

Research Paper

DOI: <https://doi.org/10.6108/KSPE.2023.27.5.001>

터보펌프 능동 축추력 발란싱 성능 해석

전성민^{a,*}

Analysis of a Turbopump Active Axial Thrust Balancing Performance

Seong Min Jeon^{a,*}^aSpace Propulsion Research Division, Korea Aerospace Research Institute, Korea^{*}Corresponding author. E-mail: smjeon@kari.re.kr

ABSTRACT

The role of a turbopump is to supply oxidizer and fuel to a liquid rocket engine. As the engine becomes more powerful, a very high discharge pressure is required for the turbopump. The impeller generates high pressure, which leads to excessive axial thrust, imposing a significant burden on the supporting bearing. Active axial thrust balancing is essential for preventing bearing damage and responding to changes caused by engine thrust control, as it automatically controls axial thrust. Active axial thrust balancing is divided into two methods: one-gap control and two-gap control. Each method has its own advantages and disadvantages, but both are stably used for actual flight. The present research investigates the balancing performance characteristics by applying both methods to a turbopump and calculating the axial thrust using an analytical method. Performance analysis shows that the two-gap control method is capable of controlling the axial thrust in a broader range compared to the one-gap control method due to the inclusion of an additional control element.

초 록

터보펌프는 액체 로켓 엔진에 산화제와 연료를 공급하는 역할을 하는데, 엔진이 고성능화 되면서 매우 높은 토출압이 요구된다. 임펠러에서 생성된 높은 압력은 과도한 축추력을 유발하게 되고, 이를 지지해야 하는 베어링에는 막대한 부담을 지우게 된다. 베어링 파손을 방지하고, 엔진 추력 조절에 따른 축추력 변화에 대응하기 위해서는 축추력을 자동으로 제어하는 능동 축추력 발란싱이 필요하다. 능동 축추력 발란싱은 간극 제어를 1개 적용하는 방식과 2개 적용하는 방식으로 나누어지는데, 각각의 방식은 장단점을 가지고 실제 비행용에 안정적으로 활용되고 있다. 본 연구에서는 두 개 방식 모두에 대해 터보펌프에 적용하고 해석적 방법으로 축추력을 계산함으로써 발란싱 성능 특성을 분석하였다. 성능해석 결과 이중 축간극 제어 방식은 단일 축간극 제어 방식에 비해 제어 요소가 추가로 제공되기에 더 넓은 범위에서 축추력 제어가 가능함을 보여주었다.

Key Words: Turbopump(터보펌프), Axial Thrust(축추력), Active Balancing(능동 발란싱)

Received 27 June 2023 / Revised 4 September 2023 / Accepted 8 September 2023

Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers

pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

Nomenclature

F	: axial force
k	: fluid rotation ratio
k_0	: fluid rotation ratio without through flow
$P_{r_{ip}}$: impeller outlet pressure
p	: pressure
Q	: leakage flow rate
Re_u	: Reynolds number, $\omega r_{tip}^2 / \nu$
r	: radius
r_{hub}	: impeller hub radius
r_{tip}	: impeller tip radius
x	: nondimensional radius, r/r_{tip}
ν	: fluid kinematic viscosity
ρ	: fluid density
ω	: angular velocity of shaft

1. 서 론

터보펌프는 액체 로켓 엔진에서 연소기에 고압, 고유량의 산화제와 연료를 공급하는 역할을 담당한다. 고속으로 회전하는 원심 펌프에서 엔진에 필요한 압력과 유량을 생성하고, 고온, 고압 가스로 구동되는 터빈으로부터 동력을 받아 펌프가 작동하게 된다. 한국형발사체 누리호 엔진에서는 터보펌프 터빈을 구동하기 위하여 개방형 가스 발생기를 사용하는데, 터빈을 구동하고 사용된 가스를 엔진 외부로 배출하는 방식이다. 탑재체의 중량을 증가시키고 지구 저궤도를 벗어난 우주 탐사를 위해서는 누리호보다 더 고성능화된 우주 발사체가 필요하고 이를 위해서는 엔진의 고효율화가 필수적이다. 엔진의 고효율화는 터빈 구동 가스를 외부로 버리는 개방형 가스 발생기 방식 대신에 연소기에서 2차 연소를 시킴으로써 연소 가스를 모두 활용하는 폐쇄형 다단 연소 방식을 적용함으로써 이를 수 있다. 엔진의 고효율화가 달성된 다단 연소 방식은 높은 비추력을 생산할 수 있는 장점이 있지만 2단의 연소가 이루어져야 하기에 터보펌프에서

더 높은 압력을 공급해야 하는 부담이 발생한다.

고속으로 회전하는 터보펌프는 인듀서, 임펠러, 터빈과 같은 회전체와 회전축 및 베어링, 실(seal) 등으로 회전축계가 구성되는데 회전축계에서 생성된 모든 하중을 베어링에서 지지하게 된다. 수동적인 축추력 제어 방식에서는 임펠러 후방에 배면 깃(back vane)을 추가하여 후방 압력을 감소시켜 축추력을 조절하거나 래버린스 실(labyrinth seal)과 같은 마모 링(wear ring)을 적절히 설치하여 실 후단 공간의 압력을 감소시킴으로써 축추력을 제어할 수 있다. 터보펌프 토출 압력이 높지 않은 경우에는 임펠러 좌, 우 펌프실의 장착 높이를 조절함으로써 임펠러에 부과되는 축방향 하중을 감소시켜 베어링에 걸리는 부하를 경감시킬 수 있다. 또한, 양흡입(double suction) 임펠러를 도입함으로써 축추력 균형을 맞추거나, 임펠러 후방 슈라우드(shroud)에 발란스 챔버(balance chamber)와 임펠러 입구를 연결하는 발란스 홀(hole)을 가공하여 발란스 챔버의 압력을 낮춤으로써 축추력을 감소시킬 수 있다. 그러나 다단 연소 방식의 엔진에서는 터보펌프에서 생성되는 압력이 너무 높아 수동적인 방법의 축추력 제어 방식으로는 베어링의 하중 제한계 내에서 축방향 하중 제어가 불가능하다. 따라서 베어링에 부과되는 과도한 하중을 제거하기 위해 자동적으로 축추력 균형이 이루어지게 하는 능동 축추력 제어가 필요하다. 능동 축추력 제어는 엔진의 추력 조절에 의해 야기되는 터보펌프 작동 조건 변화에 따른 축추력 변화에도 대응이 가능하다[1-5].

