論文

액체로켓 터보펌프 구동터빈의 구조 강도 및 진동 안전성에 관한 연구

전성민*, 김진한*, 이대성**

Investigation on the Strength and Vibration Safety of the Liquid Rocket Turbopump Turbine

Seong Min Jeon*, Jinhan Kim* and Dae-Sung Lee**

ABSTRACT

Structural analyses of a turbine bladed-disk for a liquid rocket turbopump are performed to investigate the safety level of strength and vibration at design point. Due to the high rotational speed of the turbopump, effects of centrifugal forces are carefully considered in the structural analysis. Thermal load caused by extreme temperature distribution is also considered as an external force applied to turbine bladed-disk. A three dimensional finite element method (FEM) is used for cyclic symmetry structural analyses with the MSC/NASTRAN DMAP Alter. Interblade phase angles are considered to investigate structural dynamic characteristics as a function of rotational speed. Through the numerical analysis, effects of centrifugal and thermal loads on the turbine bladed-disk are examined.

초 록

액체로켓용 터보펌프 터빈 블레이드-디스크의 구조 및 진동 해석이 설계점에서의 구조 강도 및 동특성을 고찰하기 위하여 수행되었다. 터보펌프의 높은 회전 속도로 인하여 구조 해석시 원심력 영향이 주의깊게 고려되었다. 극심한 온도 분포에 따른 열하중 또한 터빈 블레이드-디스크에 작용하는 외부하중으로 고려되었다. MSC/NASTRAN DMAP Alter를 이용한 3차원 유한요소법이 주기 대칭 구조 해석에 적용되었다. 회전 속도에 따른 구조 동특성의 고찰을 위하여 블레이드간 위상차가 고려되었다. 수치해석을 통하여 원심력과 열하중이 터빈 블레이드-디스크에 미치는 영향을 고찰하였다.

Key Words : Turbopump(터보펌프), Turbine(터빈), Finite Element Method(유한요소법), NASTRAN

1. 서 론

액체로켓용 터보펌프(turbopump)는 산화제와 연료를 연소실에 고압으로 공급하기 위하여 사용되며, 이의 구동에는 고속의 터빈이 사용된다. 터보펌프는 작동 유체의 압력 상승을 위한 인듀서

(inducer)와 임펠러(impeller), 구동을 위한 터빈(turbine) 그리고 베어링(bearing), 실(seal)등과 같은 축계통으로 구성된다. 터보펌프의 작동 설계점은 엔진에서 요구되는 정상상태에서의 펌프 출구압과 유량을 맞추기 위하여 작동 회전수를 선정함으로써 결정된다. 그리고 터빈의 배기가스의 활용에 따라 개방형과 밀폐형 엔진으로 나누어지며 이에 맞추어 터빈의 설계가 이루어진다[1]. 또한, 구동을 위하여 충분한 동력이 요구되며 따라서 노즐에서 고온, 고압의 연소가스가 공급되어야 한다. 따라서 극심한 환경에서 작동하므로 설

† 2003년 3월 19일 접수 ~ 2003년 8월 7일 심사완료

* 정회원, 한국항공우주연구원 터보펌프개발그룹
연락처, E-mail : smjeon@kari.re.kr

대전시 유성우체국 사서함 113호

** 정회원, 한국항공우주연구원 항공기술실

계단계에서 구조 강도 안전성에 대한 고찰이 필수적이다. 설계 작동시간 내에서의 강도 안전계수를 구하기 위한 구조 해석은 높은 회전수에 따른 원심력과 극심한 온도 분포에 따른 열하중의 영향을 고려하여야 하며, 작동 회전수에 따른 고유진동수를 해석하여 설계 작동 회전수에서의 진동 안전성에 대한 판별을 수행하여야 한다.

