

## 터보펌프 터빈의 성능 및 노즐-로터 간극의 영향에 대한 실험적 고찰

정은환\* · 강상훈\* · 신동윤\*\* · 박편구\* · 김진한\*\*\*

### Experimental Investigation of Turbopump Turbine : Turbine Performance and Effect of Nozzle-Rotor Clearance

Eunhwan Jeong\* · Sanghun Kang\* · Dongyoon Shin\*\* · Pyungoo Park\* · Jinhan Kim\*\*\*

#### ABSTRACT

This paper presents the performance test result of the 30-ton class turbopump turbine. Test has been conducted using high pressure cold air. The turbine overall performance has been measured for various pressure ratio and rotational speed settings. The nozzle-rotor clearance effect on turbine performance also has been tested for the four kinds of the nozzle-rotor clearance values. We found that turbine efficiency rated 51.1% at its design velocity ratio and pressure ratio of 13.5. We also found that turbine efficiency can be increased by 3.5% for approximately 1mm decrement of the nozzle-rotor clearance from its nominal value.

#### 초 록

30톤급 개방형 액체로켓엔진용 터보펌프 터빈에 대한 시험을 수행하였다. 작동유체는 고압공기를 이용하였다. 다양한 압력비 및 회전수에 대하여 터빈 성능을 측정하였으며 아울러 노즐-로터간 간극이 터빈 성능에 미치는 영향에 대하여 실험적으로 관찰하였다. 터빈압력비 13.5, 설계속도비 0.25에서 터빈의 효율은 51.1%로 나타났다. 노즐-로터간 간극은 터빈성능에 큰 영향을 주는 것으로 측정되었는데 상사 시험조건에서 설계 간극 기준 약 1mm의 축간극 감소는 약 3.5% 터빈효율증가를 가져오는 것으로 나타났다.

Key Words: Turbopump Turbine (터보펌프 터빈), Supersonic(초음속), Impulse(충동형), Roto-nozzle Clearance(로터-노즐 축간극), Turbine Performance(터빈성능)

† 2006년 2월 3일 접수 ~ 2006년 5월 16일 심사완료

\* 정회원, 한국항공우주연구원

\*\* 학생회원, 과학기술연합대학원대학교

\*\*\* 종신회원, 한국항공우주연구원

연락처, E-mail: jeh@kari.re.kr

#### 1. 서 론

개방형(open-cycle) 액체로켓엔진에 적용되는 터보펌프 터빈은 엔진 시스템 특성상 고 압력비,

저 유량의 환경에서 운용되며 산화제 펌프의 캐비테이션에 따른 제약으로 인해 회전수가 낮은 값으로 제한된다. 이와 같은 조건하에서는 설계 비속도(specific speed)가 작기 때문에 충동형 축류 터빈이 적절한 선택이 된다. 충동형 터빈은 이론상 모든 압력 팽창이 노즐에서 일어나는데 개방형 엔진 터보펌프 터빈의 경우 높은 압력비로 인해 터빈로터로 유입되는 유동의 상대 마하수가 1보다 큰 초음속 터빈이 대부분이다. 개방형 엔진 터보펌프 터빈의 설계는 작동가스의 유량을 줄이고 비출력을 극대화 시키는 방향으로 이루어지며 초음속 터빈은 이러한 설계목적과 잘 부합된다. 초음속 충동형 터빈은 단순성과 무게측면에서도 큰 이점이 있다.

본 논문에서는 액체산소와 케로신을 이용한 30톤급 개방형 액체로켓엔진에 적용 가능한 터보펌프의 터빈 시험결과에 대하여 다루었다. 이 터빈 역시 일반적인 개방형 엔진 터보펌프 터빈과 같이 초음속 충동형으로 설계되었으며 적은 작동 유량하에서 공력성능을 높이기 위해 부분 분사(partial admission) 형태를 적용하였다. 시험 결과는 터빈의 설계점 성능, 터빈노즐 성능, 그리고 터빈노즐-로터 간극변화에 따른 터빈성능 변화로 구분하여 분석하였다. 개발 터빈의 특징에 대하여 II절에 간략히 언급하였고 시험설비와 시험조건 및 절차에 대하여 III절에 기술하였다. 시험결과를 IV절에 나타내었으며 V절에서 요약/정리 하였다.