능동 축추력 발란싱 시스템은 제어 틱새를 1개 적용하는 단일 축방향 간극 제어 방식과 제어 틱새를 2개 적용하는 이중 축방향 간극 제어 방식으로 나누어진다[6,7]. 단일 축방향 간극 제어 방식은 주로 러시아에서 사용하고 있는 방식인데 제어 간극 대비 축추력 기울기가 작은 평평한 축추력 제어 특성을 가지고 있어 축추력 제어 범위가 넓지 않지만 이중 축방향 간극 제어 방식에 비해 상대적으로 설계가 복잡하지 않고 제작이 용이한 장점을 가지고 있다. 반면 이중 축방향 간극 제어 방식은 미국, 유럽, 일본

등에서 광범위하게 사용하고 있는 방식으로서 제어 간극 대비 축추력 기울기가 큰 민감한 축추력 제어 특성을 가지고 있어 단일 축방향 간극 제어 방식에 비해 축추력 제어 범위가 넓은 장점이 있지만 상대적으로 설계가 복잡하고 제작이 까다로운 단점을 가지고 있다.

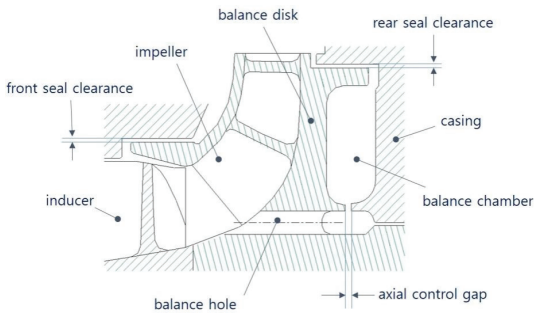
능동 축추력 발란싱 시스템의 정적 특성은 몇몇 연구들을 통해 해석적 방법으로 이해와 분석이 적절히 이루어져 왔다. Maier 등[7]은 산화제 터보펌프의 능동 축추력 발란싱 시스템에 대한 연구를 해석적 방법과 수치적 방법을 이용하여 수행하였다. 해석적 방법에서는 회전체와 케이징 사이 내부 공동으로 흐르는 누설 유량의 영향을 고려하여 유체의 회전속도비를 계산하였으며, 원심력 효과를 반영하여 내부 공동에서의 압력 분포를 도출하였다. 중요 요소인 유체의 회전속도비를 반경 방향의 함수로 얻기 위해 케이징과 회전체의 벽면 마찰과 내부 공동으로 들어온 누설 유동의 각운동량을 고려하였다. Kurokawa 등[8]은 일본 H-II 로켓의 1단 엔진 산화제펌프에 적용된 축추력 발란싱 기구의 특성을 이해하고 개선하기 위하여 각 구성요소의 이론적 수식화와 경계조건을 이용하여 내부 유동을 해석하였다. Shimura 등[9]은 로켓 펌프 능동 축추력 발란싱 시스템에 대해 발란스 챔버 내부로 유입되는 유체의 운동량과 벽면 경계층 조건을 고려하여 해석적 방법으로 압력 계수, 축추력 계수와 마찰 토크(torque) 계수를 구하였다. 또한 케이징 벽면에 반경방향 홈을 가공하여 유체의 회전속도를 감소시키는 스월 브레이크(swirl brake) 역할을 부여함으로써 발란싱 성능에 미치는 영향을 연구하였다. 능동 축추력 발란싱 시스템의 동적 특성에 관한 연구도 진행되었는데, Shimura 등[10]은 액체 수소 터보펌프에서 매질의 높은 압축성으로 인하여 자려(self-excited) 진동이 나타날 수 있으며 축방향 진동을 억제하기 위하여 발란스 챔버 용적을 감소시키거나 누설 유량을 증가시킴으로써 동적 안정성을 확보할 수 있음을 상용 프로그램인 AMESim 해석을 통하여 제시하였다. 발란스 피스톤(piston)의 동적 거동을 이해하기 위한 실험적 연구도 공기 매질을 이용

하여 Kimura 등[11]에 의해 수행되었다.

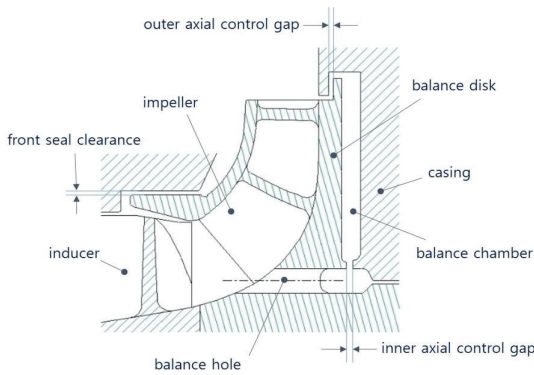
본 연구에서는 단일 제어 간극과 이중 제어 간극을 가지는 2종의 능동 축추력 발란싱 시스템을 터보펌프에 적용하고 해석적 방법으로 압력 분포와 누설 유량을 계산함으로써 각각의 발란싱 시스템에 대한 축추력 제어 성능을 비교 분석하였다. 발란스 챔버 내부 유로 및 베어링 냉각 유로로 흐르는 누설 유량의 차압을 모두 합하여 펌프 압력 상승분과 비교함으로써 반복된 계산을 통하여 수렴된 해를 구하였다. 능동 축추력 제어 특성을 파악하고 제어 성능을 증대시키기 위하여 유체 매질, 회전속도, 실 간극 등 설계 변수를 변화시키면서 해석이 이루어졌다.