가스터빈에 대한 연구는 해석과 실험을 통하여 구조강도 해석 분야에서 심층적인 연구가 진행되었으나[2,3], 특수한 환경하에서 운용되는 터보펌프 터빈에 대한 연구는 액체 로켓에 관련된 핵심 기술들인 관계로 관련 연구 자료를 구하기가 대체로 쉽지 않다. 최근에는 미국 NASA Marshall Space Flight Center에서 우주왕복선 주엔진(space shuttle main engine)의 연료 펌프 터빈 블레이드에 대한 가스 실의 영향에 따른 구조동역학 해석이 수행되었다[4]. 또한, 단순한 블레이드 구조 동역학 해석이 아니라 디스크(disk)도 고려한 블레이드-디스크(bladed-disk) 구조에 대한 해석도 이루어 졌으며, 복잡한 3차원 구조 형상으로 인하여 주기적 대칭(cyclic symmetry) 조건을 이용한 해석 방법이 연구되었다[5]. 터보펌프용 터빈시스템의 공력 설계는 공기역학이론과 실험에 근거한 이론을 이용하여 항공우주연구원 에서 수행되었다[6].

구조 해석과 진동 해석은 MSC/NASTRAN을 이용하여 구조물을 3차원 솔리드 유한요소(solid finite element)로 모델링하여 수행하였다. 이에 대한 상세한 형상 치수들과 구조 재료의 기계적 특성들은 러시아 KeRC 연구소와의 공동 연구보고서에 제시되어 있다[7,8,9]. 설계 회전수인 50,000 rpm의 운용조건에 따른 원심력과 300°C부터 800°C까지 변화하는 온도 분포를 외부 하중으로 고려하였다. 온도 분포에 따라 구조 재료의 기계적 특성치들의 변화를 반영하였으며, 회전수에 따른 원심력의 영향을 고유진동수의 해석에 고려하였다.

본 연구에서 모델로 사용한 터빈은 80개의 블레이드를 가지고 있으나, 구조 해석은 주기 대칭 해석 방법을 이용하여 전체의 1/80 부분(segment), 즉 4.5°의 블레이드-디스크 부분에 대하여 수행되었고 원심력과 열하중에 대한 영향을 고찰하였다. 진동 해석은 블레이드간 위상차(interblade phase shift)를 고려하여 고유진동수와 고유모드를 구하였으며, 작동 회전수와 비교하여 진동 안전성 여부를 고찰하였다.

II. 본 론

2.1 구조 모델링

터보펌프 구동 터빈은 디스크와 블레이드가 일체형으로 설계되어 있으며 러시아 합금인 Эл 741-нл로 이루어져 있다. 터빈의 구조 형상 치수는 Fig. 1과 같고, 원주방향으로 총 80개의 블레이드를 가지며 슈라우드(shroud)로 블레이드 끝단(tip)을 감싸고 있다. 해석에 사용된 터빈은 충동형(impulse type)이며 입구 노즐(nozzle)의 개수가 8개인 부분 입사형(partial admission type)이다[7].

터빈은 디스크 허브-블레이드-슈라우드를 따라 온도 분포가 300°C부터 800°C까지 변화하며, 온도에 따른 구조 재료의 기계적 특성은 Table 1과 같다[8]. Table 1에서 T는 온도, σ_y 는 항복강도, σ_s 는 인장강도, δ_5 는 상대 신장도(relative elongation), E는 영 탄성계수, 그리고 α 는 열팽창계수를 나타낸다. 온도 분포에 따른 열하중과 50,000 rpm 회전에 따른 원심력을 외부 하중으로 고려하였다.

디스크와 80개의 블레이드 및 슈라우드로 구성된 터빈을 전모델에 대해서 3차원 유한요소 해석 방법으로 해석하는 것은 컴퓨터 메모리의 용량과 막대한 계산 시간으로 인하여 어려운 일이다.