2. 터빈 설계

터빈의 설계는 펌프의 요구출력 및 회전수 그리고 작동가스의 물성치 및 온도/압력조건에 의거하여 이루어진다. 1차원 해석을 통해 터빈 평균직경, 노즐 면적비, 노즐개수, 동익 높이, 동익 입출구각등의 주요형상이 결정되며 2차원 유동 해석을 통해 노즐팽창부 및 동익익형[1]의 최적화가 이루어진다. 최종형상에 대해서는 3차원 유동해석을 통한 공력 설계검증 작업이 이루어진

다[2, 3]. 개발터빈의 설계값 및 주요형상을 Table 1에 정리하였다.

Table 1. Turbopump turbine design data

design parameters		design value	units
type	-	impulse	-
power	$W_T$	1.6	MW
rotational speed	$N$	20000	rpm
inlet temp.	$T_{00}$	900	K
inlet press.	$p_{00}$	5.8	MPa
isen. vel. ratio	$u/c_{ad}$	0.25	-
efficiency	$\eta_{ts}$	51	%
number of stage	-	1	-
mean diameter	$D_{cp}$	280	mm
pitch/chord	$t/b$	0.64	-
aspect ration	$h/b$	1.6	-

터빈노즐은 12개의 원형 수축확산 노즐형태로 설계되었다. 터빈로터는 두 개의 원호로 구성된 대칭 익형의 동익을 갖고 있으며 효율을 높이기 위해 슈라우드를 적용하였다. 터빈로터는 참고문헌 [4]에 사용된 로터 (블리스크-슈라우드 용접)와는 달리 EDM(electrical discharge machining)을 적용하여 블리스크-슈라우드 일체형으로 제작되었다. Fig. 1은 시험에 사용된 터빈로터를 나타내며 Fig. 2는 조립된 터빈의 시험장면을 나타낸다.

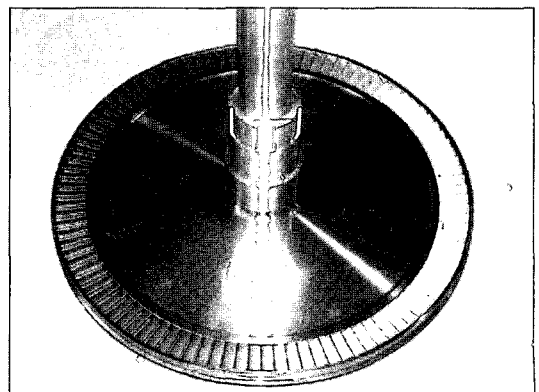


Fig. 1 Turbine rotor

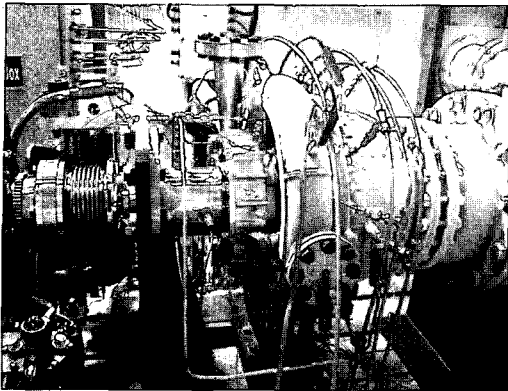


Fig. 2 Turbine performance test rig

### 3. 시험설비 및 시험조건 설정

#### 3.1 시험설비

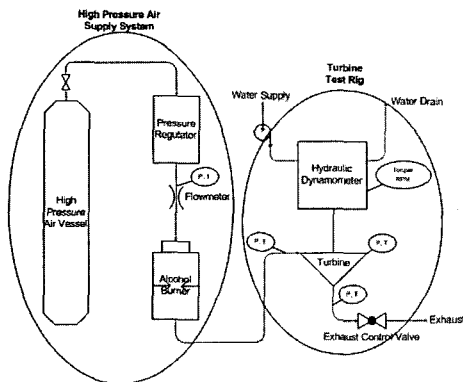


Fig. 3 Turbine test facility schematics

터빈 성능시험은 고압공기를 이용하여 수행하였는데 시험설비 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 고압공기는 40m<sup>3</sup> 용적의 탱크에 최대압 320기압으로 저장되어 시험에 이용된다. 고압공기는 압력 조절기(pressure regulator)를 통해 시험에 필요한 터빈입구의 압력의 조절이 이루어진다. 공기의 질량유량측정을 위한 유량계는 압력조절기 후방에 설치되어있는데 유량계는 벤추리형으로 직경 15mm의 노즐 목을 갖고 있으며 시험 중 초킹(choking) 상태로 운용된다. 시험영역에서의

유량계의 유출계수는 검교정을 통해 약 0.99로 확인되었다. 유량계를 통과한 고압공기는 공기온도 조절을 위한 알코올 버너를 통과하게 되는데 버너는 안정적인 연소를 위해 자체의 목(throat)을 갖는다. 버너를 통과한 고압공기는 최종적으로 터빈시험부로 공급되어 터빈을 구동한 후 외기로 방출된다.