2. 능동 축추력 발란싱 제어 및 해석

펌프 축추력을 능동적으로 제어하는 방식은 챔버 내의 누설 유량을 조절하는 축방향 간극을 제어함으로써 가능한데 Fig. 1과 같이 주로 러시아에서 사용하고 있는 단일 축 간극 제어 방식(RD-120, RD-0124)과 미국(J-2, SSME), 유럽(Vulcain), 일본(LE-7) 등 주로 서방에서 사용하고 있는 이중 축 간극 제어 방식이 있다. 단일 축 간극 제어 방식은 임펠러 후방 슈라우드 하단에 하나의 축방향 제어 틈새를 갖는 방식이고, 이중 축 간극 제어 방식은 임펠러 후방 슈라우드 상단과 하단에 두 개의 축방향 제어 틈새를 갖는 방식이다. 임펠러 전방과 후방 슈라우드에 부과되는 축방향 하중 차이에 의해 회전축계가 움직일 때 제어 간극은 상응하여 틈새가 변하게 됨으로써 누설 유량을 조절하는 역할을 하게 되고 결과적으로 챔버 내의 압력 변화를 제어한다. 두 방식의 차이점은 단일 축 간극 제어 방식의 경우 임펠러 후방 상단에 능동 제어가 되지 않는 환상 실(annular seal)이 적용되어 있고, 이중 축 간극 제어 방식의 경우 환상 실 대신에 능동 제어가 가능한 제어 간극이 적용되어 있는 점이다. 단일 축 간극 제어 방식에서 임펠러 후방 하단에 있는 제어 간극이 좁아지면 임펠러 후방 압력이 높아져 임펠러를 전방으로 밀어내는 하



(a) One axial gap control configuration



(b) Two axial gap control configuration

Fig. 1 Active axial thrust balancing system.

중이 증가하고 제어 간극이 넓어지면 그 반대가 된다. 반면 임펠러 전방 슈라우드에는 누설 유량을 제어하는 기구가 없기 때문에 일정한 하중이 작용하게 된다. 임펠러 전방과 후방의 하중 균형이 맞지 않으면 회전축계가 앞뒤로 움직이므로써 제어 간극의 틈새가 조절되어 하중 평형이 능동적으로 이루어지게 된다. 이중 축 간극 제어 방식에서는 임펠러가 후방으로 이동할 경우 단일 축 간극 제어 방식과 동일하게 후방 하단에 있는 제어 간극에 의해 축추력이 조절되고, 임펠러가 전방으로 이동할 경우 추가적인 제어 요소로서 후방 상단에 있는 제어 간극이 작동하여 축추력이 조절된다. 즉, 이중 축 간극 제어 방식은 단일 축 간극 제어 방식과 비교하여 임펠러 이동 변위에 대하여 더 큰 하중 기울기를 갖게 되어 제어 민감도가 높아지는 결과를 나타낸다.

Fig. 1의 발란스 디스크(disk) 역할을 하는 임펠러 후방 슈라우드의 축방향 하중 F 는 Eq. 1과

같이 임펠러 후방 발란스 챔버 내의 반경방향 압력 $p(r)$ 을 임펠러 허브(hub) 반경 r_{hub} 부터 임펠러 팁(tip) 반경 r_{tip} 까지 적분함으로써 얻을 수 있다.

$$F = 2\pi \int_{r_{hub}}^{r_{tip}} p(r) r dr \quad (1)$$

발란스 챔버의 내부 압력 $p(r)$ 은 임펠러 출구 압력 $P_{r_{tip}}$ 에서 반경 방향으로 유체 원심 항을 제함으로써 Eq. 2와 같이 얻을 수 있다.

$$p(r) = P_{r_{tip}} - \rho \omega^2 \int_r^{r_{tip}} k^2(r) r dr \quad (2)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도, ω 는 펌프의 회전속도를 나타내고, k 는 회전속도비로서 임펠러 회전속도 대비 유체 회전속도의 비를 나타낸다.

회전속도비 k 는 임펠러의 회전속도, 유체의 점성, 유입된 챔버내 누설 유량과 누설 유량이 없는 경우의 유체 회전속도비 상수값 k_0 에 의해 반경 r 의 함수로 Eq. 3과 같이 결정된다[5].

$$\frac{dk}{dx} = 0.07875 \frac{\pi \omega x^{1.6}}{Q Re_u^{0.2}} r_{tip}^3 \times \left[\left(\frac{1-k_0}{k_0} k \right)^{1.75} - |1-k|^{1.75} \right] - 2 \frac{k}{x} \quad (3)$$

여기서 Q 는 누설 유량, x 는 무차원 반경 (r/r_{tip}), Re_u 는 레이놀즈 수(Reynolds number) ($\omega r_{tip}^2/\nu$), ν 는 동점성을 나타낸다. 누설 유량이 있는 경우 임펠러 회전에 의해 발생한 유체의 각운동량이 발란스 챔버 내로 유입되고 유입된 각운동량은 보존되기에 회전체 반경 중심으로 갈수록 누설 유량의 회전속도가 커져서 반경방향 회전속도비 k 는 증가하게 된다. 반면 누설 유량이 없는 경우 회전속도비 k_0 는 일정한 상수값을 가지게 되고, 발란스 챔버의 형상 및 회전체와 케이징의 전단 마찰 계수에 의해 결정된다.