Fig. 1. Turbine bladed-disk structural configuration

Table 1. Mechanical properties of steel alloy Эл 741-нл

T (°C)	σ_y (MPa)	σ_s (MPa)	δ_5 (%)	E (GPa)	$\alpha \cdot 10^{-6}$ 1/K
20	902	1270	14	228	-
300	863	1240	14	206	15
500	834	1220	14	186	15
650	814	1200	15	-	-
750	853	1100	22	-	-
800	834	1010	27	157	15

따라서 본 연구에서는 MSC/NASTRAN을 이용하여 주기 대칭 해석 방법을 적용한 3차원 유한요소 해석 방법이 사용되었다. MSC/NASTRAN에서 주기 대칭 해석 방법은 다음과 같은 이론적 배경을 가지고 있다[10]. N개의 주기적 대칭 형상을 가지는 구조물의 n^{th} 절편(sector)의 물리좌표(physical coordinates)에서 임의의 물리량 $\mathbf{x}_n$ (즉, 변위, 힘 등)은 기본(fundamental) 절편에서 주기좌표(cyclic coordinates)의 해당 물리량 $\mathbf{u}^k$ 으로 표현된다[5,11].

$$\mathbf{x}_n = \frac{1}{\sqrt{N}} \mathbf{u}^0 + \sqrt{\frac{2}{N}} \sum_{k=1}^K [\mathbf{u}^{k,c} \cos(n-1)ka + \mathbf{u}^{k,s} \sin(n-1)ka] + \frac{(-1)^{n-1}}{\sqrt{N}} \mathbf{u}^{\frac{N}{2}} \quad (1)$$

여기서 k 는 하모닉 차수(harmonic order), α 는 기본 블레이드간 위상차(fundamental interblade phase shift) $2\pi/N$ 를 나타내며, K 는 다음과 같다.

$$K = \begin{cases} \frac{N-1}{2} & \text{if } N \text{ is odd} \\ \frac{N-2}{2} & \text{if } N \text{ is even} \end{cases}$$

식(1)에서 마지막 항은 N 이 짝수인 경우에만 존재한다. 물리량 $\mathbf{x}$ 와 $\mathbf{u}$ 는 각각 물리좌표와 주기좌표에서의 절점 변위(nodal displacement)를 나타낸다. 물리좌표로부터 주기좌표로의 역변환은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^0 &= \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_n \\ \mathbf{u}^{k,c} &= \sqrt{\frac{2}{N}} \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_n \cos(n-1)ka \\ \mathbf{u}^{k,s} &= \sqrt{\frac{2}{N}} \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_n \sin(n-1)ka \\ \mathbf{u}^{\frac{N}{2}} &= \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{n=1}^N (-1)^{n-1} \mathbf{x}_n \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, 변위 벡터 $\mathbf{x}$ 와 $\mathbf{u}$ 는 다음과 같다.

$$\mathbf{x} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ x_N \end{Bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u^0 \\ u^{1,c} \\ u^{1,s} \\ \vdots \\ u^{\frac{N}{2}} \end{Bmatrix}$$

주기 경계조건은 독립된 주기 경계(independent cyclic boundary) side 1의 절점 변위와 종속된 주기 경계(dependent cyclic boundary) side 2의 절점 변위사이에 다음과 같은 관계식으로 표현된다.

Fig. 2. Finite element model of a turbine-bladed disk

$$\begin{aligned} k=0 &: \mathbf{u}_{side2}^0 = \mathbf{u}_{side1}^0 \\ 1 \leq k \leq K &: \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_{side2}^{kc} \\ \mathbf{u}_{side2}^{ks} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos ka & \sin ka \\ -\sin ka & \cos ka \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_{side1}^{kc} \\ \mathbf{u}_{side1}^{ks} \end{Bmatrix} \\ k = \frac{N}{2} &: \mathbf{u}_{side2}^{N/2} = -\mathbf{u}_{side1}^{N/2} \quad (\text{if } N \text{ is even}) \end{aligned} \quad (3)$$

유한요소 해석에 사용된 구조 모델을 Fig. 2에 나타내었다. 터빈 블레이드-디스크는 총 530개의 3차원 솔리드(solid) 유한요소로 모델링 되었고, 디스크, 블레이드와 슈라우드를 탄성체로 고려하였다. 하중조건과 경계조건은 주기좌표에서 주어지며, 원심력에 따른 자이로스코픽 효과(gyroscopic effect)를 고려하기 위하여 MSC/NASTRAN DMAP Alter를 이용하였다.

