

프 흡입 성능의 확보와 효과적인 축추력의 제어를 들 수 있다. 두 현상 모두 터보펌프의 안정성에 매우 중요한 문제로 로켓 엔진의 개발의 핵심 기술이라 할 수 있다. 특히나 이 둘은 아직 입증된 수치 해석 기술이 없기 때문에 다양한 실험 결과의 확보 및 수치 해석 기술의 개선이 필요하다.

국내에서의 터보펌프의 개발은 1999년부터 본격적으로 시작되었는데, 지난 2008년 수행된 30톤급 터보펌프에 대한 실매질 시험 및 가스발생기 연계 시험으로 개발된 펌프의 성능을 검증함으로써 실용화의 단계에 이르렀다[2]. 또한 30톤급 터보펌프의 개발 중 펌프의 축추력을 측정하기 위한 축추력 측정 장치를 고안하여 펌프의 안정성을 확인한 바 있다[3].

현재 한국항공우주연구원(항우연)에서는 한국형 발사체에 적용 가능한 75톤급 개방형 액체로켓엔진용 터보펌프를 개발하고 있다. 개발 중인 터보펌프는 액체산소와 케로신을 매질로 하며 단단 원심형 펌프인 산화제펌프, 연료펌프와 이를 구동하기 위한 단단 증동형 터빈으로 구성되어 있다. 여기서는 연료펌프에 대한 축추력 측정을 통해 펌프의 축추력 특성을 살펴보도록 하겠다.

2. 시험 개요

2.1 연료펌프의 내부 구조

로켓엔진용 터보펌프는 고유량의 추진제를 높은 압력 조건으로 이송시켜야하는 동시에 소형경량으로 제작되어야 한다. 따라서 펌프에는 일반적으로 축류형 인듀서가 결합된 편흡입(single suction) 원심형 임펠러가 장착된다. 현재 항우연에서도 개발 중인 터보펌프의 구조 역시 이와 같다. 이러한 구조의 펌프는 임펠러 앞면과 뒷면에 작용하는 압력이 평형을 이루지 못하기 때문에 축방향 하중이 발생한다. 특히 터보펌프의 경우 일반 산업용 펌프와 달리 높은 압력에서 작동되기 때문

에 축추력 역시 클 수 밖에 없으며, 이런 축추력을 효과적으로 제어하지 못하면 베어링의 수명이 단축되거나 손상으로까지 이어질 수 있다. 따라서 펌프의 작동 안정성 확보를 위해 축추력은 꼭 검증해야할 핵심 기술이다[4].

축추력 측정에 사용한 연료펌프의 레이아웃을 그림 1과 같이 나타내었다. 연료펌프는 흡입성능 향상을 위해 임펠러 앞에 인듀서가 장착되어 있으며, 인듀서와 임펠러에서 가압된 유체는 볼류트와 디퓨저를 통해 펌프 출구로 나가게 된다. 임펠러 전후방에는 플로팅 링 실(floating ring seal)이 장착되어 임펠러에서 나오는 누설 유량의 양과 압력을 조절한다. 임펠러 전방으로 누설된 유체는 전방 플로팅 링을 거쳐 인듀서 후방으로 유입되고, 임펠러 뒤쪽으로 누설된 유체는 후방 플로팅 링을 거쳐 후방 베어링을 냉각시킨 뒤 바이패스 배관을 지나 펌프 입구로 순환된다.

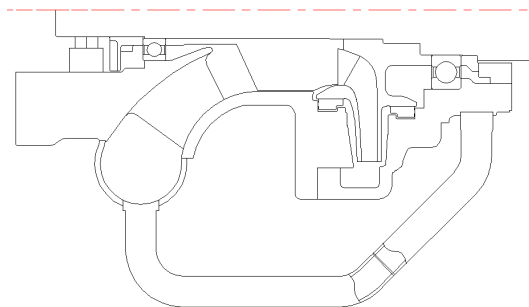


그림 1. 연료펌프의 레이아웃

연료펌프의 축추력은 후방 베어링에서 지지되는데, 임펠러와 플로팅 링 실 사이의 간극과 바이패스 배관의 오리피스 등을 통해 그 힘을 제어할 수 있다. 플로팅 링 실의 간극이 줄어들면 플로팅 링에서의 압력 손실이 증가하고 플로팅 링 뒤쪽의 압력이 작아진다. 바이패스 배관에 오리피스를 장착하는 경우에는 오리피스로 인해 압력 손실이 생겨 이차 유로 압력이 커진다. 펌프의 축추력은 이러한 이차 유로 압력 변화를 통해 조절될 수 있다.

