하리라 판단된다. 그러나 고차의 회전 고유진동수에서는 1차원 보 해석 모델의 한계로 인하여 결과에 차이가 나타남을 확인 할 수 있다.

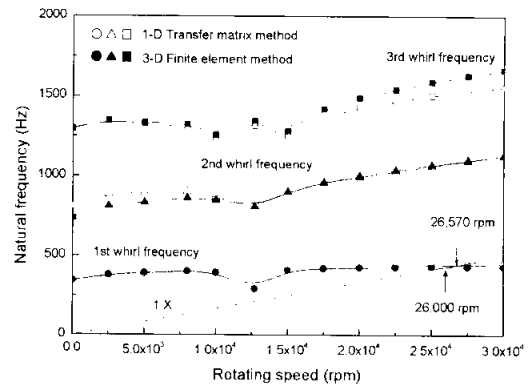


Fig. 10. Critical speeds comparison between 1-D and 3-D results

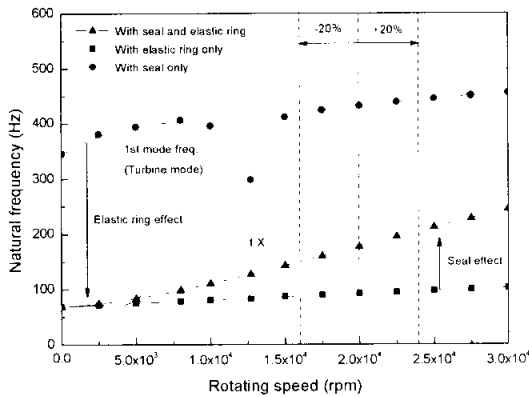


Fig. 11. Effect of elastic ring and seal on the 1st critical speed

회전축계의 지지부인 베어링의 강성에 영향을 주는 터보펌프의 공력과 수력 하중의 예측이 불확실하다면 30 %의 공진 분리 여유는 안전한 값이 아닐 수 있다. 따라서 구조 진동 측면에서 공진 분리 여유를 인위적으로 충분히 확보하기 위하여 베어링 지지부의 강성을 조절하는 노력이 이루어 질 수 있다. 1차 진동 모드인 터빈부 진동에 영향을 주기 위하여 터빈에 근접한 후방 베어링 위에 탄성 링을 장착함으로써 후방 베어링의 등가 강성을 낮출 수 있다.

Fig. 11은 베어링과 실의 영향을 고려한 경우와 베어링과 탄성 링의 영향을 고려한 경우 및 베어링, 실과 탄성 링의 영향을 고려한 경우에 대하여 1차 회전 고유진동수의 변화를 회전속도의 1배수(1x) 성분 진동수와 같이 보여 주고 있다. 베어링과 실의 영향을 고려한 경우 베어링의 강성에 비하여 실의 강성이 작기 때문에 베어링의 강성만을 고려한 경우와 비교하여 회전 고유진동수는 큰 차이가 나타나지 않는다. 베어링만을 고려한 경우에 비하여 1차 임계 속도는 27,000 rpm으로 소폭 증가한다. 실의 영향을 고려하지 않고 탄성 링에 의한 베어링의 등가 강성 감소만을 고려한 경우 터빈부 고유진동수의 감소로 인하여 1차 임계 속도는 4,500 rpm 근처로 크게 감소하게 된다. 실제 터보펌프의 운용시 펌프의 토출압에 의하여 영향이 나타나는 실의 강성을 고려할 경우 1차 회전 고유진동수는 회전속도에 따라 증가하게 된다. 이는 회전속도에 따라 펌프의 토출압이 증가하면서 실과 펌프 임펠러 사이의 간극에 높은 유체 압력이 나타나게 되어 실의 강성이 증가하기 때문이다. 그러나 저속의 회전속도에서는 펌프 토출압이 작기 때문에 실에 의한 회전 고유진동수의 증가는 미비하여 1차 임계 속도는 5,100 rpm으로 실의 영향을 고려하

지 않은 경우에 비하여 소폭 상승한다. 탄성 링을 장착함으로써 1차 임계 속도를 27,000 rpm에서 5,100 rpm으로 감소시켜 약 75 %의 공진 분리 여유를 확보할 수 있다. 1차 임계 속도를 결정짓는 터빈 부 진동에 대하여, 지배적인 영향을 주는 후방 베어링의 강성을 인위적으로 제어함으로써 터보펌프의 탈설계점(off-design point)에서 유연한 운용이 가능하다.