터빈의 공력성능 확인을 위해 온도 및 압력센서들을 터빈 입구배관, 터빈 노즐출구, 로터출구, 정익출구, 그리고 출구배관으로 구분하여 장착하였는데 장착 센서위치를 Fig. 4에 정리하였다. 온도센서는 t-형 열전대를 사용하였으며 압력센서는 스트레인게이지를 기본으로 한 다이어프램(diaphragm) 타입의 고정밀도 시험용 센서(TJE model, Sensotec)를 사용하였다.

Station No.		Turb. inlet	nozzle exit	rotor inlet	EGV inlet	EGV exit	Turb. exit
		0	1'	1	2	3	4
Sensor	Temp	○	×	×	×	○	○
	Pres	○	○	○	○	○	○

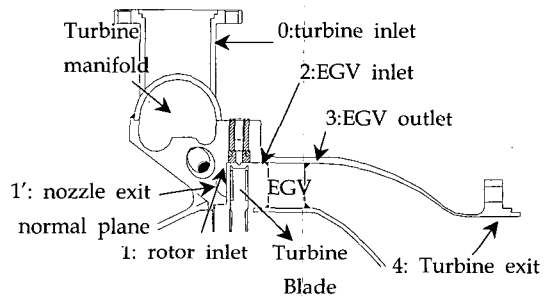


Fig. 4 Locations of the sensor installation

터빈의 회전수와 토크를 측정/제어하기 위한 동력흡수장치는 Froude Consine사의 수력동력계(Hydraulic Dynamometer, model F249)를 사용하였다. F249 수력동력계는 최대출력 750kW, 최대 회전속도 14,000rpm 까지 시험이 가능하다. 수력동력계는 터빈출력을 물을 통해 흡수하기 때문에 독립적인 물 공급 장치를 필요로 한다. 수력동력계는 독립적인 제어장치(Texcel

V100)로 조절되는데 정속, 정토포크등의 모드로 운용가능하다. 데이터 획득장치(Data acquisition system, DAS)는 CS(control system)과 MS(measurement system)으로 구성되는데 CS에서는 고압공기 배관상의 각종 제어밸브 및 레귤레이터를 제어하며 시험전/시험중의 상태를 모니터링한다. MS는 측정센서들의 특성값 설정, 시험중 데이터 저장, 그리고 시험 데이터 후처리 등의 기능을 수행한다.

사용된 센서들의 정확도(accuracy)를 고려한 오차해석 결과 터빈입구온도와 유량계의 영향이 큰 것으로 나타났으며 측정 효율값을 기준으로 한 불확실도는 1.8% 이내인 것으로 확인되었다.

### 3.2 터빈 상사시험 조건설정

터빈 성능시험에 실제 연소가스 대신 상온의 공기(또는 질소)를 이용할 경우 가스발생기 사용에 따른 시험의 위험부담을 줄일 수 있고 시험 설비 및 준비가 상대적으로 간단해진다. 또한 작동 매질의 온도가 낮기 때문에 동일한 속도삼각형을 유지하기 위한 등가회전수가 실제 운용 회전수보다 훨씬 작은 값에서 이루어지는 이점이 있다. 양산 엔진터보펌프의 경우 구성품의 전수 성능시험을 수행하는 것이 필수적이며 터빈 단품시험의 경우 노즐 및 로터의 손상을 막기 위해 공기등을 작동 매질로 많이 사용한다.