터빈 블레이드-디스크의 정적 구조 해석은 블레이드간 위상차가 없이 원심력과 열하중의 영향을 고려하였다.

동적 구조 해석은 원심력의 영향을 고려한 정적 구조 해석 결과로부터 각각의 진동 모드에 해당하는 블레이드간 위상차를 고려하여 해석이 수행되었다. 원심력에 따른 자이로스코픽 효과가 동적 구조 해석에 포함되었으며, 고유치 해석이 수행되었다.

경계조건은 독립된 주기 경계면과 종속된 주기 경계면사이의 주기 경계조건과 디스크 뿌리(root)에서의 반경(radial) 방향 변위를 고정 지지하였다. 또한 강체(rigid body) 모드를 제거하기 위하여 회전축 위의 한점에서 축(axial) 방향 변위와 원주(circumferential) 방향 변위를 고정 지지하였다.

2.2 수치해석 및 토의

첫 번째 구조 정적 수치 해석은 터빈 블레이드-디스크가 열하중의 영향없이 50,000 rpm으로 회전하고 있는 경우 원심력만의 영향을 고려하여

(a)

(b)

(c)

Fig. 3. (a) Von Mises equivalent stress, (b) radial stress, and (c) circumferential stress of turbine bladed-disk under the centrifugal load

수행되었다. 블레이드간 위상차가 0° 인 경우 주 기 대칭 해석이 수행되었으며, Fig. 3(a), 3(b)와 3(c)에 해석 결과에 대한 구조 응력을 각각 Von Mises 등가 응력(equivalent stress), 반경방향 응력(radial stress)과 원주방향 응력(circumferential stress)으로 나타내었다.

Fig. 4. (a) Radial stress and (b) circumferential stress of thin disk under the centrifugal load

Von Mises 등가 응력은 응력의 인장과 압축에 대한 정보를 주지 못하고 항상 양수의 값을 나타낸다. 최대 응력은 디스크 뿌리에서 나타나며 578 MPa (58.9 kgf/mm^2)의 수치를 보여준다. 인장과 압축에 대한 정보를 얻기 위하여 6개의 3차원 응력중 가장 지배적인 반경방향과 원주방향에 대한 응력을 고찰하였다. 모두 양수의 값을 가지고 각각의 경우 오른쪽 필렛(fillet) 부위에서 최대응력이 나타나며 반경방향 응력인 경우 522 MPa (53.2 kgf/mm^2)와 원주방향 응력인 경우 451 MPa (46.0 kgf/mm^2)의 수치를 갖는다. 터빈 블레이드를 제외한 디스크에서의 응력분포를 쉽게 이해하기 위하여 3차원 효과를 무시한 얇은 디스크(thin disk)에 대하여 해석적인 방법의 응력 결과를 고찰하였다. 디스크가 ω 로 회전하고 있을 때 반경방향 응력과 원주방향 응력은 다음과 같이 나타난다[12].

여기서 b 는 디스크의 반경(radius), r 은 반경방향 위치, σ_r 는 반경방향 응력, σ_θ 는 원주방향 응력, ν 는 포아송비(Poisson ratio), ρ 는 재질 밀도(density), ω 는 회전각속도를 나타낸다. 디스크 뿌리 부위에서 응력이 가장 크며 원주방향 응력에 의하여 디스크 끝단에서도 양의 응력 값이 나타남을 알 수 있다.

두 번째 구조 정적 수치해석은 터빈 블레이드-디스크가 원심력의 영향없이 온도분포에 따른 열하중만의 영향을 고려하여 수행되었다. 온도 분포 T 는 디스크 뿌리에서 300°C 이고 슈라우드에서 800°C 로 식(4)와 같이 슈라우드의 반경 b 까지 반경방향 변위 r 의 이차함수로 변화한다[8].

$$T(r) = 300 + C + 500 \cdot C \times (r/b)^2 \quad (4)$$

식(4)에 대한 온도 분포는 Fig. 5와 같고, Fig. 6(a), 6(b)와 6(c)에 열하중만을 고려한 구조 응력 해석 결과를 각각 Von Mises 등가 응력, 반경방향 응력과 원주방향 응력으로 나타내었다.