터보펌프의 시동부터 설계 회전속도 영역까지 운용되면서 나타나는 동적 응력 및 변위는 주파수 응답 해석을 통하여 얻을 수 있다. 주파수 영역에서 가하여 지는 전방향 휘돌림(forward precession) 동식 하중은 질량 불평형량에 의하여 결정되고 식(2)와 같이 회전속도의 제곱에 비례하여 커지게 된다[14].

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -i \\ 0 \end{Bmatrix} \cdot m \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \quad (2)$$

여기서 m 은 불평형 질량이고 ε 는 질량 중심의 편심 크기를 나타낸다. 해석에 사용된 질량 불평형량은 소형 터보기계에 허용되는 ISO G.25 규격을 적용하였다. 인두서, 임펠러와 터빈에 각각 불평형 질량에 의하여 유발되는 동적 하중을 가하였으며 각 하중간의 위상차(phase)는 0°로 하였다. 주파수 응답 해석시 계산 시간을 단축하기 위하여 모달(modal) 좌표계에서 해석이 수행되었으며 정지상태의 10개의 고유진동 모드를 이용하였다. Fig. 12는 베어링과 실을 고려한 경우 및 탄성 링까지 포함하여 고려한 경우에 대하여 회전속도에 따른 터빈 팁(tip) 변위를 보여 주고 있다. 각각의 1차 임계 속도에서의 변위는 베어링과 실을 고려한 경우가 탄성 링까지 고려한 경우에 비하여 더 크게 나타난다. 이는 식(2)에서와 같이 동식 하중의 크기가 회전 속도의 제곱에 비

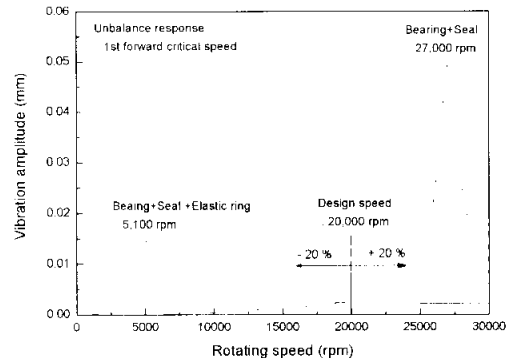


Fig. 12. Turbine tip displacements of unbalance response

레하기 때문이다. 실의 감쇠 영향으로 인하여 공진 영역에서 주파수 응답 해석은 공진 좌우의 주파수 폭을 가지는 형상으로 나타난다. Fig. 12에서도 탄성 링의 영향에 따른 1차 임계 속도의 변화를 고찰 할 수 있다. 공진 영역에서 진동의 크기는 회전체 부품의 질량 불평형량을 최소화하고, 실의 감쇠를 증가시킴으로써 감소시킬 수 있다.

설계 회전속도인 20,000 rpm에서의 동적 응력 및 변위는 베어링과 실의 영향을 고려한 경우에 대하여 Fig. 13과 Fig. 14에 나타내었다. Fig. 13에서 알 수 있듯이 최대 응력은 질량 불평형량이 가장 큰 터빈 부 진동에 의하여 영향을 많이 받는 지지부인 후방 베어링에 나타나고 크기는 0.72 MPa로서 작은 수치를 보여 준다.

일반적으로 터빈 팁에서의 누설 유량을 최소화함으로써 터빈의 공력 효율을 높이기 위하여, 터빈 팁과 케이징 사이의 간극을 감소시키는 설계가 이루어진다. 그러나 터빈의 높은 온도에 의한 구조의 열팽창과 회전체 진동 크기에 의하여 터빈 팁 간극의 감소는 제한을 받게 된다. Fig. 14에서 질량 불평형 가짐에 따른 진동 변위가 회전

체 전영역에 대하여 검토되었다. 최대 변위는 터빈 팁에서 0.003 mm으로 나타나고, 터빈 팁 간극 2 mm를 고려할 경우 설계 회전속도에서 터보펌프의 운용 중에 진동에 의한 부딪힘은 나타나지 않으리라 판단된다.

III. 결 론

액체로켓 터보펌프의 회전체 동역학 해석이 1차원 보 모델 및 3차원 유한요소 모델을 이용하여 수행되었다. 회전속도에 따른 터보펌프의 수력 및 공력 하중을 고려하여 베어링 및 실 등 회전체 지지부의 강성 및 감쇠 수치를 주파수의 함수로 고려하였다.

