

# 터보펌프+가스발생기 연계시험 결과를 이용한 액체로켓엔진 시동 과정에 대한 해석 방법의 개선

박순영\*† · 조원국\* · 문윤완\*

## Improvement of the Startup Transient Analysis on the Liquid Rocket Engine Using the TP+GG Coupled Test Result

Soon-Young Park\*† · Won-Kook Cho\* · Yoonwan Moon\*

### ABSTRACT

The turbopump+gas generator (TP+GG) coupled test for the liquid rocket engine development was performed. By comparing the results of a engine startup transient analysis with this test results, the verification of the analysis model was performed. From this, as to the analysis of the engine startup, the method calculating the pressure ratio of the turbine during the initial stage of startup was improved. And a fact that the transient heat transfer phenomenon between the working fluid and the solid parts of turbine effects to the calculation of turbine pressure ratio and consequentially to the startup analysis was revealed.

### 초 록

액체로켓 엔진의 개발을 위한 터보펌프+가스발생기(TP+GG) 연계시험을 수행하였으며, 본 시험결과와 Flowmaster를 이용한 엔진 시동해석 결과를 비교함으로써 시동해석 방법의 검증을 수행하였다. 이로부터 엔진 시동해석에 있어서, 초기 터빈의 압력비를 계산하는 방법을 개선하였으며, 특히 시동 초기의 터빈 출구 온도가 시동 해석의 오차에 미치는 영향을 확인하였다.

Key Words: Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진), TP+GG Coupled Test(터보펌프+가스발생기 연계 시험), Startup(시동), Transient Analysis(비정상해석)

### 1. 서 론

액체로켓 엔진의 개발에 있어서 해석적인 방법의 활용성은 매우 크다. 특히 엔진의 시동과 종료 과정과 같은 비정상상태에 대한 해석은 각국의 엔진 개발 과정에서 다양하게 적용되었으

\* 한국항공우주연구원 엔진팀

† 교신저자, E-mail: psy@kari.re.kr

며, 이를 위해 해석 모델 개발이 진행되어 오고 있다[1-5]. 이러한 해석 모델의 검증은 위해서는 실제 엔진 시험 결과와의 비교 과정이 필수적이다. 하지만, 터보펌프 공급식 액체로켓 엔진의 개발을 이제 시작하는 국내 여건상 이러한 시험 결과를 획득하여 해석 모델의 검증을 수행하는 데는 어려움이 따른다. 대신 본 연구에서는 2008년 수행된 30톤급 엔진의 터보펌프+가스발생기 조립체의 폐회로 연계시험[6]의 결과를 이용하여 엔진의 시동 특성에 가장 영향을 크게 미치는 파워팩 시험을 모사하여 시동 해석의 유효성을 검토하고자 한다. Fig. 1은 TP+GG 개회로 연계 시험의 구성을 보여주고 있다. 터빈의 시동을 위한 수소 구동 탱크(GH2 : start)와 GG 가스를 대체하여 정상상태에서 터빈을 구동을 위한 수소 구동 탱크(GH2 : GG)가 터빈과 연결되어 있으며, 산화제와 연료 탱크로부터 추진제를 공급 받은 펌프는 연소기 대신 배기 탱크(discharge tank)로 배출하게 된다. 이와는 별도로 폐회로 시험에서는 수소 구동(GH2 : GG) 대신 가스발생기를 직접 터빈에 공급하여 폐회로를 형성하는 시험을 수행한다.

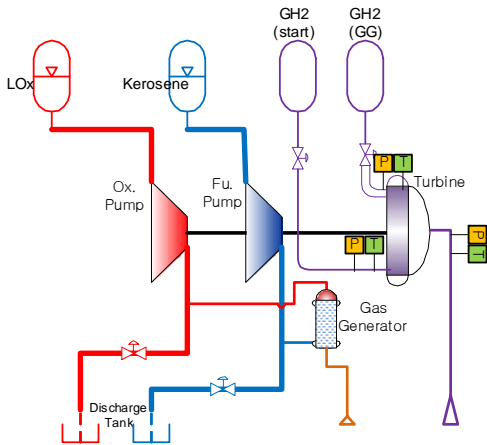


Fig. 1 Simple Schematic of TP+GG Open-loop Couple Test

## 2. 본 론

### 2.1 시동용 가스 수소 유량의 예측

시동용 수소 가스의 유량은 Fig. 1의 시동용 수소 라인에 위치하는 압력/온도 측정값(DGDST, TGDST)을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_{h2,s} = \mu_{nt} S_{nt,s} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \times \frac{P_{h2,in}}{\sqrt{RT_{h2,in}}}$$

이 때, 측정값은 다음과 같다.

