Technical Paper DOI: http://dx.doi.org/10.6108/KSPE.2015.19.4.102

가스터빈 엔진용 고속 베어링의 상세 설계를 위한 베어링 하중 조건에 관한 연구

김선제[a,*] · 김용련[a]

A Study of Loading Conditions for Developing the High-speed Bearings of the Gas-turbine Engine

Sun Je Kim[a,*] · Yeong Ryeon Kim[a]
[a] *The 4th R&D Institute, Agency for Defense Development, Korea*
[*] *Corresponding author. E-mail: kimsj@add.re.kr*

ABSTRACT

The methodology to calculate loads on the bearings of the gas-turbine engine is presented for design of high-speed bearing. Firstly, the loads on the bearings are formulated according to the force and moment equilibrium with gyroscopic moment in three-dimensional space. Afterward, operating loading conditions of the engine are presented by applying the Joint Service Specification Guide, and magnitudes of transient and steady bearing loads are estimated based on the operating conditions. The calculated loading conditions of the bearings will be used for the essential design boundaries for the detail structural design and rig test.

초 록

본 연구에서는 가스 터빈 엔진용 고속 베어링 설계의 첫 단계로 엔진 작동 조건에 따른 베어링 하중을 도출한다. 대상 가스터빈 엔진의 베어링에는 공력 하중, 자중, 가속에 따른 관성력이 부여된다. 이에 3-D 공간상에서의 힘 평형 조건과 자이로스코픽 효과를 고려한 모멘트 평형식을 기반으로 베어링에 부가되는 하중을 예측한다. 최종적으로 합동운용규격지침서(Joint Service Specification Guide)에 제시된 엔진 운용 조건으로부터 과도상태 최대, 최소 베어링 하중 조건 및 정상상태 최대, 최소 베어링 하중 조건을 도출한다. 본 연구를 통해 확보된 베어링 하중 조건은 추후 설계 단계인 베어링의 형상 설계와 성능 검증 시험의 경계 조건으로 활용될 것이다.

Key Words: High-speed Bearing(고속 베어링), Gas-turbine Engine(가스터빈 엔진), Joint Service Specification Guide(합동운용규격지침서), Loading Condition(하중 조건)

Received 3 June 2015 / Revised 26 June 2015 / Accepted 1 July 2015
Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers
pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548
[이 논문은 한국추진공학회 2015년도 춘계학술대회(2015. 5. 28-29, 부산 해운대 그랜드호텔) 발표논문을 심사하여 수정·보완한 것임.]

1. 서 론

가스터빈 엔진의 고속 베어링은 주축의 임계

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

속도(critical speed)에서의 진동과 엔진 수명, 마찰에 의한 에너지 손실 등 엔진의 동특성과 성능에 밀접하게 연관되기 때문에, 엔진의 운전조건 및 요구 성능에 맞춰 면밀히 설계되어야 한다[1]. 이에, 베어링 리그 시험기를 이용한 운용 환경 모사와[2] Shaberth, COBRA-AHS와 같은 베어링 해석 프로그램[3,4]을 통한 성능 예측 및 형상 최적 설계가 필수적이다. 하지만, 이러한 리그 시험, 수치적 해석 및 설계를 수행하기 위해서는 주축의 하중, 기체 비행 하중 등을 고려한 베어링 축방향 및 경방향 하중 조건의 분석이 요구된다[5]. 베어링의 회전 속도와 더불어 축방향 및 경방향 하중은 베어링의 발열량(heat generation)에 영향을 미쳐, 베어링 온도와 윤활량(lubrication oil flow rate) 설계에 밀접하게 연관된다. 또한, 최대 접촉 응력(contact stress) 및 수명 성능에도 영향을 주어 베어링 내구성과도 연관된다. 따라서 대상으로 하는 가스터빈 엔진의 운용 조건을 고려한 베어링 최대/최소 하중 조건을 예측하고, 필요에 따라 이를 반영한 레이아웃 설계가 필요하다. 이후, 베어링 하중 예측 결과를 바탕으로 세부적인 베어링 형상 설계안을 제시하고, 각각의 설계안에 대해서 윤활막 두께(oil film thickness), 베어링 수명(L_{10} life), 강성(stiffness), 접촉 응력, 발열량 등을 베어링 설계 해석 프로그램으로 평가하여 최적의 베어링 형상을 설계할 수 있다.