레이놀즈수의 영향을 무시할 경우 터빈 상사

시험조건은 노즐출구 단열 마하수( $M_{ad} = c_{ad}/a$ )와 속도비( $u/c_{ad}$ )를 설계조건과 동일하게 설정함으로써 구현할 수 있다. (Table 2 "상사조건 1") 여기서  $u$ 는 원주속도,  $c_{ad}$ 는 단열속도, 그리고  $a$ 는 음속을 의미한다. 터빈노즐의 압력비를  $\pi_n$ , 정압비열을  $c_p$ ,  $k$ 를 비열비, 그리고  $T_{00}$ 는 터빈입구 전온도라 할 때 단열속도는 다음과 같이 정의된다:

$$\frac{c_{ad}^2}{2} = c_p T_{00} (1 - (1/\pi_n)^{k-1/k}). \tag{1}$$

충동형 터빈의 경우 설계운용 조건에서 터빈노즐 압력비  $\pi_n$ 과 터빈압력비  $\pi_t$ 는 동일하다. 앞에서 표현한 터빈 시험상사 조건을 수식으로 표현하면 다음과 같다:

$$(M_{ad})_M = (c_{ad}/a)_M = (c_{ad}/a)_R = (M_{ad})_R \tag{2}$$

$$(u/c_{ad})_M = (u/c_{ad})_R \tag{3}$$

하첨자 M과 R은 각각 모델과 설계조건을 의미한다. 식 (2), (3)을 다시 정리하면 아래와 같다:

$$(c_{ad})_M = \frac{a_M}{a_R} (c_{ad})_R \tag{4}$$

$$u_M = \frac{(c_{ad})_M}{(c_{ad})_R} u_R = \frac{a_M}{a_R} u_R. \tag{5}$$

터빈노즐속도 계수 ( $\phi = c_1/c_{ad}$ ,  $c_1$ 은 노즐 출구 속도)가 시험 및 실제 운용조건에서 동일하다 가정하면 식 (4)는 다음과 같이 쓸 수 있다:

$$(c_1)_M = \frac{a_M}{a_R} (c_1)_R. \tag{6}$$

Fig. 5는 Eq. (5)와 (6)을 도식적으로 표현한 것이다. 즉, 상사시험조건에서 단열 마하수와 속도비를 설계값과 동일하게 하는 것은 시험조건에서의 터빈로터 입구의 속도삼각형을 설계조건과 동등하게 만들어 주는 것을 의미한다.

Table 2. Design point similarity test condition

Parameters	Unit	Design value	similarity condition 1	similarity condition 2
gas content	J/kgK	321.4	287.1	287.1
specific heat ratio	-	1.12	1.40	1.40
corrected rpm	rpm/ $\sqrt{K}$	667	560	588
isen. vel. ratio ( $U/C_{ad}$ )	-	0.25	0.25	0.25
pressure ratio	-	14.5	13.5	20.6
efficiency	%	51	-	-
comments	-	-	neglect nozzle area ratio	complete expansion

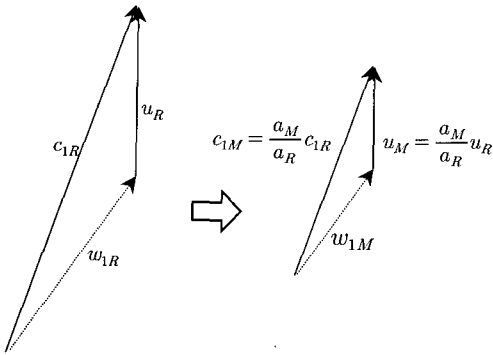


Fig. 5 Physical meaning of the similarity condition

시험 압력비는 동일 단열마하수 조건으로부터, 시험회전수( $M$ )는 동일 속도비를 통해 아래의 식으로 표현된다.

$$(\pi_t)_M = \left( \frac{k_M - 1}{k_R - 1} (\pi_t^{k-1/k})_R + 1 \right)^{(k/k-1)_M} \quad (7)$$

$$N_M^* = N_R^* \frac{(\phi_n)_M}{(\phi_n)_R}, \text{ where } N^* = N / \sqrt{T_{00}},$$

$$\phi_n = \sqrt{\frac{2kR}{k-1} \left( 1 - \frac{1}{\pi_t^{k-1/k}} \right)} \quad (8)$$

상기의 방법은 비열비 차이가 큰 아음속 터빈에 대해서도 유효하게 사용할 수 있으며[5]. 초음속 터빈의 경우도 매질의 비열비가 동일할 경우 상사조건도출 방법으로 사용될 수 있다.