2.2 시험 설비 및 시험 내역

연료펌프의 축추력 측정은 항우연에 있는 터보펌프 성능시험설비[5] 내에 있는 펌프 단품 시험실에서 이루어졌다. 시험설비는 30톤급 터보펌프 개발 때 확장한 설비를 개량하여 사용하였는데, 모터와 기어박스를 이용하여 펌프를 구동시키며 상온의 물을 폐회로로 순환시켜 시험을 진행한다(그림 2 참조). 펌프 단품 시험실에서 연료펌프의 단품 시험은 모터 용량의 한계 때문에 최대 5500rpm까지 가능하다. 축추력 측정은 30톤급 터보펌프 개발 때 고안된 것을 사용하였으며, 펌프 내부의 축추력이 측정 장치에 전달되도록 하기 위해 펌프의 축추력 베어링은 하중을 받을 수 없는 같은 크기의 원통롤러베어링으로 교체하였고 펌프와 측정 장치의 로터는 강체 커플링(rigid coupling)으로 연결하였다[3].

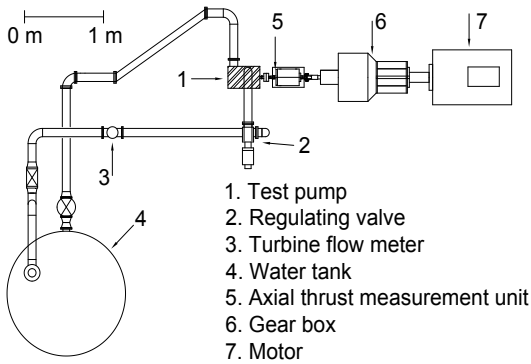


그림 2. 펌프 단품 시험 설비

시험 분석에 사용한 주요 무차원 변수와 그 정의는 식 (1)~(4)과 같다[6]. 여기서 P_o 는 펌프 출구전압, P_i 는 입구전압, U_{i2} 는 임펠러 끝단 속도, P_s 는 측정 위치에서의 정압, F_A 는 축추력 측정값(입구 유동 방향이 양의 값), r_{i2} 는 임펠러 끝단 반지름, Δ 는 임펠러와 플로팅 링 실 사이의 간극이다.

$$\text{head coefficient}(\Psi) = (P_o - P_i) / (0.5\rho U_{i2}^2) \quad (1)$$

$$\text{pressure coefficient}(C_p) = (P_s - P_i) / (0.5\rho U_{i2}^2) \quad (2)$$

$$\text{axial thrust coefficient}(F_A^*) = F_A / (\pi r_{i2}^2) / (0.5\rho U_{i2}^2) \quad (3)$$

$$\Delta^* = \Delta / r_{i2}^2 \quad (4)$$

연료펌프의 축추력 측정은 설계 유량비(flow ratio; 설계유량계수에 대한 측정유량계수의 비율)에서 회전수에 따른 펌프의 성능을 파악하는 시험과 일정한 회전수에서 유량비에 따른 펌프의 축추력을 측정하는 시험으로 나누어 실시하였다(표 1 참조). 또한 임펠러와 플로팅 링 실과의 간극을 바꾸어 그 영향을 살펴보기도 하였다.

표 1. 축추력 측정 내역

Index	Test speed (rpm)	Flow ratio	Δ^*
T1	1990~4990	0.99~1.02	0.00187
T2	4500	0.85~1.18	0.00187
T3	2000~5000	0.99~1.01	0.00149
T4	4500~4510	0.86~1.14	0.00149

3. 시험 결과

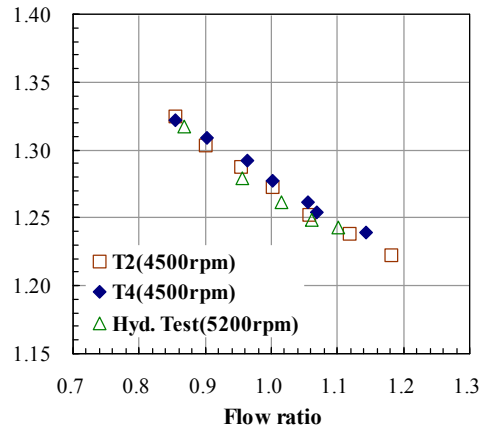


그림 3. 연료펌프의 양정

유량비 변화에 따른 양정의 변화를 비교하기 위해 축추력 측정 때 계측된 양정과 수력성능시험($\Delta^*=0.00187$)에서 측정된 양정[7]을 그림 3과 같이 나타내었다. 일반적으로 펌프의 양정은 회전수 상사 법칙을 만족하기 때문에 회전수에 따

큰 양정 계수의 차이가 거의 없는 것으로 알려져 있다. 또한 플로팅 링 간극이 작을수록 누설 유량이 작아지기 때문에 펌프의 양정이 크다고 알려져 있다.