본 연구에서는 가스터빈 엔진의 고속 베어링 설계의 첫 단계로 3차원 공간상에서 공력 하중, 자중 및 관성력에 의해 주축 베어링에 인가되는 하중 관계식을 유도하고, 엔진 운용 조건을 기준으로 베어링 하중을 예측 및 분석하여 베어링 상세 설계를 위한 기초 경계조건(boundary conditions)을 제공하고자 한다.

2. 베어링 배열 및 기본 구성

가스터빈 엔진은 Fig. 1과 같이 크게 압축기(compressor), 연소기(combustion chamber), 터빈(turbine) 및 배기노즐(nozzle)로 구성된다[5].

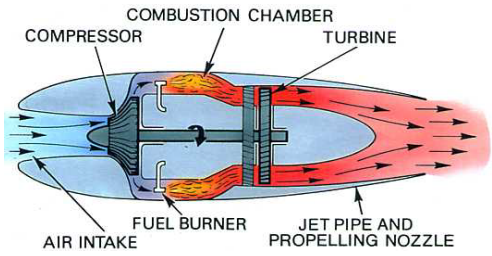
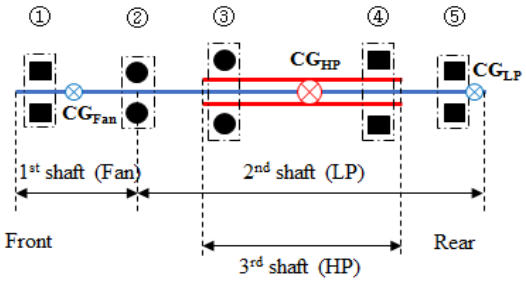


Fig. 1 Layout of typical gas-turbine engine[6].

압축기로 공기를 압축하기 위해서, 그리고 연소가스에 의해 생성된 터빈 동력을 압축기 혹은 외부로 제공하기 위해서는 엔진 주축이 고속으로 회전해야 한다. 따라서 주축을 지지하는 베어링은 수백만 DN 수(DN number, 회전수(RPM)×내경(mm))를 가지게 되며, 축 당 2~3개의 베어링이 배치된다.

본 연구에서 대상으로 하는 엔진은 복축 터보팬엔진(turbo-fan engine)으로, 회전 주축은 크게 팬(Fan/LPC) 및 저압터빈(LPT)을 동축으로 연결하는 저압 축 (LP shaft)과 고압압축기(HPC) 및 고압터빈(HPT)을 연결하는 고압 축(HP shaft)으로 구성된다. 각각의 회전 주축을 간략화 하여 Fig. 2에 표시하였다. 저압 축에는 축방향 하중과 경방향 하중을 동시에 지지할 수 있는 2번 고딕아크 볼 베어링(gothic arc ball bearing)을 중심으로 양단에 2개의 롤러 베어링(1번, 5번 베어링)을 배치하여 긴 회전축을 지지하고, 자중에 의한 하중을 분산시키도록 설계하였다. 고압 축의 경우, 상대적으로 짧은 길이로써 1개의 고딕아크 볼 베어링(3번 베어링)과 1개의 롤러 베어링(4번 베어링)으로 구성하였다.

각 베어링은 1~2백만 DN 급이며, 본 연구에서는 저압 축, 고압 축의 설계 RPM(design RPM)을 N1, N2 100% RPM으로 설명하기로 한다. 또한, 힘 및 모멘트 평형 관계식 유도의 용이성을 위해 저압 축의 경우 1번, 2번 베어링으로 지지되는 팬을 포함하는 저압 축(1st shaft(fan))과 2번, 5번 베어링으로 지지되는 저압터빈을 포함하는 저압 축(2nd shaft(LP))으로 분리하여 분석을 수행하였다. 각 회전 주축에 대한 정보는 Table 1에 명시되어 있다.



BRG #	Shaft	Type
1	Fan	Roller
2	Low pressure	Gothic Arch ball
3	High pressure	Gothic Arch ball
4	High pressure	Roller
5	Low pressure	Roller

Fig. 2 Positions of bearings and CG points on the rotor shafts.

Table 1. Specifications of rotors of the gas-turbine.