개방형 엔진의 경우 비출력 증가의 일환으로 터빈구동가스를 만들어 내는 가스발생기가 연료 과잉상태로 운용되며 이에 따라 케로신-액체산소를 추진제로 사용하는 경우 가스의 비열비가 약 1.1로 공기의 비열비 1.4와는 큰 차이를 나타낸다. 초음속터빈은 고정된 면적비를 가지고 있기 때문에 노즐출구 압력 및 출구 마하수는 실험 유체의 비열비가 다를 경우 크게 달라지며 식 (7)과 (8)에 의해 얻어진 시험조건은 설계조건을 정확히 모사한다고 보기 힘들다[6]. Table 2를 예로 들면 실험 유체의 비열비(1.4)가 실제 작동가스의 비열비(1.12)보다 크기 때문에 “상사조건 1”에 의해 결정된 압력비에서 시험이 수행되면

터빈노즐은 과대 팽창(overexpansion)된 상태로 운용되며 노즐 출구면에서 발생된 충격파등에 의해 로터입구 마하수는 원하는 값과 상이할 수 있다. 이에 대한 차선책으로 속도삼각형을 맞추어 주는 방법이 있는데 시험 압력비는 노즐의 면적비와 비열비 그리고 노즐의 효율을 통해 완전 팽창이 이루어지는 값으로 결정하고 이 때 형성되는 노즐출구 마하수에 맞추어 회전수를 결정한다(Table 2, “상사조건 2”). 이 경우 로터입구 상대 마하수와 보정회전수가 설계값과 달라지게 되는데 본 실험의 경우 그 값이 설계값에 비해 각각 7%, 5% 가량 커지게 된다. 상대 마하수 증가에 따라 동익 익렬내의 손실이 약간 증가할 것으로 예상되나 전체적으로 볼 때 보정회전수 증가에 의해 측정효율은 설계값에 비해 크게 나타나게 된다. “상사조건 1”은 노즐에서의 과대팽창에 따른 추가 손실로 인해 측정효율이 설계점 운용 효율에 비해서는 작은 값이 나타날 것으로 예상되므로 터빈 설계점 효율은 “상사조건 1”과 “상사조건 2”의 측정값 사이에 존재할 것으로 판단된다.

터빈시험은 상사시험 압력비 및 회전수를 포함하는 보다 넓은 영역에서 시험을 수행하였다. 시험영역은 터빈의 예측 성능선도와 수력동력계의 가용 운용영역을 고려하여 터빈 압력비 9~22, 회전수 3000~11000 rpm 으로 정하였다.

#### 4. 시험결과

##### 4.1 터빈성능특성

Figure 6은 주어진 고정된 회전수에서 터빈 압력비에 따른 터빈효율변화를 나타낸다. 그림에서 보정회전수의 기준값  $N_d^*$ 는 “상사조건 1”의 보정회전수로 하였다. 압력비에 따른 효율의 변화는 회전수가 증가함에 그 영향이 커지는 경향을 나타내었다. 그림에 표시된 삼각형과 사각형 표시는 각각 “상사조건1”과 “상사조건2”를 나타내며 Table 3에 해당 효율값들을 정리하였다.

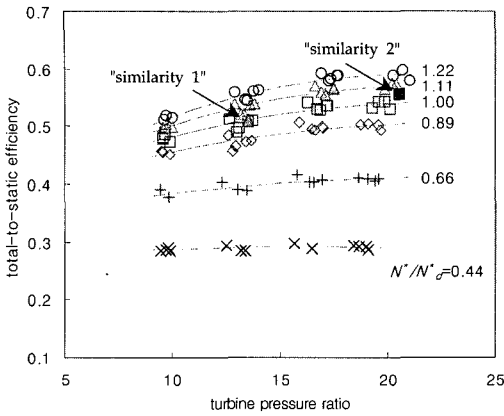


Fig. 6 Turbine efficiency : function of  $\eta_{ts} = f(\pi_t, N^*)$

Table 3. Measured turbine efficiencies

parameters	symbols	similarity 1	similarity 2
p. ratio	$\pi_t (p_{00}/p_4)$	13.5	20.6
speed	$N/\sqrt{T_{00}}$	560	588
vel. ratio	$u/c_{ad}$	0.253	0.253
efficiency	$\eta_{ts}$	0.511	0.555