압력 = DGDST : Gas pressure at the inlet of turbine starting nozzles,  $P_{h2,in}$ , Pa

온도 = TGDST : Gas temperature at the inlet of turbine starting nozzles,  $T_{h2,in}$ , K

계산에 적용된 상수의 값은 다음과 같다.

$$S_{nt,s} = \frac{\pi d_{nt}^2}{4} n_{nt,s}$$

단,  $d_{nt}$ 는 터빈 노즐목 직경을 의미하며,  $n_{nt,s}$ 는 시동용 터빈 노즐의 개수,  $\mu_{nt}$ 는 노즐의 유량 계수를 의미한다. 마찬가지로, 가스발생기 모사용 수소 구동기의 유량도 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_{h2,g} = \mu_{nt} S_{nt,g} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \times \frac{P_{h2g,in}}{\sqrt{RT_{h2g,in}}}$$

시험에서 압력 DGST( $P_{h2g,in}$ )와 온도 TDST1 ( $T_{h2g,in}$ )을 측정하여 수소의 유량을 위의 식으

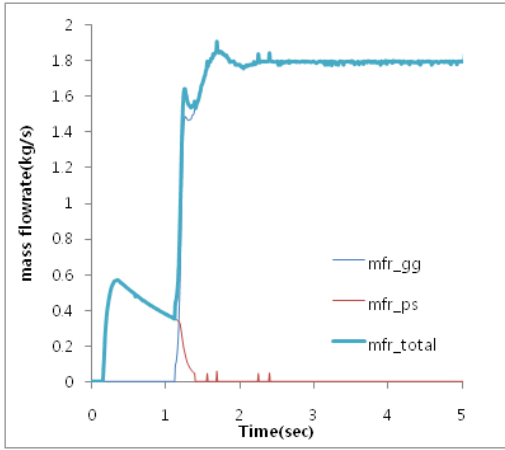


Fig. 2 Estimated Mass Flowrate of Gas Hydrogen to Turbine

로 계산할 수 있다. Fig. 2는 계산된 수소 가스의 질유량을 보여주고 있다.

## 2.2 시동해석의 개선

연계시험 시동 해석의 기본 모델은 참고문헌 [7]의 Flowmaster 모델을 이용하였다. 본 모델에서는 터빈의 압력비를 일정한 상수 값으로 계산하였는데, 실제로는 터빈 시동 과정에서는 이러한 가정이 상당히 큰 오차를 가질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 터빈의 기본적인 형상정보를 바탕으로 터빈 출구에서의 압력을 계산함으로써 터빈 압력비를 계산하는 방법을 다음과 같이 제시하도록 하겠다.

### 2.2.1 터빈 출구 압력의 계산

터빈 출구에서의 배기가스의 속도가 상당히 낮다고 가정하면 ( $Ma_{tbe} \ll 1$ ) 터빈 출구 압력 ( $P_{tbe}$ )은 터빈 배기 노즐 관계식으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다. 즉,

$$\dot{m}_{tbe} = \mu_{or17} S_{or17} P_{tbe} \times \sqrt{\frac{2}{RT_{0,tbe}} \frac{k}{k-1} \left( \Pi^{\frac{2}{k}} - \Pi^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

단,  $\Pi = \frac{P_{amb}}{P_{tbe}}$  을 의미하며,  $\Pi < \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$

이면  $\Pi = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$  이다. 여기에서 터빈 출구에서의 전온도 ( $T_{0,tbe}$ )를 계산할 필요가 있으며, 이는 다음과 같이 계산 가능하다.