Von Mises 등가 응력에서 최대 응력은 슈라우드에 나타나며 1020 MPa (104 kgf/mm^2)의 높은 수치를 갖는다.

반경방향 응력은 디스크 뿌리와 오른쪽 필렛 부위에서 최대응력이 218 MPa (22.2 kgf/mm^2)로 나타난다. 슈라우드까지 반경방향 위치가 커질수록 응력이 감소함을 알 수 있고 블레이드에서 부분

Fig. 5. Temperature distribution of turbine bladed-disk

(a)

(b)

(c)

Fig. 6. (a) Von Mises equivalent stress, (b) radial stress, and (c) circumferential stress of turbine bladed-disk under the thermal load

Fig. 7. (a) Radial stress and (b) circumferential stress of thin disk under the quadratic variation thermal load

적으로 압축응력이 나타남을 알 수 있다. 원주방향 응력은 최대응력이 슈라우드에서 압축응력 -1070 MPa (-109 kgf/mm^2)로 높게 나타난다. 디스크 뿌리에서 슈라우드까지 반경방향으로 인장응력에서 압축응력으로 변화하고 있음을 알 수 있고, 블레이드에서 부분적으로 인장응력이 나타남을 알 수 있다. 3차원 효과를 무시한 얇은 디스크인 경우 반경방향으로 온도 분포가 식(5)와 같이 이차함수로 변할 경우 반경방향 응력과 원주방향 응력은 Fig. 7과 같이 나타난다[12].

$$T(r) = \Delta T (r/b)^2 \quad (5)$$

여기서 ΔT 는 반경방향 온도차이다.

반경방향 응력은 원심력의 경우와 비슷한 형태의 응력분포를 보이지만 원주방향 응력은 원심력의 경우와 달리 반경방향 위치가 커질수록 양의 응력에서 음의 응력 상태로 변화함을 알 수 있다.

마지막 구조 정적 수치 해석은 터빈 블레이드-디스크가 원심력과 함께 온도분포에 따른 열하중

Fig. 8. (a) Von Mises equivalent stress and (b) deformation of turbine bladed-disk under the centrifugal and thermal load

의 영향이 고려되었을 경우에 수행되었다. Fig. 8에 해석결과에 대한 Von Mises 등가응력과 구조변형을 나타내었다. Von Mises 등가 응력에서 최대 응력은 디스크 뿌리에서 824 MPa (84 kgf/mm^2)로 나타난다. 오른쪽 필렛 부위에서는 715 MPa (72.9 kgf/mm^2)의 응력 수치를 나타내며, 슈라우드에서는 469 MPa (47.8 kgf/mm^2)의 응력 수치를 갖는다. Fig. 4와 Fig. 7에서 원심력과 열하중의 영향이 반경방향 응력에서는 비슷한 형상을 갖는 양의 응력 상태로 나타나지만, 원주방향 응력에서는 반경방향 위치가 슈라우드로 옮겨갈수록 서로 반대방향의 응력상태를 보여줌을 확인할 수 있었다. Fig. 8의 결과에서도 슈라우드에서는 열하중만을 고려한 응력보다는 작은 수치를 나타내고, 디스크 뿌리에서는 원심력 또는 열하중만을 고려한 응력보다는 높은 수치를 나타냄을 확인할 수 있다. 구조 강도 안전계수는 터보펌프의 작동 수명이 짧기 때문에 Table 1에 주어진 인장강도를 온도변화에 따라 이용하여 구하였으며, 디스크 뿌리의 최대응력에서 약 1.5의 강도 안전계수를 확보하고 있음을 알 수 있다. 터보펌프의 극히 짧은 작동 수명시간을 고려할 때, 거시적인 구조 정적 강도는 대체로 만족할 만한 안전계수를 확보하고 있으나 국부적으로 정확한 응력집중(stress concentration)을 고찰하기 위해서는 추후 보다 세밀한 해석이 요구된다.