Parameter	Unit	Fan	LP	HP
m	kg	34.2	34.4	65.6
Ixx	kgm^2	0.854	0.546	1.396
Iyy	kgm^2	0.731	2.038	16.783
Izz	kgm^2	0.731	2.038	16.783
X_{CG}/X_{total}*	-	0.341	1.015	0.489

*X_{CG}/X_{total}: Rational CG position between two bearings

3. 하중 및 모멘트 평형 관계식

3.1 3-D 공간상 베어링 하중 조건

앞장에서 설명한 3개의 축(팬 포함 저압 축, 저압터빈 포함 저압 축, 고압 축)에 각각의 CG(Center of Gravity)를 기준으로 Fig. 3과 같은 좌표축을 정의한다.

엔진의 전면을 향하는 수평축을 x-축으로 설정하고, 전면을 기준으로 엔진 좌우 측면을 y-축, 상하 축을 z-축으로 한다. 3-D 공간상에서 베어링은 x-축 상에 위치하게 되며 각 회전축에 가해지는 하중이 2개의 베어링에 분산되어 하중으로

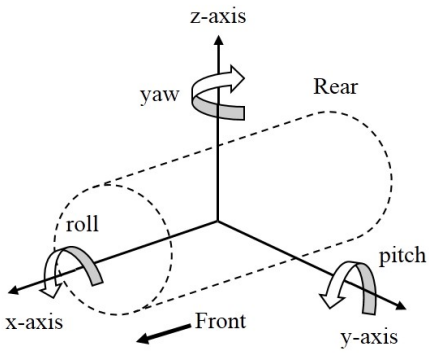


Fig. 3 Axis of coordinates of the rotor.

작용한다. 저압 축의 경우 2개의 축으로 분리하여 분석하기 때문에 2개의 축에 공통으로 포함되는 2번 베어링의 경우, 팬 측 저압 축(Fig. 2의 1st shaft(fan))의 2번 베어링 지점에서 계산된 하중과 저압터빈 측 저압축(Fig. 2의 2nd shaft(LP))의 2번 베어링 지점에서 계산된 하중의 합이 최종적인 2번 베어링의 하중과 동일하다.

각 1~5번 베어링에 작용하는 하중은 가속 및 회전에 의한 관성력을 제외하고, x, y, z축을 기준으로 자중(weight), 공력 하중(axial air load) 등이 있으며, Table 2에 상세 항목이 제시되어 있다. 이 중 유체에 의해 발생하는 축방향 공력 하중(axial air load)은 팬 및 압축기의 전후 역압력 구배에 따른 축방향 하중(양의 x-축 방향)과 터빈 기준 전후 정압력 구배에 따른 축방향 하중(음의 x-축 방향)의 합이다. 이러한, 축방향 하중은 씰(seal)의 직경 및 2차 유로의 압력 구배 설계 결과를 이용하여 구할 수 있으며, 공력 하중은 엔진 운용 RPM 범위 내에서 회전 속도의 제곱에 비례함을 가정하였다. 따라서 100% 회전속도(N_{max})에서의 축방향 공력 하중($(F_{axial,air})_{max}$)을 기준으로 회전속도(N)에 따라 Eq. 1과 같이 공력 하중을 계산할 수 있다.

$$F_{axial,\,air} = (F_{axial,\,air})_{\max}\left(\frac{N}{N_{\max}}\right)^2 \qquad (1)$$

본 연구에서는 100% 회전속도(N1, N2 100% RPM)에서의 축방향 공력 하중과 지상 아이들

조건(N1 44% RPM, N2 65% RPM)을 기준으로 계산한 축방향 공력 하중을 베어링 최대/최소 하중 계산에 적용하였다.

3.2 힘과 모멘트 평형 관계식

앞선 장에서 정의한, 축의 자중 및 공력 하중을 포함하여, 베어링에 가해지는 힘 및 모멘트는 회전축의 가속도와 각 가속도에 대한 평형식으로 표현된다. 회전축을 강체(rigid body)라고 가정하고, 관성좌표계(inertial frame)에서 회전축에 작용하는 힘에 대한 평형 관계식을 세우면 Eq. 2와 같다. 이때, F_a, F_b는 회전축의 a, b 지점에 위치한 두 개의 베어링 하중을 의미하며, F_g 는 회전축 자중에 의한 하중($-mg$), F_{air} 는 축방향 공력에 의한 하중을 뜻한다.

$$\begin{aligned}\sum\vec{F} &= F_x\hat{i}+F_y\hat{j}+F_z\hat{k}\\ &= (F_{ax}+F_{bx}+F_{air})\hat{i}+(F_{ay}+F_{by})\hat{j}\\ &+(F_{az}+F_{bz}+F_g)\hat{k}\\ &= m(a_x\hat{i}+a_y\hat{j}+a_z\hat{k})\end{aligned} \quad (2)$$

3차원 공간상의 모멘트 평형 식은 Euler 식에 기반하여 x, y, z 축에 대해 다음 Eq. 3-5로 표현이 가능하다.