단일 축 간극 제어 방식의 능동 축추력 해석 프로그램은 Fig. 2와 같은 흐름도를 통해 계산이

이루어진다. 임펠러 후방 상단의 환상 실과 발란스 챔버 및 하단의 축방향 제어 간극에 대한 압력과 누설 유량의 관계를 틱새의 형상, 유체의 물성, 마찰 계수, 회전속도비를 이용하여 수식화한 후, 임펠러의 전체 압력 상승과 누설 유량에 따른 각 요소 차압의 총합을 서로 비교함으로써 반복 계산을 통하여 수렴된 누설 유량과 반경방향 압력을 구하게 된다. 프로그램 코딩은 파이썬(Python) 언어를 사용하여 작성하였고, 환상 실, 발란스 챔버, 축방향 제어 간극 등으로 모듈(module)화 하였으며 반복 계산 중 누설 유량에 대한 수렴 불안정성을 피하고자 감쇠 계수를 도입하여 수렴성을 개선하였다. 이중 축 간극 제어 방식의 능동 축추력 해석 프로그램도 Fig. 2와 같은 방식으로 계산이 이루어지지만 프로그램의 환상 실 모듈 대신에 임펠러 후방 상단에 위치한 축방향 제어 간극을 반영한 모듈이 추가된다.

본 연구에서 개발한 해석 프로그램의 검증은 참고문헌[7]의 결과와 비교함으로써 이루어졌다. 해석 대상은 독일 DLR에서 개발하고 있는 120

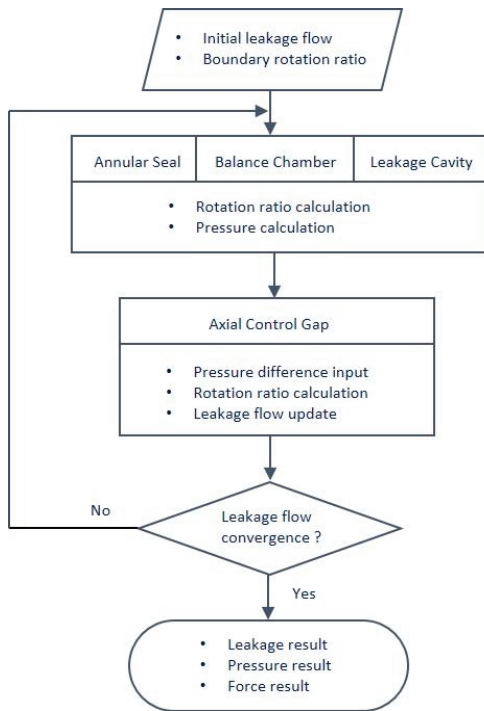


Fig. 2 Analysis program flow chart.

kN급 팽창기 사이클(expander cycle) 엔진에 활용될 예정인 산화제펌프이다. 해석 조건은 액체 산소 환경 10,000 rpm 회전속도에서 임펠러 입구 압력은 9 barG이고 임펠러 출구 압력은 54 barG이며 임펠러 팁 반경은 50 mm인 경우이다. 참고문헌[7]에는 단일 축 간극 제어 방식 및 이중 축 간극 제어 방식 2종 모델에 대한 결과가 제시되어 있다. 단일 축 간극 제어 모델은 임펠러 후방 슈라우드 반경방향 25 mm에 하나의 제어 간극이 위치 해 있으며, 이중 축 간극 제어 모델은 여기에 추가로 임펠러 팁 반경에 두번째 제어 간극이 위치 해 있다. Fig. 3은 단일 축 간

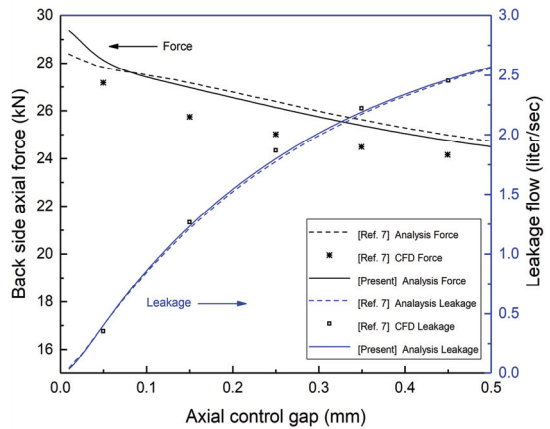


Fig. 3 Axial force and leakage flow for one axial gap control.

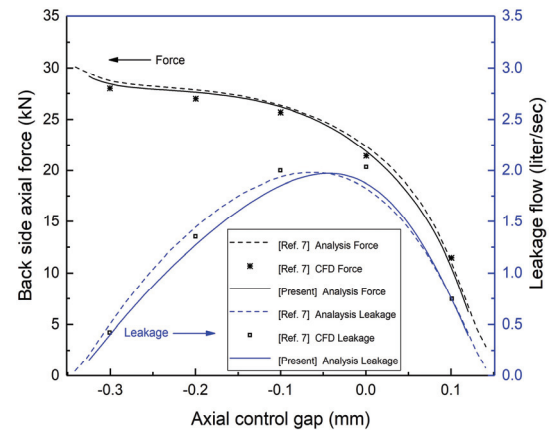


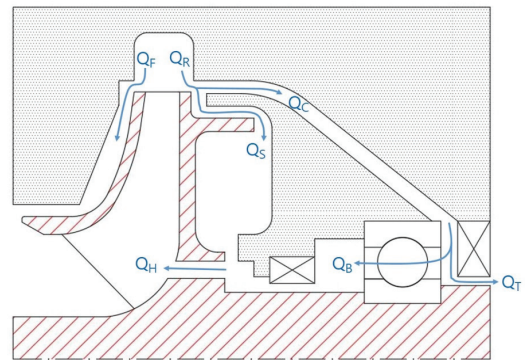
Fig. 4 Axial force and leakage flow for two axial gap control.