또한, 본 연구에서는 검토되지 않았지만 응력해석 결과 소성변형에 대한 영향이 구조설계에 요구된

Table 2. Stress and deformation of a turbine bladed-disk

Load case	Stress				Deform. (mm)
	Shroud	Disk root	Left fillet	Right fillet	Maximum
Centrifugal load (Von Mises)	232 MPa (23.7 kgf/mm^2)	578 MPa (58.9 kgf/mm^2)	424 MPa (43.2 kgf/mm^2)	501 MPa (51.1 kgf/mm^2)	0.112
Centrifugal load (Radial)	0	446 MPa (45.5 kgf/mm^2)	484 MPa (49.4 kgf/mm^2)	522 MPa (53.2 kgf/mm^2)	0.108
Centrifugal load (Circumferential)	218 MPa (22.2 kgf/mm^2)	184 MPa (18.8 kgf/mm^2)	418 MPa (42.6 kgf/mm^2)	451 MPa (46 kgf/mm^2)	0.00707
Thermal load (Von Mises)	1020 MPa (104 kgf/mm^2)	273 MPa (27.8 kgf/mm^2)	137 MPa (14.0 kgf/mm^2)	205 MPa (20.9 kgf/mm^2)	0.291
Thermal load (Radial)	0	218 MPa (22.2 kgf/mm^2)	195 MPa (19.9 kgf/mm^2)	218 MPa (22.2 kgf/mm^2)	0.290
Thermal load (Circumferential)	-1070 MPa (-109 kgf/mm^2)	170 MPa (17.3 kgf/mm^2)	170 MPa (17.3 kgf/mm^2)	170 MPa (17.3 kgf/mm^2)	0.0287
Centrifugal+Thermal load (Von Mises)	469 MPa (47.8 kgf/mm^2)	824 MPa (84 kgf/mm^2)	605 MPa (61.7 kgf/mm^2)	715 MPa (72.9 kgf/mm^2)	0.410

다면 재료비선형에 대한 고려가 추가적으로 필요하다. 최대변위는 0.41mm 로 반경방향으로 변형이 나타나지만, 러시아와 공동설계된 현 터빈 로터(rotor)는 케이징(casing)과 2mm 정도의 간극(clearance)이 있기 때문에 정상상태(steady state)의 운전조건에서는 문제가 없을 것으로 판단된다.

Table 2에 각각의 하중 조건에 대한 응력과 최대변위를 나타내었다. 열하중만이 작용할 경우에 가장 큰 응력 상태를 보여주나 원심력 하중을 같이 고려하였을 경우 서로 상반되는 응력 상태에 의하여 실제의 터보펌프 운용조건에서는 최대 응력 수치가 감소함을 확인할 수 있다. 터빈 블레이드-디스크의 최대변형은 각각의 경우보다 원심력 하중과 열하중을 같이 고려하였을 때 크며 각각의 최대변형의 선형적 합과 비슷한 수치를 나타낸다. 이는 반경방향 응력 상태가 원심력과 열하중의 경우 모두 인장 응력 상태로 비슷한 양상을 보이고 있기 때문이다.