Table 2. Various loads on the bearings.

Bearings	Axis	Factor
#1 BRG	x	-
	y	-
	z	Fan weight
#2 BRG	x	Fan/LP axial air load
	y	-
	z	Fan + LP weight
#3 BRG	x	HP axial air load
	y	-
	z	HP weight
#4 BRG	x	-
	y	-
	z	HP weight
#5 BRG	x	-
	y	-
	z	LP weight

$$\sum M_{Gx} = I_{xx}\alpha_x + (I_{zz}-I_{yy})\omega_y\omega_z \quad (3)$$

$$\sum M_{Gy} = I_{yy}\alpha_y + (I_{xx}-I_{zz})\omega_x\omega_z \quad (4)$$

$$\sum M_{Gz} = I_{zz}\alpha_z + (I_{yy}-I_{xx})\omega_x\omega_y \quad (5)$$

이때, I는 각 축에 대한 회전 관성, a는 각가속도, ω는 각속도를 의미하며, 아래 첨자 Gx, Gy, Gz를 포함하는 M은 CG를 기준으로 발생하는 모멘트를 의미한다. 모멘트 평형식을 완성하기 위해서는 CG를 기준으로 하는 각가속도를 구해야한다. 먼저, CG를 기준으로 하는 각속도를 다음 Eq. 6으로 정의한다.

$$\overrightarrow{\omega_{CG}} = (\omega+\omega_{roll})\hat{i}+\omega_{pitch}\hat{j}+\omega_{yaw}\hat{k} \quad (6)$$

Eq. 6에 시간에 대한 미분을 수행하면 다음 Eq. 7과 같다.

$$\begin{aligned}\frac{d\overrightarrow{\omega_{CG}}}{dt} &= \frac{d(\omega+\omega_{roll})}{dt}\hat{i}+(\omega+\omega_{roll})\frac{d\hat{i}}{dt}\\ &+\frac{d\omega_{pitch}}{dt}\hat{j}+\omega_{pitch}\frac{d\hat{j}}{dt}\\ &+\frac{d\omega_{yaw}}{dt}\hat{k}+\omega_{yaw}\frac{d\hat{k}}{dt}\end{aligned} \quad (7)$$

Eq. 7에서 회전축의 yaw, roll 움직임이 없고 ($\omega_{yaw}=0$, $\omega_{roll}=0$), pitch 각가속도 및 각속도만 존재한다고 가정하면(JSSG-2007A에 따른 항공기 운용 조건), 다음 Eq. 8로 정리가 가능하다.

$$\begin{aligned}\overrightarrow{\alpha_{CG}} &= \omega\frac{d\hat{i}}{dt}+\dot{\omega}_{pitch}\hat{j}+\omega_{pitch}\frac{d\hat{j}}{dt}\\ &= -\omega\omega_{pitch}\hat{k}+\dot{\omega}_{pitch}\hat{j}\end{aligned} \quad (8)$$

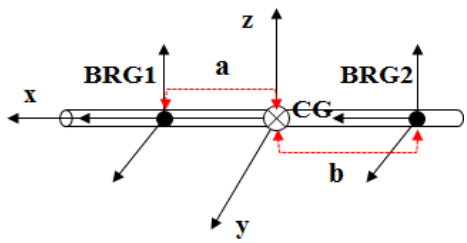


Fig. 4 Distance between bearings and CG point.

Table 3. Equations of loads on the Bearings.