시험 T2의 결과와 수력성능시험 결과 사이에 큰 차이가 없기 때문에 후방 베어링의 교체 등 축추력 측정을 위한 펌프의 수정이 양정에 큰 영향을 끼치지 않았다고 할 수 있다. 또한 T2와 T4 결과를 비교해보면 예상과는 달리 플로팅 링 간극의 영향이 작았다.

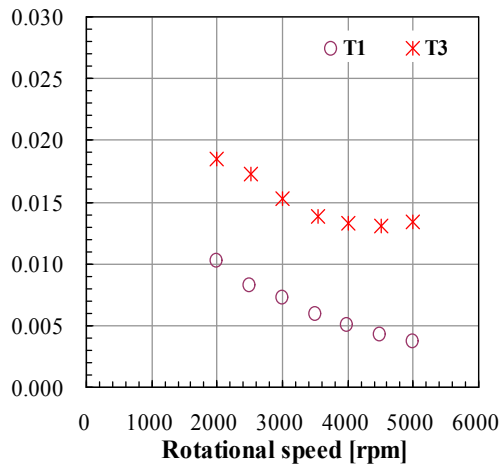


그림 4. 회전수에 따른 연료펌프의 축추력

설계유량에서 회전수에 따른 연료펌프의 축추력 특성을 그림 4와 같이 정리하였다.

전체적으로 임펠러와 플로팅 링 실 사이의 간극이 작은 T3에서의 측정값이 T1보다 크게 나타났다. 이는 간극 축소로 임펠러 후방의 압력이 줄어들어 임펠러 후방에서 인두서 방향으로 작용하는 힘이 작아졌기 때문으로 해석된다. 회전수가 커질수록 axial thrust coefficient가 작아지고 있어 연료펌프의 축추력은 회전수 상사 법칙이 만족하지 않는데, 축추력에 영향을 미치는 이차 유로 압력이 회전수 상사 법칙을 만족하지 않기 때문으로 보인다. 그리고 베어링 성능 시험에 적용하는 하중[8]을 고려하였을 때, 제작된 연료펌프의

축추력은 펌프 작동에 적합한 수준으로 판단된다.

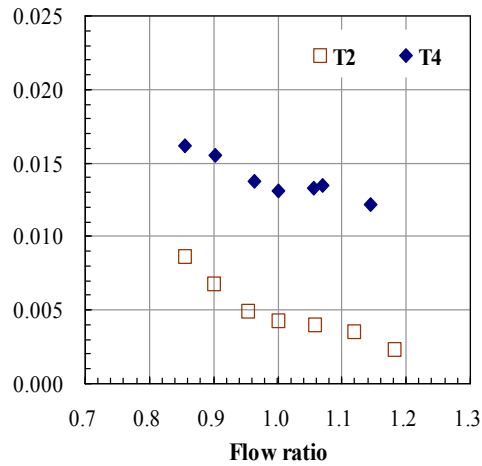


그림 5. 유량비에 따른 연료펌프의 축추력

유량비에 따른 연료펌프의 축추력 특성은 그림 5와 같다. 대체로 유량이 작을수록 축방향 하중이 증가하는데 이는 저유량으로 갈수록 임펠러 출구 압력이 커지기 때문으로 판단된다.

이와 같은 축추력 경향은 일반적인 원심펌프의 축추력 경향과 일치한다[9]. 또한 유량비에 따른 축추력의 변화는 플로팅 링 실 간극이 클 때 더 심한 것으로 나타났다.

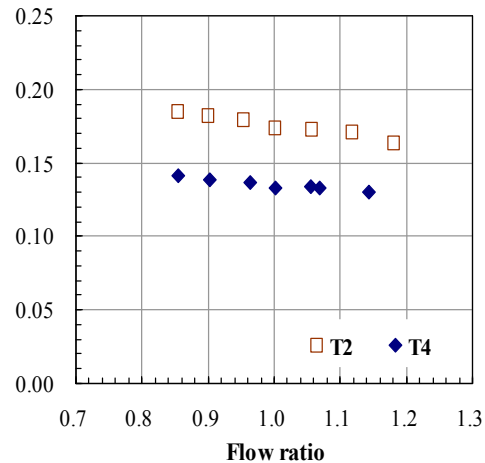


그림 6. 후방 플로팅 링 실 출구 압력

그림 4에서 나타난 플로팅 링 실 간극 변화로 인한 축추력 변화의 원인을 확인하기 위해 후방 플로팅 링 실의 출구 압력을 그림 6과 같이 표현하였다. 플로팅 링 실 간극 축소로 후방 압력이 25% 가량 줄어든 것을 알 수 있다. 또한 저유량으로 갈수록 임펠러 출구 압력이 높기 때문에 두 시험 모두 플로팅 링 실 후방의 압력 경향 역시 저유량에서 높게 나타났다.