극 제어 방식 모델에서 임펠러 후방 슈라우드의 축방향 하중 및 누설 유량을 제어 간극의 틈새 변화량에 따라 나타내고 있다. 참고문헌[7]의 해석 결과는 회전체와 케이징 벽면에 대해 Blasius 마찰 계수가 적용된 Möhring[12]의 지배방정식을 이용한 계산 결과이고, 전산 유체 해석 결과는 상용 프로그램인 ANSYS CFX를 이용한 RANS CFD 수치 결과이다. 제어 간극의 틈새가 커질수록 누설 유량은 증가하고 축방향 하중은 감소함을 알 수 있다. 임펠러 후방 면에 작용하는 하중과 임펠러 전방 면에 작용하는 하중이 서로 힘의 균형을 이룰 때까지 회전체는 앞뒤로 움직이게 되고 축방향 간극 제어에 의해 축추력은 자동적으로 조절된다. Fig. 4는 이중 축 간극 제어 방식 모델에서 임펠러 후방 슈라우드의 축방향 하중 및 누설 유량을 제어 간극의 틈새 변화량에 따라 나타내고 있다. 이중 축 간극의 초기 위치는 하단 내측 축 간극이 0.35 mm이고 상단 외측 축 간극이 0.15 mm로서, 초기 위치 대비 회전체를 -0.35 mm(-방향 : 임펠러 후방 방향)부터 +0.15 mm(+방향 : 임펠러 전방 방향)로 이동시키면서 계산을 수행하였다. 즉, 하단 내측 축 간극은 0 mm에서 0.5 mm로 증가하게 되고, 상단 외측 축 간극은 0.5 mm에서 0 mm로 감소하게 된다. 축방향 하중은 임펠러를 전방 방향으로 이동할수록 감소하는데 간극 변화에 따른 하중의 기울기가 처음에는 완만하다가 임펠러가 전방 방향으로 많이 움직일수록 기울기가 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 내측 축 간극 제어보다는 외측 축 간극 제어에 의해 축방향 하중이 더 민감하게 반응함을 알 수 있다. 누설 유량은 임펠러가 극단적으로 전방이나 후방으로 밀착되어서 2개의 축 제어 간극 중 하나라도 닫히게 되는 경우에 가장 작게 된다. 누설 유량이 가장 큰 경우는 임펠러가 중앙 부근에 위치하여 외측 축 제어 간극과 내측 축 제어 간극이 서로 비슷한 크기의 틈새를 가지는 경우에 해당한다. 본 프로그램의 해석 결과를 참고문헌 [7]의 1차원 해석 결과 및 전산 유체 해석 결과와 같이 비교하였는데 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

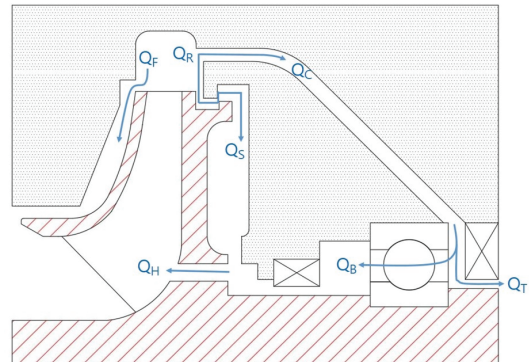
3. 능동 축추력 발란싱 성능

3.1 단일 축 간극 제어

능동 축추력 발란싱 성능을 평가하기 위한 해석 모델은 유량 18.5 kg/s 양정 135 bar인 산화제펌프로서 매질은 액체 산소이고 회전속도는 29,000 rpm이다. 향후 진행될 모델 시제의 상사 시험에 대한 평가를 위하여 상사매질인 수류 환경과 회전속도 22,000 rpm을 해석 조건으로 추가하여 검토하였다. Fig. 5는 해석에 사용된 2종의 모델인 단일 축 간극 제어 모델과 이중 축 간극 제어 모델을 누설 유량의 흐름 방향과 함께 같이 도시하여 나타내고 있다. 임펠러 후방에서는 발란스 챔버 내의 누설 유량 뿐만 아니라 베어링 냉각 유량도 모델에 같이 포함하여 해석



(a) One axial gap control model



(b) Two axial gap control model

Fig. 5 Active axial thrust balancing model with leakage flow path.

을 수행하였다.

Fig. 6은 단일 축 간극 제어 모델에 대하여 수류 시험 조건과 신타질 액체 산소 시험 조건에서 계산한 축방향 순하중을 제어 간극의 틈새 변화에 따라 보여 주고 있다. 축방향 순하중은 임펠러 후방에서 계산된 하중에 임펠러 전방에서 계산한 하중을 제어하여 얻어지는 임펠러가 순수하게 받는 축방향 하중이다. 순하중이 양수인 경우 회전축계가 임펠러 전방 방향으로 이동하게 되고 순하중이 음수인 경우 회전축계가 임펠러 후방 방향으로 이동하게 된다. 제어 간극이 좁아지면 임펠러 후방 발란스 챔버로 흐르는 누설 유량 Q_s 가 감소하고 발란스 챔버 압력이 높아져 임펠러 후방 슈라우드에 높은 축방향 하중

이 부과된다. 반대로 제어 간극이 넓어지면 발란스 챔버 누설 유량 Q_s 는 증가하고 임펠러 후방 슈라우드에 부과되는 축방향 하중은 감소하게 된다. 발란스 순하중이 0인 경우 축추력 균형이 이루어져 회전축계가 더 이상 움직이지 않고 멈추게 되는데, 하중 균형이 이루어지는 제어 간극 틈새는 수류 시험 조건에서 0.41 mm이고 액체 산소 시험 조건에서는 0.19 mm이다. 축방향 순하중이 0인 경우 베어링 강성에 영향을 주어 회전체동역학 관점에서 원하지 않는 결과를 나타낼 우려가 있으나, 축방향 하중 외에 반경방향 하중이 일정 정도 작용한다면 회전축계의 안정적인 작동에 문제가 없으리라 판단된다. 향후 이에 대한 추가적인 검토가 필요하다. Fig. 7은 동일 해석 모델에서 계산한 임펠러 후방 발란스 챔버 누설 유량을 제어 간극의 틈새 변화에 따라 도시한 결과를 나타낸다. 축추력 균형이 이루어지는 제어 간극 위치에서 수류 시험 조건의 경우에는 펌프 유량 대비 15.8%의 누설 유량이 흐르고 액체 산소 시험 조건의 경우에는 펌프 유량 대비 11.7%의 누설 유량이 흐른다. 시험 매질과 회전속도에 따라 축추력 균형이 이루어지는 회전축계의 위치 및 펌프의 누설 유량이 달라짐을 알 수 있다.