Axis	Equations
x-axis	$F_a + F_b = F_{air} - ma_x$
y-axis	$F_a = -\frac{b}{a+b}ma_y + \frac{1}{a+b}I_{xx}\omega\omega_{pitch}$
	$F_b = -\frac{a}{a+b}ma_y - \frac{1}{a+b}I_{xx}\omega\omega_{pitch}$
z-axis	$F_a = -\frac{b}{a+b}m(g+a_z) + \frac{1}{a+b}M_y$
	$F_b = -\frac{a}{a+b}m(g+a_z) - \frac{1}{a+b}M_y$

Eq. 8을 Eq. 3-5에 대입하여 최종 모멘트 평형식을 세우면 Eq. 9-11과 같다.

$$\Sigma M_{Gx} = 0 \tag{9}$$

$$\Sigma M_{Gy} = I_{yy}\dot{\omega}_{pitch} \tag{10}$$

$$\Sigma M_{Gz} = -I_{xx}\omega\omega_{pitch}, \quad \because I_{zz} = I_{yy} \tag{11}$$

여기서, Eq. 11의 결과처럼 엔진 회전축의 회전속도와 이와 직각인 pitch 방향의 회전속도에 의해서 자이로스코픽 모멘트가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 힘 평형식(Eq. 2) 및 모멘트 평형식(Eq. 9-11)과 더불어 Fig. 4에 표현된 자유물체도(free body diagram)에 기반한 a, b 위치의 2개의 베어링에 대한 하중 관계를 연립하여, Table 3과 같이 최종적인 베어링 하중에 대한 식을 유도할 수 있다. 이때, 하중에 대한 식의 부호는 베어링기준으로 선정되었기 때문에 축을 기준으로 하는 하중과는 반대 부호를 가진다. 3개의 축에 대해, 각각 해당하는 축방향 공력 하중, 가속도, 각가속도, 각속도 및 질량을 대입하면, 각 베어링에 대한 하중이 최종적으로 계산된다. 다만, 2번 베어링 하중의 경우, 앞서 언급한 것처럼 팬 포함 저압 축과 저압터빈 포함 저압 축의 하중을 합산하여 계산한다.

4. JSSG-2007A 가이드라인

본 연구에서는 베어링 하중을 엔진의 지속적인 운용 상태에서 발생하는 정상상태 하중과 일시적인 운용 상태에서 발생하는 과도상태 하중으로 나누어 계산하였다. 이를 계산하기 위해서는 엔진 운용 범위에 대한 정의가 필요하다. 미국 국방성(Department of defense)에서는 JSSG-2007A(Joint Service Specification Guide, 합동운용규격지침서)를 통해 전투기급 항공기 엔진의 개발 성능 기준을 제시하며, 이에 따라 엔진에 가해지는 가속도, 각속도 및 각가속도 범위를 정의하고 있다. JSSG-2007A 가이드라인에서 제시한 고정익기에 대한 가속도 및 회전 운동 조건은 Fig. 5와 같다[7]. 이에 대한 추가적인 설명은 아래와 같다.

1) 부하 및 각속도, 각가속도는 엔진의 CG를 기준으로 계산된다.
2) 측면 부하(S.L)는 좌우 모두 고려한다.
3) $\dot{\theta}$과 $\ddot{\theta}$은 pitch 각속도와 각가속도를 의미한다.
4) $\dot{\psi}$과 $\ddot{\psi}$는 yaw 각속도와 각가속도를 의미한다.
5) “Down” 부하는 pull out 상황에서 발생한다.
6) “Fore” 부하는 arrested landing 상황에서 발생한다.

다만, 위 조건 중에서 1번 항목에 대해서는, 개발단계에서의 엔진의 CG를 예측하기 어렵고, 계산상의 용이성을 위해 yaw, pitch, roll에 의한 각속도, 각가속도를 각 회전축의 CG를 기준으로 부여하였다. JSSG-2007A의 조건은 Fig. 5와 같이 회색으로 표시된 운용 조건과, 삭선으로 표시된 운용 조건으로 나뉜다. 각 조건은 각기 다른 pitch 각속도와 횡방향 가속도 범위를 가진다. 본 연구에서는 최대 하중 조건이 발생할 수 있는 JSSG-2007A의 두 개의 운용 조건의 경계선(Fig. 5의 굵은 선으로 표시된 가장자리 운용 조건)을 기준으로 전/후 가속도, 상/하 가속도, 횡방향 가속도 및 pitch 각속도/각가속도 조합의