먼저, 터빈 노즐 입구 전압력을  $P_{00}$ 라 하고, 터빈 출구에서의 정압력을  $P_2$ 라 하면, 터빈 단 열속도(adiabatic velocity,  $c_{ad}$ )는 다음과 같다.

$$c_{ad} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_{00} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_{00}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

터빈 동익(rotor) 입구의 절대 속도( $c_1$ )는 노즐의 속도계수(velocity coefficient,  $\phi \sim 0.95$ )를 터빈 단 열속도에 곱하여 계산할 수 있다.

$$c_1 = \phi c_{ad}$$

또한 임계속도(critical velocity,  $a_{cp1}$ )은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$a_{cp1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{00}}$$

이로부터 무차원화된 단열속도( $\lambda_{c1}$ )을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\lambda_{c1} = \frac{c_{ad}}{a_{cp1}} \phi$$

노즐에서 등엔트로피 단열과정을 가정하면,  $T_{01} = T_{00}$ 이며, 정온도는 다음과 같이 계산 가능하다.

$$T_1 = T_{00} \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1}^2 \right)$$

피치각경에 대한 원주방향 속도( $u = nD_m/2$ )로부터 동익 입구에서의 상대속도( $w_1$ )는 속도 삼각형으로부터 다음과 같이 계산 가능하다.

$$w_1 = \sqrt{(c_1 \cos \alpha_1 - u)^2 + (c_1 \sin \alpha_1)^2}$$

이로부터 다음 값들을 계산할 수 있다.

$$T_{0,w1} = T_1 + \frac{k-1}{2kR} w_1^2$$

$$a_{cpw} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{0,w1}}$$

$$\lambda_{w1} = \frac{w_1}{a_{cpw}}$$

$$M_{w1} = \frac{\lambda_{w1} \sqrt{\frac{2}{k+1}}}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w1}^2}}$$

디스크 블레이드로 작동 유체가 공급되는 각( $\beta_1$ )은 다음과 같이  $\alpha_1$ 과  $u/c_1$ 으로부터 계산 가능하다.

$$\beta_1 = \arctan \left( \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}} \right)$$

또한 동익과 정익 사이의 간격에서의 속도계수( $\psi$ )는 다음 식에서 계산가능하다.

$$\psi = \left[ 1 - 0.23 \left( 1 - \frac{\beta_1 + \beta_2}{\pi} \right)^3 \right] \times \left[ 1 - 0.05 (M_{w1} - 1)^2 \right] \times \left( 1 - 0.06 \frac{b}{h_b} \right)$$

동익 후단에서의 상대속도( $w_2$ )는 위의  $\psi$ 와 동

익 전단에서의 상대속도( $w_1$ )로부터 계산 가능하다.

$$w_2 = w_1 \psi$$

속도 삼각형으로부터 동익 후단에서의 절대속도( $c_2$ )를 계산할 수 있다.

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2}$$

$$T_{0,w2} = T_{0,w1}$$

이로부터,  $T_2 = T_{0,w2} - \frac{k-1}{2kR} w_2^2$ 가 된다. 따라서 터빈 출구에서의 전온도( $T_{0,tbc}$ )는 다음과 같다.

$$T_{0,tbc} = T_{02} = T_2 + \frac{k-1}{2kR} c_2^2$$

이상과 같이 계산된 노즐 출구에서의 전온도를 이용하여 노즐 출구에서의 압력을 계산할 수 있다. 이 때, 전체 질유량은  $\dot{m}_{tbc} = \dot{m}_{h2s} + \dot{m}_{h2g}$ 가 된다.

Figure 3 에는 이러한 방식으로 계산한 터빈 출구 압력( $P_2$ )을 실제 시험 결과와 비교한 결과를 나타내었다.

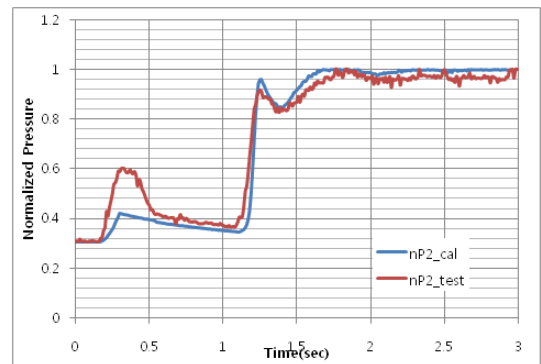


Fig. 3 Normalized Static Pressure at Turbine Exit

Figure 3에서 볼 수 있듯이 일정한 터빈 출구 압력을 가정하거나, 일정한 터빈 압력비를 가정하여 시동해석을 하는 것에 비하여 앞서와 같이 등엔트로피 관계식과 터빈의 기본적인 형상 정보를 이용하여 터빈 출구 압력을 계산함으로써, 시동해석의 정확성을 높일 수 있다. 다만, 실제 시험에서는 시동 초기 단계(위의 그림에서 0.3~0.5 sec) 구간에서 순간적인 압력 상승이 발생하지만 해석에서는 이를 제대로 모사하지 못하고 있음을 알 수 있다.