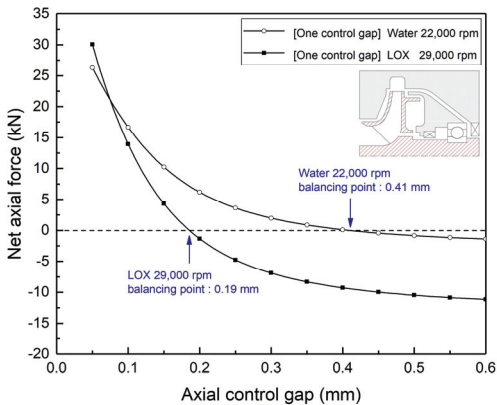


Fig. 6 Axial thrust for one-gap control model under water and LOX operating condition.

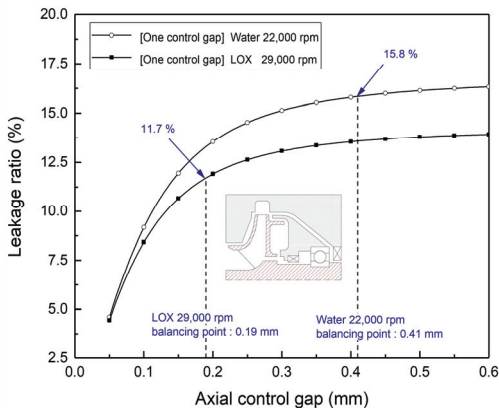


Fig. 7 Leakage ratio for one-gap control model under water and LOX operating condition.

Fig. 8은 액체 산소 환경에서 단일 축 간극 제어 모델에 대하여 임펠러 후방 상단 환상 실의 틈새를 기준 설계 치수와 기준 설계 치수의 70% 조건에 대해 해석한 축방향 순하중을 나타내고 있다. 환상 실 틈새의 기준 치수에서 축추력 균형을 이루는 하단 제어 간극의 크기는 0.19 mm 인데, 환상 실 틈새의 치수를 기준 치수의 70%로 감소시키게 되면 축추력 균형을 이루는 하단 제어 간극의 크기가 0.09 mm로 감소함을 알 수 있다. 임펠러 후방 상단에서 환상 실 틈새 크기가 감소함으로써 누설 유량에 대한 저항이 증가하여 발란스 챔버 내의 압력이 감소하기에 축추력 균형을 이루기 위해서는 임펠러 후방 하단 제어 간극에서 더 좁은 틈새가 요구되기 때문이다. 회전축계의 이동 범위에 대하여 요구 조건이 있다면 단일 축 간극 제어 모델에서 임펠러 후방 상단 환상 실의 설계 틈새 치수를 조정하여

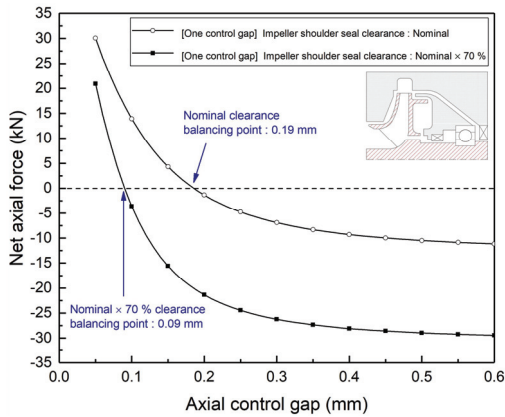
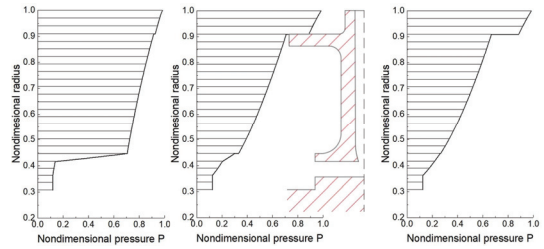


Fig. 8 Axial thrust for one-gap control model with two different shoulder seal clearances.

맞출 수 있다.

Fig. 9는 단일 축 간극 제어 모델에서 임펠러 후방 하단 제어 간극 틈새에 따른 임펠러 후방 영역에서의 압력 분포를 반경방향으로 보여주고 있다. 가로축은 무차원 압력을 나타내고 세로축은 무차원 반경을 나타낸다. 좌측 그림은 제어 간극의 틈새가 작은 경우이고 가운데 그림은 축추력 균형이 이루어진 경우이며 우측 그림은 제어 간극의 틈새가 큰 경우이다. 압력 분포를 살펴보면 최대 반경에서 압력이 가장 크게 나타나고 반경이 감소할수록 원심 효과에 의해 압력이 감소함을 알 수 있다. 상단 환상 실과 하단 제어 간극을 지나면서 압력 감소가 나타나고 있음을 알 수 있는데, 제어 간극이 작은 경우에는 환상 실 보다 제어 간극에서 차압이 크게 나타남을 알 수 있고 반대로 제어 간극이 큰 경우에는 제어 간극 보다 환상 실에서 차압이 크게 나타남을 알 수 있다. 제어 간극이 작은 경우 제어 간극 위쪽에서 넓은 영역에 걸쳐 높은 압력이 형성되므로 임펠러 후방 슈라우드에 큰 하중이 걸리게 되고, 반대로 제어 간극이 큰 경우 환상 실 아래쪽에서 넓은 영역에 걸쳐 낮은 압력이 형성되므로 임펠러 후방 슈라우드에 낮은 하중이 걸리게 된다. 제어 간극이 매우 큰 경우 제어 간극은 더 이상 유동에 대하여 저항 역할을 할 수 없고 제어력을 상실하기 때문에 임펠러 후방으로 흐르는 누설 유량은 유동에 대해 일정한 저항 수



(a) small gap (b) balancing gap (c) large gap

Fig. 9 Pressure profile of impeller back side for one-gap control model.

치를 가지고 있는 환상 실에 의해 결정된다.