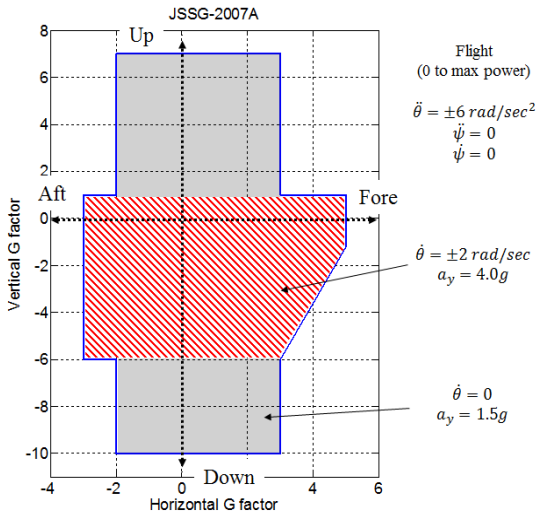


Fig. 5 JSSG-2007A guideline.

총 279개의 운용조건을 도출하고, 이를 베어링 과도상태 조건으로 규정하였다. 또한, 최대 기동 하중(-7g) 조건 및 최대 속도 (N1, N2 100% RPM 조건)에서의 베어링 반력을 정상상태 최대 하중 조건으로, 지상(sea level) 무부하운전(idling) 상태 및 저속 회전상황(N1 44% RPM, N2 65% RPM)에서의 베어링 하중 결과를 정상상태 최소 하중 조건으로 정의하여 분석을 수행하였다.

5. 베어링 하중 결과

앞선 장에서 정의한 주행 조건을 기반으로 과도 상태, 정상 상태 최대 베어링 하중 조건을 계산한 결과는 Fig. 6, 7과 같다. Fig. 6과 같이 축방향 하중의 경우 접촉각을 가지는 볼 베어링으로만 감당해야 하므로, 2번 베어링과 3번 베어링에만 하중이 부여되며, 본 설계 기준으로 고른 하중 분포를 가진다. 경방향 하중의 경우 정상상태 기준으로 3, 4, 5번 베어링에 고르게 분포되고, 2번 베어링의 경우 상대적으로 작은 하중을 겪게 된다. 하지만, 오히려 과도상태에서의 최대 경방향 하중 값은 5번 베어링에서 가장 작은 하중이 인가됨을 확인할 수 있다. 이 결과는 정상

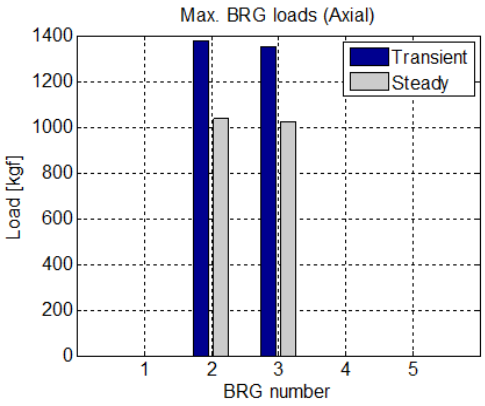


Fig. 6 Calculated loads on the bearing(axial direction).

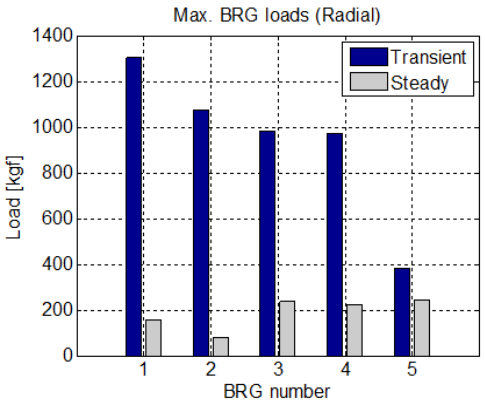


Fig. 7 Calculated loads on the bearing(radial direction).

상태에서는 고려되지 않는 과도상태에서의 측방향 가속도과 pitch 속도에 의해 발생한 자이로스코픽 모멘트로 설명될 수 있다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 터빈을 포함하는 저압 축의 경우 지지되는 축의 거리가 상대적으로 길어 모멘트에 의한 하중이 5번 베어링으로 상대적으로 크게 작용하지 않는다. 따라서 최대 정상상태 하중과 자이로스코픽 모멘트를 포함하는 과도 상태 하중이 큰 차이를 가지지 않는다. 이와 다르게 2번 베어링에는 팬을 포함하는 저압 축에서 발생한 자이로스코픽 모멘트를 통해 높은 수준의 과도 상태 하중이 가해지게 된다.