터빈 블레이드-디스크의 구조 진동 해석은 회전속도에 따른 원심력과 블레이드간 위상차를 고려하여 수행되었다. 원심력에 의한 영향은 구조 정적 해석을 수행한후, MSC/NASTRAN에서 "Restart" 명령을 이용하여 원심력에 따른 수정사항을 반영하여 고유치 해석이 수행되었다. 블레이드간 위상차는 터빈 블레이드-디스크의 모드(mode) 형상에서 nodal diameter의 개수를 결정한다. 해석에 사용된 터빈 블레이드-디스크는 총 80개의 블레이드를 가지기 때문에 블레이드간 위상차는 41개가 된다. 진동해석은 nodal diameter 8개와 nodal circle 3개로 총 24개의 경우에 대하여 해석이 수행되었다. Table 3에 각각의 경우에 대한 모드 형상과 고유진동수를 $50,000\text{ rpm}$ 으로 회전하는 경우에 대하여 나타내었다. Nodal diameter의 개수가 0인 경우 터빈 블레이드의 축방향 진동 모드를 나타내고 있으며, 베어링, 실과 작동유체의 감쇠(damping) 효과에 의하여 쉽게 진동을 감쇠시킬수 있는 모드로 진동 안전성 관점에서 고려할 필요가 없다. Nodal diameter의 개수가 1인 경우 터빈 블레이드-디스크의 굽힘(bending) 모드로 터빈 블레이드-디스크만의 해석으로는 의미가 없으며 회전축을 포함한 전체 로터(rotor) 시스템의 임계 축진동 해석(critical speed analysis)을 수행하여 고찰하여야 한다. 그 외에 모드 형상들은 터빈 블레이드-디스크 자체만의 탄성 모드로 나타나며 작동 회전수에 따른 진동 안전성을 검토하여야 한다.

Fig. 9는 작동 회전수에 따른 터빈 블레이드-디스크의 고유진동수를 설계점 회전수의 중요한

Table 3. Natural frequencies of a turbine bladed-disk (Unit :Hz)

s	No. of nodal diameters							
	n=0	n=1	n=2	n=3	n=4	n=5	n=6	n=7
1
	527.0	1689	2182	3273	4590	6139	7921	9929
2
	1738	6466	8173	10780	13690	16830	20180	23730
3
	4723	7337	16070	21880	26600	31110	35290	39030

Fig. 9. Campbell diagram of a turbine bladed-disk

하모닉(harmonic)과 같이 보여주고 있다. 유체 흐름의 불균일성에 따른 위험한 저차 하모닉 $1/\text{rev} \sim 6/\text{rev}$ 과 8개의 부분 입사형 터빈 노즐 개수에 따른 $8/\text{rev}$ 및 터빈 후방부의 12개의 고정 베인(vane)에 따른 가진 회전수인 $12/\text{rev}$ 을 터빈 블레이드-디스크의 고유진동수와 비교하였다.

터빈 블레이드-디스크의 고유진동수 중 고려대상이 아닌 nodal diameter 개수가 0과 1인 경우를 제외하고, nodal diameter 개수가 2부터 7인 경우까지 저차 고유진동수를 작동 회전수에 따라 나타내었다. Fig. 9에서 $f_{i,j}$ 는 j 번째 nodal diameter에서 i 번째 nodal circle의 고유 진동수를 나타낸다.

회전속도가 증가할수록 원심력의 영향에 따라 고

유진동수들이 다소 증가하나, 강건한 구조적 특성으로 인하여 적은 변화를 보인다. 설계점 회전수의 하모닉들은 각각 해당하는 nodal diameter 개수에 따른 모드 형상의 공진(resonance)에 영향을 주기 때문에, $f_{i,j}$ 는 j 번째 하모닉에 영향을 받는다. 가장 공진 가능성이 높은 $f_{1,2}$ 의 경우 $2/rev$ 회전수와 비교하여 24%의 공진 여유를 보여주고 있어 만족할 만한 진동 안전계수를 확보하고 있음을 알 수 있다.

III. 결 론

액체로켓 터보펌프 구동 터빈의 산화제 터보펌프의 구조 해석 및 진동 해석이 MSC/NASTRAN을 이용한 3차원 유한요소 해석 방법으로 수행되었다.

구조 강도 해석인 경우 원심력과 온도구배에 따른 열하중 조건을 고려하여 주기 대칭 해석을 수행하였으며, 수치 해석 결과를 통하여 구조 강도 측면에서 만족할만한 안전 계수를 확보하고 있음을 고찰 할 수 있었다. 원심력과 열하중에 따른 각각의 영향을 고찰하였으며, 서로 다른 원주방향 응력상태로 인하여 두 하중조건을 동시에 고려할 경우 열하중에 따른 최대응력보다 작은 응력 수치를 보임을 알 수 있었다. 그러나 반경방향 응력은 같은 양상의 인장 응력을 보이기 때문에 두 하중조건을 동시에 고려할 경우 구조변형은 각 경우의 변형의 선형적 합과 비슷한 결과를 보여 준다.