3.2 이중 축 간극 제어

이중 축 간극 제어 모델에 대해서도 축추력 발란싱 성능 특성 파악을 위해 앞절에서와 같은 유사한 해석을 수행하였다. Fig. 10은 이중 축 간극 제어 모델에 대하여 수류 시험 조건과 실매질 액체 산소 시험 조건에서 계산한 축방향 순하중을 하단 제어 간극의 틈새 변화에 따라 보여 주고 있다. 하단 제어 간극이 좁은 경우 단일 축 간극 제어 모델의 해석 결과와 비슷한 양상을 보이지만, 하단 제어 간극이 점점 넓어질수록 축추력이 일정한 값으로 수렴된 경향을 보였던 단일 축 간극 제어 모델의 해석 결과와 달리 이중 축 제어 간극 모델에서는 축추력이 추가적으로 감소함을 알 수 있다. 이는 상단에서 누설 유량에 대해 일정한 저항을 가지는 단일 축 제어 간극 모델의 환상 실과 달리 이중 축 제어 간극 모델에서는 상단에 제어 간극이 추가로 배치되어 있어 상단 제어 간극의 틈새가 감소함으로써 누설 유량에 대한 저항이 증가하여 발란싱 챔버내의 압력이 감소하기 때문이다. 단일 축 간극 제어 모델의 결과와 비교하여 이중 축 간극 제어 모델에서 제어 간극 변화에 대한 축추력 변화 기울기가 더 큰 것을 알 수 있다. 즉, 제어 간극 변화에 따른 축추력 민감도가 이중 축 제어 간극 모델에서 더 크게 나타나며 이는 축추력 능동 제어 능력이 더 증대됨을 의미한다. 하중 균형이 이루어지는 하단 제어 간극 틈새는 수류 시험 조건에서 0.50 mm이고 액체 산소 시

험 조건에서는 0.55 mm이다. Fig. 11은 동일 해석 모델에서 계산한 임펠러 후방 발란싱 챔버 누설 유량을 하단 제어 간극의 틈새 변화에 따라 도시한 결과를 보여 주고 있다. 축추력 균형이 이루어지는 제어 간극 위치에서 수류 시험 조건의 경우에는 펌프 유량 대비 14.5%의 누설 유량이 흐르고 액체 산소 시험 조건의 경우에는 펌프 유량 대비 9.6%의 누설 유량이 흐른다. 누설 유량의 결과도 하단 제어 간극이 좁은 경우 단일 축 간극 제어 모델의 해석 결과와 비슷한 양상을 보이지만, 하단 제어 간극이 점점 넓어질수록 누설 유량이 일정한 값으로 수렴된 경향을 보였던 단일 축 간극 제어 모델의 해석 결과와 달리 이중 축 제어 간극 모델에서는 누설 유량이 정점을 지난 후 감소함을 알 수 있다. 상단과 하단 제어 간극이 비슷한 크기의 틈새로 열린 중간 위치에서 누설 유량이 가장 많이 흐르는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 12는 액체 산소 환경에서 이중 축 간극 제어 모델에 대하여 임펠러 후방 상단 제어 간극의 반경방향 틈새를 기준 설계 치수와 기준 설계 치수의 50% 조건에 대해 해석한 축방향 순하중을 나타내고 있다. 상단 제어 간극의 축방향 틈새는 회전축계의 움직임에 의해 변동되지만 반경방향 틈새는 설계 치수로 고정되어 있다. 상단 제어 간극의 반경방향 틈새 치수 변화는 펌프의 제작성 및 조립성을 고려하여 틈새 변화에 따른 축추력 특성 변화를 살펴보기 위해 검토하였다. 상단 제어 간극의 반경방향 틈새가 기준 치수인 경우 축추력 균형이 이루어지는 위치는 하단 축방향 제어 간극이 0.55 mm일 때이고 이때 상단 축방향 제어 간극은 0.05 mm이다. 상단 제어 간극의 반경방향 틈새를 기준 치수의 50%로 감소시킬 경우 축추력 균형이 이루어지는 위치는 하단 축방향 제어 간극이 0.53 mm이고 상단 축방향 제어 간극이 0.07 mm일 때로 변하게 된다. 상단 제어 간극 위치에서 보면 반경방향 틈새의 설계 치수가 감소함에 따라 축추력 균형이 이루어지는 축방향 틈새는 증가하게 되는데, 이는 반경방향 틈새 치수가 감소하면서 누설 유량에 대한 저항이 증가하기에 전체 저항을 동일

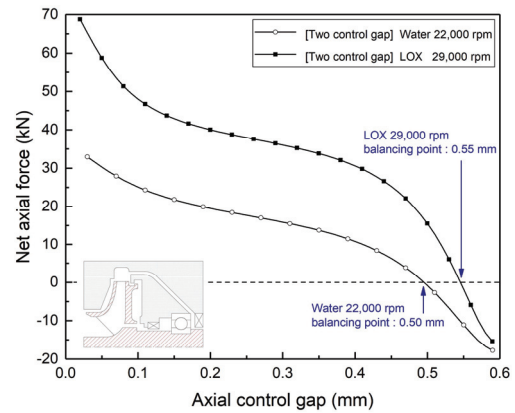


Fig. 10 Axial thrust for two-gap control model under water and LOX operating condition.

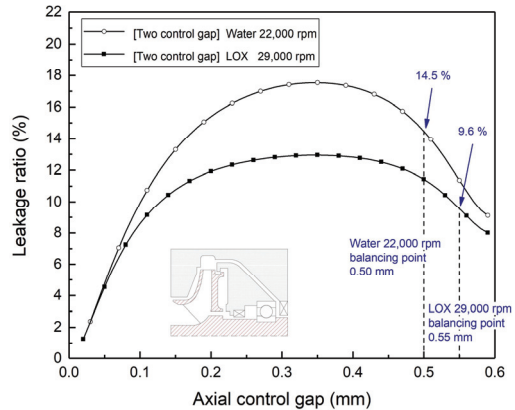


Fig. 11 Leakage ratio for two-gap control model under water and LOX operating condition.