Fig. 6에서 나타나듯이 축방향 하중의 경우 과도 상태와 정상 상태의 최대 하중 차이가 30% 내외이다. 축방향 하중의 경우 가속에 의한 관성

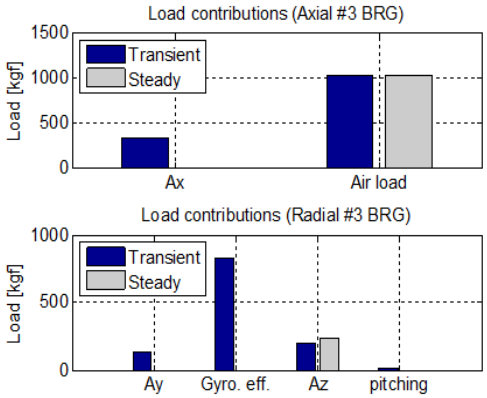


Fig. 8 The contribution of various loads on the bearing.

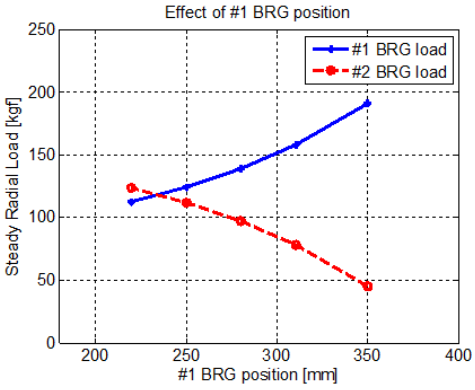


Fig. 9 Effect of bearing position on the steady radial load.

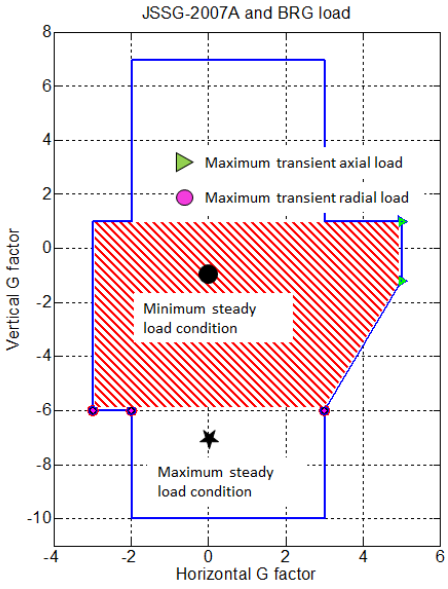


Fig. 10 Operating points in JSSG-2007A where maximum and minimum loads occur.

력보다 축방향 공력 하중에 의한 영향이 매우 크게 작용함으로 인해 과도 상태와 정상 상태의 하중 차이가 크지 않다. 하지만, 경방향 하중의 경우 일시적인 측방향 가속도 및 자이로스코픽 모멘트로 인해 최대 1150 kgf 가량(1번 베어링의 경우) 차이가 나게 된다. 따라서, 베어링 설계 시 일시적으로 작용하는 과도한 경방향 하중에 대한 고려가 필요할 것으로 판단된다. 이러한, 축방향 공력 하중, 관성력, 자이로스코픽 모멘트에 의한 축방향 하중 기여도는 Fig. 8에 정리되어 있다. Fig. 8의 Ax, Ay, Az는 각각 x축, y축, z축 방향 가속에 의한 관성력이며, Gyro. eff.는 gyroscopic effect에 의한 하중, Air load는 공력 하중, pitching은 pitch 가속도에 의한 하중이다.

필요에 따라서는 각 베어링에 분산되는 하중을 재조정 할 필요가 있다. 예를 들어, 정상상태의 1번, 2번 베어링 하중 격차를 줄이고자 한다면, Fig. 9와 같이 1번 베어링의 위치 이동을 가정하고 이에 따른 하중 분석을 통해, 균등한 베어링 하중을 도출할 수 있다. 본 레이아웃에서는 1번 베어링이 전방으로 90 mm 가량 이동할 경우 (220 mm 위치) 1, 2번 베어링의 하중을 거의 일치시킬 수 있다.