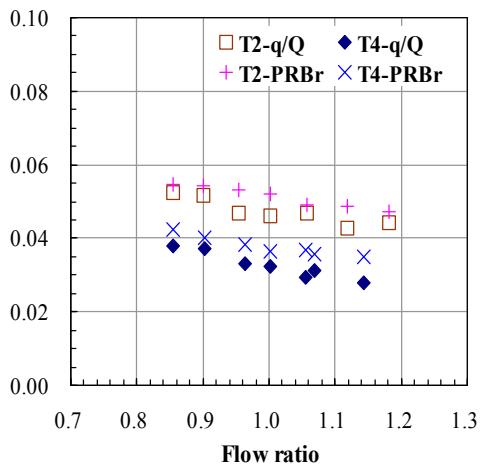


그림 7. 후방 누설 유량

연료펌프의 바이패스 배관의 형상 특성을 이용하면 후방 누설 유량(q)을 유추할 수 있는데, 이러한 누설 유량과 펌프 출구에서 측정된 주 유동의 유량(Q)과의 비율을 그림 7과 같이 나타내었다. 두 시험 모두 저유량으로 갈수록 q/Q의 비율이 커지고 있어 저유량에서의 펌프의 체적 효율이 작아지는 것을 알 수 있다. 또한 플로팅 링 실 간극이 작아 유로 손실이 큰 T4에서의 누설 유량이 T2보다 작았다. 그

림 7에는 4번 베어링 후방 압력(PRBr)을 함께 표기하였다. 이론적으로 베어링 후방 압력은 바이패스 배관 내부에서의 압력 손실과 바이패스 배관의 유입부, 유출부에서의 압력 손실의 합으로 나타낼 수 있다. 따라서 PRBr은 누설 유량과 관계가 있는데, 그림을 보면 누설 유량이 작은

것으로 추정되는 T4에서 압력이 작게 나타났다.

4. 결 론

75톤급 로켓엔진에 적용하기 위해 개발 중인 연료펌프에 대한 축추력 측정 결과 다음과 같은 사실을 확인할 수 있었다.

- 축추력 측정 중 계측된 양정은 같은 모델에 대한 수력성능시험에서 계측된 양정과 거의 비슷하였다.
- 두 종류의 플로팅 링 실을 가지고 축추력 측정을 한 결과, 두 모델 모두 베어링의 축방향 하중 조건을 만족하였다.
- 플로팅 링 실 간극이 작을 경우, 임펠러 후방으로의 누설 유량이 감소하였고 이에 따라 후방 베어링 압력이 줄어들었다. 이러한 압력 변화가 펌프의 축추력 변화의 원인이 되었다.

참 고 문 헌

1. Huzel, D. K. and Huang, D. H., 1992, Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, AIAA Press
2. 김진한, "국내 터보펌프 개발 현황", 한국추진공학회지, 제12권, 제5호, 2008, pp.73-78
3. 김대진, 홍순삼, 최창호, 김진한, "로켓엔진용 연료펌프의 축추력 측정", 제25회 한국추진공학회 추계학술대회 논문집, 2005, pp.358-362
4. 노준구, 최창호, 김진한, "터보펌프 축추력 조절용 베어링에 대한 수치해석적 연구", 2005 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 2005, pp. 354-358
5. 홍순삼, 임현, 김대진, 차봉준, 강정식, 임병준, 김진한, "터보펌프 성능시험 및 평가", 유체기계저널, 제7권, 제3호, 2004, pp.84-87

6. 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, 1994, pp.244-250
7. 김대진, 홍순삼, 최창호, 노준구, 김진한, "75톤급 로켓엔진용 연료펌프의 수력성능시험", 제33회 한국추진공학회 추계학술대회 논문집, 2009, pp.78-81
8. 진성민, 광현덕, 김진한, "터보펌프 볼 베어링의 마찰 토크 평가", 한국유힘학회 제50회 춘계학술대회 논문집, 2010, pp.67-68
9. Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, INC, pp.204-209