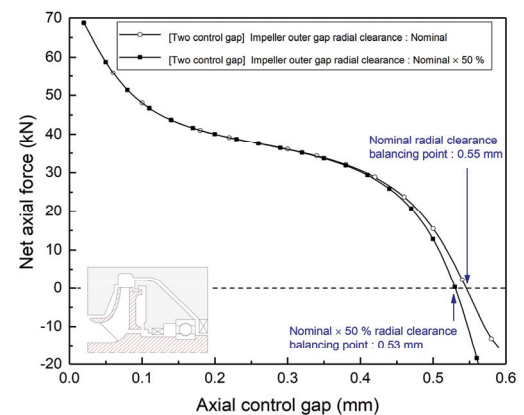


Fig. 12 Axial thrust for two-gap control model with two different radial clearances of outer control gap.

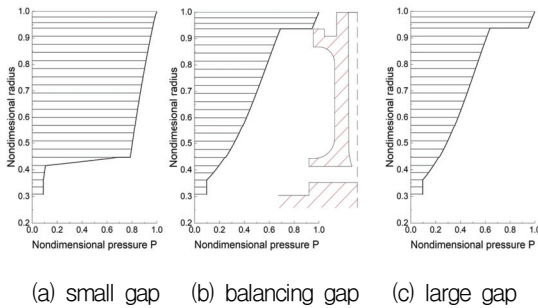


Fig. 13 Pressure profile of impeller back side for two-gap control model.

하게 하기 위하여 축방향 틈새가 증가하기 때문이다. 축추력 균형점에 큰 차이가 없기에 제작성 및 조립성을 고려하여 용이한 방향으로 설계가 이루어지는 것이 바람직하다.

Fig. 13은 이중 축 간극 제어 모델에서 임펠러 후방 하단 제어 간극 틈새에 따른 임펠러 후방 영역에서의 압력 분포를 반경방향으로 보여주고 있다. 단일 축 간극 제어 모델에서의 압력 분포 결과와 유사하지만, 상단에 누설 유량에 대해 일정한 저항을 갖는 환상 실 대신 가변 저항을 갖는 제어 간극을 적용하였기에 하단 제어 간극의 틈새가 넓어지는 영역 즉 상단 제어 간극의 틈새가 좁아지는 영역에서 상단 차압 변화가 커지게 된다.

4. 결 론

터보펌프에 능동 축추력 제어 방식을 적용하고 발란싱 성능 해석을 수행하였다. 해석 프로그램을 개발하고 이를 이용하여 2종의 능동 축추력 발란싱 시스템에 대한 해석과 분석이 이루어졌다. 수치적 반복 계산을 통하여 압력과 누설 유량에 대한 수렴해를 얻었으며, 이로부터 축추력과 하중 균형점을 도출하였다. 단일 축 간극 제어 방식과 이중 축 간극 제어 방식 모두 각각의 장단점을 가지고 있으며, 제어 간극의 틈새 변화에 따른 축추력 민감도는 이중 축 간극 제어 방식에서 우수한 특성을 보여주었다. 이중 축 간극 제어 방식에서는 단일 축 간극 제어 방식

에 비해 상단 제어 간극이 추가로 구성되기에 양방향으로 축추력 제어가 가능해져 제어 간극 틈새에 따른 하중 변화가 크게 나타나 동일 제어 간극 틈새 내에서 더 넓은 축추력 제어 범위를 제공하였다.

References

1. NASA, *Turbopump Systems for Liquid Rocket Engines*, NASA SP-8107, 1974.
2. Huzel, D.K. and Huang, D.H., *Modern Engineering for Design of Liquid Propellant Rocket Engines*, AIAA press, 1992.
3. Stepanoff, A.J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps - Theory, Design & Application*, John Wiley and Sons, 1953.
4. Labanoff, Val S. and Ross, Robert R., *Centrifugal Pumps Design and Application*, Jaico Publishing House, 1995.
5. Gülich, J.F., *Centrifugal Pumps*, 2nd ed., Springer, New York, N.Y., U.S.A., 2010.
6. Demiyenko, Yu.V., Dmitrenko, A.I., Pershin, V.K., and Grebennikov, D.Yu., "Investigation of the Performance of a Thrust Balance Device for a Centrifugal Pump Rotor," *40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Fort Lauderdale, F.L., U.S.A., AIAA 2004-36894, Jul. 2004.
7. Maier, S., Wagner, B., Veggi, L., Pauw, J.D. and Beck, P., "Analytical and Numerical Assessment of Axial Thrust Balancing Systems in Liquid Rocket Engine LOX Turbopumps," *7th European Conference for Aerospace Sciences*, Milan, Italy, EUCASS 2017-40, Jul. 2017.
8. Kurokawa, J., Kamijo, K. and Shimura, T., "Axial Thrust Behavior in LOX-Pump of Rocket Engine," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 10, No. 2, pp. 244-250, 1994.

9. Shimura, T., Kawasaki, S., Uchiumi, M., Kimura, T. and Matsui, J., "Internal Flow and Axial Thrust Balancing of a Rocket Pump," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 134, No. 4, p. 041103, 2012.
10. Shimura, T., Kawasaki, S., Uchiumi, M., Kimura, T., Hayashi, M. and Matsui, J., "Stability of an Axial Thrust Self-Balancing Systems," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 135, No. 1, p. 011105, 2013.
11. Kimura, N., Yoshii, Y., Uchiyama, K. and Miyagawa, K., "Internal Flow and Stability of Balance Piston for a Rocket Pump," *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, H.I., U.S.A., ISROMAC-16, Apr. 2016.
12. Möhring, U.K., *Untersuchung des radialen Druckverlaufes und des übertragenen Drehmomentes im Radseitenraum von Kreiselpumpen bei glatter, ebener Radseitenwand und bei Anwendung von Rückenschaufeln*, PhD Thesis, Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wihelmina zu Braunschweig, 1976.