Fig. 10은 각 베어링에 최대 하중이 발생하게 되는 운전 조건을 JSSG-2007A 경계조건에 표시한 그림이다. 과도상태에서의 최대 축방향 하중은 2개의 볼 베어링(2번, 3번 베어링) 모두 x축 진행 방향으로의 관성이 크게 작용하는 순간에 발생하며, 최대 경방향 하중은 5개의 베어링모두 큰 망상선(crosshatched region)의 하부 경계조건 가장 자리에서 발생함을 확인할 수 있다. 이러한 망상선의 하부 경계의 운용 조건에서는 최대 z축 하중과 측방향 하중이 복합되어 경방향하중으로 크게 작용함을 의미한다. 정상상태의 운용 조건은 JSSG-2007A의 경계조건 내에 위치하게 된다.

추후, 베어링 상세 설계 시에는 본 연구의 정

상상태 주행 조건에서의 하중 결과를 기반으로 수명 조건 및 접촉 응력, 윤활막 및 열발생량을 평가하고, 최종적으로는 과도상태에서 일시적으로 작용할 수 있는 베어링 하중 조건을 최대 하중 조건으로 간주하여 접촉 응력에 의한 베어링 파단 평가를 수행해야 한다.

6. 결 론

본 연구에서는 가스터빈 엔진용 고속 베어링의 설계 첫 단계로서 기 설계된 엔진 회전축을 지지하는 베어링의 작동 조건에 대해서 분석하였다. 회전축의 축방향 회전에 의한 자이로스코픽 효과를 고려하여 각 좌표축 및 베어링에 부여되는 하중을 도출하였으며, 최종적으로는 JSSG-2007A 기준에 맞춰 최대, 최소 하중 조건을 계산할 수 있었다. 정상상태와 과도상태의 최대 하중을 비교하면, 축방향 하중의 경우 큰 차이를 보이지 않으나, 경방향 하중의 경우 측방향 가속도와 pitch 속도에 의한 자이로스코픽 모멘트로 인해 두 상태 간 차이가 큰 것을 확인할 수 있다. 또한, 최대 축방향, 경방향 하중이 발생하는 JSSG-2007A 가이드라인의 운전 경계조건을 찾아낼 수 있었다. 본 연구의 평형 관계식에서 도출한 베어링 반력은 엔진 레이아웃의 상세설계 및 시험 단계에서 베어링 작동 조건을 제시하는 중요한 데이터로 활용될 것이다.

후 기

본 연구는 방위사업청, 국방과학연구소의 선도형 핵심기술개발 과제 중 '터보팬 엔진 코어기술 개발 과제'의 지원에 의해 수행되었습니다.

References

1. Lee, J.H., Kim, S.G., Kang, S.C., Kim, M.S. and Kim, S.W., "Development of the Bearing/Damper Test Rig for Gas Turbine Engine," *Proceedings of the 1999 KSNVE Fall Conference*, Seoul, Korea, pp. 468-473, Nov. 1999.
2. Kim, K.T. and Kim, S.K., "Study on Fuel Lubrication Performance of a High Speed Rolling Element Bearing," *Proceedings of the 2008 KSPE Fall Conference*, Daejeon, Korea, pp. 424-426, Nov. 2008.
3. Poplawski, J.V., Atwell, D.R., Lubas, M.J. and Odessky, V., "Predicting Steady-State Temperature, Life, Skid, and Film Thickness in a Greased Preloaded Hybrid Ball Bearing," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 118, No. 2, pp. 443-448, 1996.
4. Poplawski, J.V., "*COBRA-AHS User's Guide with Tutorial Problems*," J.V. Poplawski & Associates, Bethlehem, PA, USA, 1998.
5. Kim, K.S., Lee, S.W., Kim, S.W. and Lee, I., "Application of Foil Air Bearing to Small Gas Turbine Engine for UAV," *Proceedings of the 2003 KSPE Fall Conference*, Gwangju, Korea, pp. 261-266, Oct. 2003.
6. Rolls-Royce plc, *The Jet Engine*, 5th ed., The Technical Publications Department: Rolls-Royce, Derby, England, 1996.
7. Department of Defense, "Joint Service Specification Guide," JSSG-2007A, 2004.