이상의 내용들을 적용하여 계산한 시동 구간에서의 터보펌프 회전수 상승 곡선은 Fig. 6과 같이 시험결과와 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 다만, 시험으로부터 역산한 피로시동기 작동 구간 예측값의 오차로 가스발생기 점화 이후의 1.1 sec 구간에서의 터보펌프 회전수 상승 시점에 오차가 발생하였다. 하지만, 이후의 회전수 상승 기울기나 정상상태 값에 수렴하는 특성은 매우 잘 모사함을 알 수 있다.

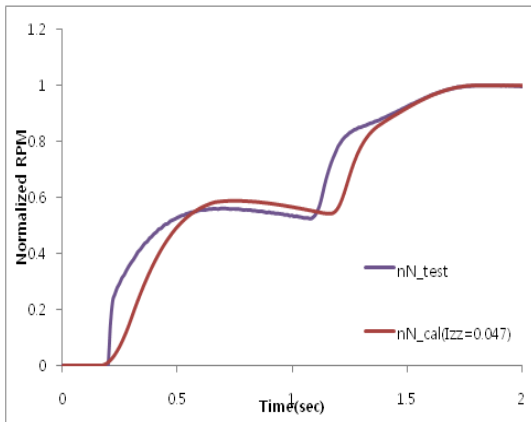


Fig. 4 Normalized Turbopump Rotational Speed Buildup during the Startup

### 2.3 터빈 작동가스 온도의 영향

터빈 초기 시동에 있어서 가스발생기에서 고온의 가스가 공급되더라도 작동 가스가 터빈의 고체부와의 열평형을 이루는 데는 어느 정도의 시간이 필요하다. 이로 인하여 터빈 출구부에서의 온도가 시험에서는 상대적으로 낮게 측정

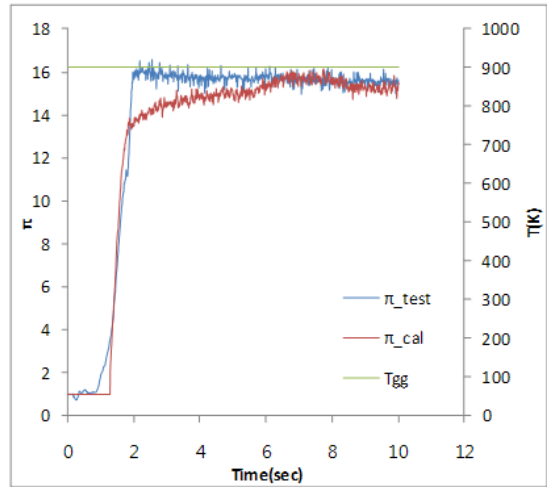


Fig. 5 Turbine Pressure Ratio( $\pi$ ) under Constant Temperature of Working Fluid

되는 경향이 있다. 이러한 시동 초반의 온도에 따른 특성을 파악하기 위하여 먼저 일정한 작동 가스 온도를 가정하여 터빈의 압력비를 Fig. 5와 같이 계산하였다. Fig. 5에서 알 수 있듯이 시동 구간(1~6 sec)에서 실제 시험값에 비하여 계산값은 더 낮은 압력비를 보여주고 있다. 이는 일정한 작동 가스 온도를 가정하는 경우 터빈 출구에서의 압력이 더 낮게 예측되기 때문이다. 즉, 실제로는 고체부와의 열전달로 인하여 작동 가스의 엔탈피 감소가 발생하여 터빈 출구에서의 압력이 더 낮게 형성되는 것을 확인할 수 있다.