회전속도에 따른 자이로스코픽 효과를 고려하여 고유진동수를 해석하였으며, 1차원 보 모델과 3차원 유한요소 모델에 대한 결과가 비교 검토되었다. 1차의 회전 고유진동수는 좋은 일치율을 보이나 2차와 3차 등 고차의 회전 고유진동수에서는 해석 모델의 정확도에 따라 차이가 나타났다. 임계 속도 해석을 통하여 실 및 탄성 링의 영향이 검토되었으며, 탄성 링을 추가적으로 장착함으로써 임계 속도를 인위적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

3차원 유한요소 모델을 이용한 질량 불평형 응답해석으로부터 설계 작동 회전속도에서의 동적 응력 및 변위를 검토하여 터보펌프의 진동 안전 여부를 고찰하였다.

참고문헌

- 1) Kim, J., Lee, E. S., Choi, C. H. and Jeon, S. M., "Current Status of Turbopump Development in Korea Aerospace Research Institute, "IAC-04-S.P.17, International Astronautical Congress 2004, Vancouver, Canada, October 2004.
- 2) Childs, D. W., "The Space Shuttle Main Engine High-Pressure Fuel Turbopump Rotor-dynamic Instability Problem", Journal of Engineering for Power, Vol. 100, 1978, pp. 48-57.
- 3) Childs, D. W. and Moyer, D. S., "Vibration Characteristics of the HPOTP (High Pressure Oxygen Turbopump) of the SSME (Space Shuttle Main Engine)", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, 1985, pp. 152-159.
- 4) Brune, C. and Lassoudiere, F., "Rotordy-

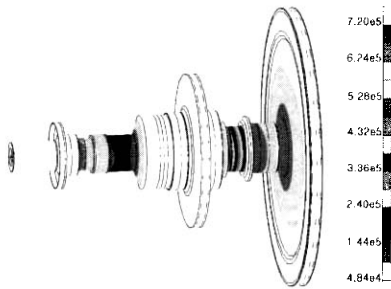


Fig. 13. Dynamic stress of turbopump with effects of bearing and seal

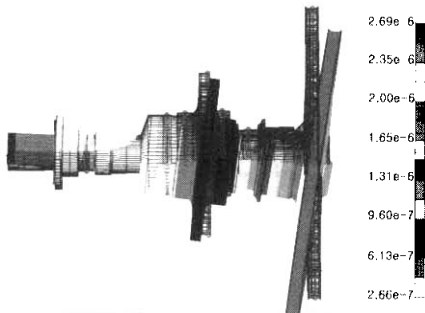


Fig. 14. Dynamic displacement of turbopump with effects of bearing and seal

namics of the Vulcain LH₂ Turbopump Comparison between Test Results and Dynamic Analysis Calculations", Proceedings of 3rd International Conference on RotorDynamics, 1990, pp. 353-360.

5) 전성민, 김진한, 양수석, 이대성, "산화제 터보펌프의 구조강도 및 진동 안전성에 관한 연구", 유체기계저널, 제5권 제3호, 2002, pp. 25-32.

6) 전성민, 김진한, 이대성, "액체로켓 터보펌프 구동터빈의 구조 강도 및 진동 안전성에 관한 연구", 한국항공우주학회지, 제 31권, 제8호, 2003, pp.77-84.

7) 유재한, 최지훈, 이인, 한재홍, 전성민, 김진한, "액체 로켓 터보펌프 터빈의 천이 열전달 및 구조해석", 한국항공우주학회지, 제 32권, 제3호, 2004, pp. 58-65.

8) 윤석환, 전성민, 김진한, 조광래, "액체로켓 터보펌프에 대한 구조해석 및 안전성 검증", 한국군사과학기술학회 종합학술대회, 2004, pp. 587-589.

9) 이관호, 윤석환, 전성민, 곽현덕, 김진한, "액체로켓 터보펌프의 구조설계 및 제작검증", 제3회 유체공학학술대회, 2004, pp. 283-286.

10) 곽현덕, 전성민, 김진한, 조광래, 김선용, 우관제, "터보펌프용 극저온 불 베어링의 성능검증", 한국유체학회지, 제20권, 제4호, 2004, pp. 177-182.

11) 곽현덕, 전성민, 김진한, "국산화 터보펌프용 플로팅 링 실의 누설특성 및 소재검증", 한국군사과학기술학회 종합학술대회, 2004, pp. 583- 586.

12) 이용복, 김창호, 곽현덕, 하대웅, 우유철, "탄성 링을 갖는 불 베어링 지지의 터보펌프 임계 속도에 관한 연구", 유체기계저널, 제4권, 제2호, 2001, pp. 22-28.

13) 전성민, 김진한, "30톤급 터보펌프의 회전체 동역학 설계 및 해석", 한국항공우주학회 2003년도 추계학술대회, 2003, pp. 976-979.

14) Fredric, F. E., *Handbook of Rotordynamics*, McGraw-Hill, New York, 1992.