구조적으로 강건한 터빈 블레이드-디스크의 특성으로 인하여 구조 진동 해석에서 회전수에 따른 원심력의 영향이 작게 나타났다. 블레이드간 위상차를 고려하여 터보펌프 작동 회전수에 따른 터빈 블레이드-디스크의 고유 진동수 해석을 수행하였으며, 설계점 회전수의 위험한 하모닉들과 비교 검토하여 구조 진동 측면에서 역시 만족할 만한 안전성을 확보하고 있음을 알 수 있었다.

터보펌프의 구동을 위하여 사용되는 터빈은 연료 소모량이 적도록 효율을 높이는 것이 중요하고, 또한 전체 발사체 엔진에서의 무게를 맞추기 위하여 충분한 구조 강도를 지니면서도 최소한의 무게를 갖도록 구조 설계를 하는 것이 바람직하다. 터빈의 효율은 터빈 블레이드 입구에서의 가스온도를 높임으로써 얻을 수 있는데 이때 시동시 심각한 열하중이 발생할 수 있다. 열유동과 구조를 연계 해석함으로써 높은 열하중에 따른 열응력을 정확히 예측하여 구조 설계에 반영하여야 한다. 또한 무게 감소를 위하여 응력 분포 해석 결과

로부터 최적화된 구조 형상이 제시되어야 할 것이며 진동 억제를 위하여 터빈 로터 블레이드와 노즐, 정익(stator)사이의 유동 간섭에 따른 공력탄성학적 안정성이 향후에 검토되어야 한다.

참고문헌

- 1) Logan, E. Jr., *Handbook of Turbomachinery*, Marcel Dekker Inc., New York, 1995.
- 2) Sorenson, G. R. and Clemett, H. R., "Low-cycle Fatigue in Small Turbines," *Experimental Mechanics*, 1962, pp. 353-358.
- 3) Jimboh, K., Aono, H., and Kawashima, T., "Ferris Wheel Testing-Low Cycle Fatigue Test of Gas Turbine Engine Discs," 80-GT-1, 1980.
- 4) Brown, A. M., *Comprehensive Structural Dynamic Analysis of the SSME/AT Fuel Pump First-Stage Turbine Blade*, NASA TM-208594, 1998.
- 5) Bladh, J. R., *Efficient Predictions of the Vibratory Response of Mistuned Bladed Disks by Reduced Order Modeling*, University of Michigan, Ph. D. Dissertation, 2001.
- 6) 이대성, 최창호, 김진한, 양수석, "액체로켓용 터빈시스템 설계," *유체기계저널*, 제 5권, 제 4호, 2002, pp. 11-18.
- 7) Kiktenko and Chumachenko, *Experimental Turbopump Design*, Russia, 2000.
- 8) Kalmykov, G. P., *Critical Speed of Shaft/Stress Analysis of Pumps and Turbine (2D/3D)*, KeRC Report Contract No. HYSA-99-S001 Annex IV (1) Design, Manufacturing and Test of TPU Items 1.5.3 and 1.5.4, Russia, 2000.
- 9) Kalmykov, G. P., *Technical Conditions 3TH 000 000 TY Manufacture, Testing and Acceptance*, KeRC Report Contract No. HYSA-99-S001 Annex IV (1) Design, Manufacturing and Test of TPU Items 2.1, 2.2, 2.3, Russia, 2000.
- 10) MSC/NASTRAN V68 *Reference Manual*, MSC Software.
- 11) Fortescue, C. L., "Method of Symmetrical Co-ordinates Applied to the Solution of Polyphase Networks," *In Transactions of the American Institute of Electrical Engineers*, Vol. 37, 1918, pp. 1027-1115.
- 12) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity*, McGRAW-HILL International Edition, Singapore, 1970.