실제 시험에서 측정된 터빈 구동 가스 온도(TDST1)를 이용하여 터빈 출구 압력을 계산하여, 이로부터 터빈의 압력비를 계산하면 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 확인할 수 있듯이 실제로는 터빈 작동 가스의 온도에 의한 영향이 크기 때문에 초기 시동 구간에서의 압력비 계산을 위해 터빈 출구 압력을 계산하는데 있어서 이와 같이 터빈 고체부와의 열전달로 인한 손실이 발생하는 것을 고려할 수 있다. 즉, 시동 초기의 터빈 압력비 계산 모델의 정확도를 높이기 위해서는 터빈의 열용량을 고려하여 구동 가스의 온도 변화를 계산하는 모델이 필요함을 알 수 있다. 이

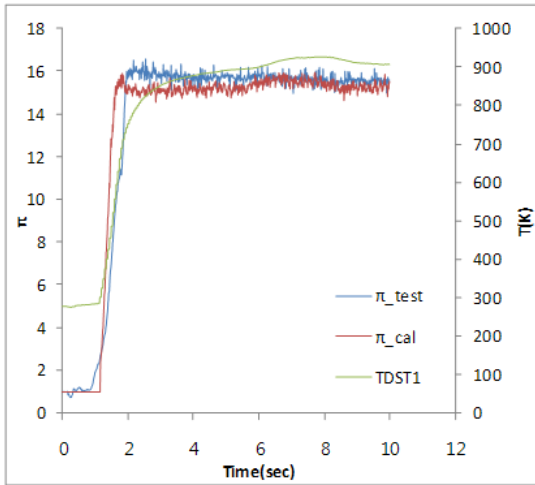


Fig. 6 Turbine Pressure Ratio( $\pi$ ) obtained by Measured Temperature(TDST1)

를 고려하지 않고 단순히 터빈에 공급되는 가스의 온도만을 수치적으로 모사하여 터빈에서의 압력비를 계산할 경우에는 실제보다 더 낮은 압력비로 계산된다. 이는 결국 터빈의 구동 속도에 대한 오차를 가져오게 되며, 시동 초기단계에서의 전반적 오차를 가져올 수 있다.

### 3. 결 론

터보펌프 연계시험의 결과를 이용하여 액체로켓엔진의 시동해석 모델의 검증을 수행하였다. 또한 시동 과정에서 터빈의 압력비를 일정한 값으로 가정하여 계산하는 대신, 터빈의 기본적인 형상 정보를 이용하여 터빈 출구 압력을 계산하는 방법을 제안하였다. 제안된 방법을 이용하여 터빈 출구 압력을 계산한 결과와 실제 시험에서의 측정값을 비교하여 상당히 유사한 결과를 얻을 수 있음을 확인하였으며, 이를 이용하여 향후 엔진 시동해석 모델의 정확도를 높일 수 있는 방안을 마련하였다.

아울러 연계시험 결과의 분석을 통하여 시동 초반의 터빈에서의 열전달 특성으로 인한 작동 가스의 온도 변화가 터빈 압력비 계산에 영향을 미치는 것을 확인하였다. 향후 이러한 열전달 현상에 대한 간략화 된 모델을 추가하여 해석의 정확도를 높일 수 있는 연구가 필요할 것이다.

### 참 고 문 헌

1. Kanumuri, A., Wakamatsu, Y., Shimura, K., Toki, K., and Torii, Y., "Start Transient Analysis of Turbopump-fed LOx/LH2 Rocket Engine (LE-5)," AIAA-89-2736
2. Paulo, C. T., "Dynamic Models for Liquid Rocket Engines with Health Monitoring Application," MIT Master degree thesis, 1998
3. Liu, K., and Zhang, Y., "A Study on Versatile Simulation of Liquid Propellant Rocket Engine Systems Transients," 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit pp. 1-12, AIAA-2000-3771
4. E. K. Ruth, H. Ahn, R. L. Baker, and M. A. Brosmer, "Advanced Liquid Rocket Engine Transient Model," AIAA-90-2299
5. Michael, B., "A Transient Model of the RL10A-3-3A Rocket Engine," AIAA-95-2968
6. 김승한, 남창호, 김철웅, 설우석, "액체로켓엔진 터보펌프+가스발생기 연계시험 연구," 한국항공우주학회 2009년 추계학술대회 논문집, 2009, pp.602~605
7. S. Y. Park and W. S. Seol, "Study on the Startup Cyclogram of a Liquid Rocket Engine," IAC-09.C4.1.8, 2009