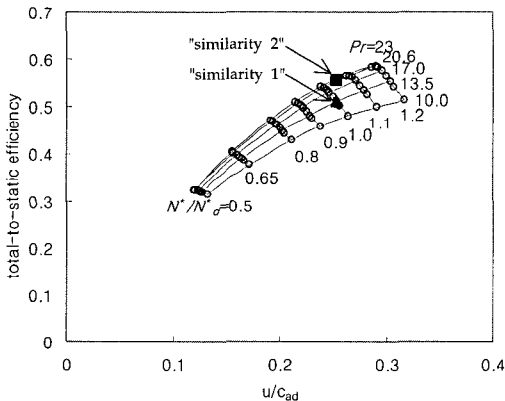


Fig. 7 Turbine efficiency : function of  $\eta_{ts} = f(u/c_{ad}, \pi_t)$

Fig. 7은 Fig. 6의 데이터를 이용하여 효율-속도비( $u/c_{ad}$ ) 곡선으로 재구성한 것이다. Fig. 6과 Fig. 7을 보면 회전수  $N^*/N_d^*$  범위 0.9~1.2의 영역에서 최대효율은 대략 압력비 21~23에서 나

타남을 확인할 수 있는데 이는 “상사조건2”의 완전팽창 압력비와 그 값이 대략 일치한다.

시험을 통해 확인된 터빈효율은 설계값 51%를 상회하는 것으로 나타났는데(51.1~55.5%) 실제 효율 및 3절에 기술된 공기 상사 시험조건 설정 방법에 대한 검증은 추후 진행될 실매질 실험을 통해 확인될 수 있을 것으로 보인다.

#### 4.2 터빈노즐의 특성

이차손실을 제외할 때 터빈의 성능은 노즐 및 동익의 효율에 의해 좌우된다. 초음속터빈의 경우 동익의 성능은 입사유동의 상대속도를 직접적으로 좌우하는 압력비와 회전수의 영향을 받는 반면 터빈 노즐효율은 일반적으로 아음속, 초음속 터빈 공히 초크상태로 운용되는 경우가 대부분이기 때문에 터빈 압력비만의 함수로 표현되어진다. 터빈노즐속도 계수( $\phi$ )는 노즐출구속도와 단열속도의 비( $c_1/c_{ad}$ )로 노즐효율( $\eta_n$ )의 제곱근과 같다.

$$\eta_n = \frac{T_{00} - T_1}{T_{00} - T_{i,ideal}} = \phi^2 \tag{9}$$

Fig. 8에는 노즐 속도계수의 변화를 나타내었는데 노즐 속도계수값들은 노즐면적비와 측정된 터빈입구 전압력(station0, Fig. 4 참조) 및 로터입구 정압(station 1, Fig. 4 참조)을 이용하여 환산한 것으로 노즐 손실 뿐 아니라 노즐-로터간 손실도 포함되어 있다. 전술한 바와 같이 노즐 속도계수 또는 노즐효율은 터빈 압력비( $\pi_t$ )만의 함수로 나타남을 볼 수 있다. 그러나 Fig. 9에서 보듯 터빈 압력비가 노즐에서 박리가 일어나지 않을 정도로 높을 경우(대략  $\pi_t > 8$ ), 노즐 출구 유동과 수직한 노즐출구 벽면에서 측정된 압력값을 기준으로 한 노즐 압력비( $\pi_n = p_{00}/p_1'$ , Fig. 4 참조)는 거의 일정하게(~22) 측정되었으며 그 값은 “상사조건2”의 압력비와 대략 일치한다. 노즐 압력비가 일정하다는 것은 Fig. 8에 나타난 노즐속도계수 또는 팽창효율의 압력비에 따른 변화가 순전히 노즐 출구-로터입구 사이에서의 추가적인 손실에 의한 것으로 판단할 수 있다.

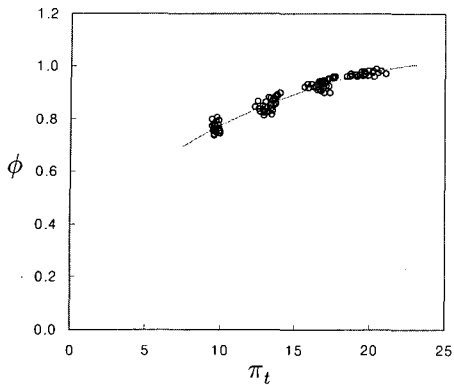


Fig. 8 nozzle velocity ratio  $\phi$  v.s.  $\pi_t$

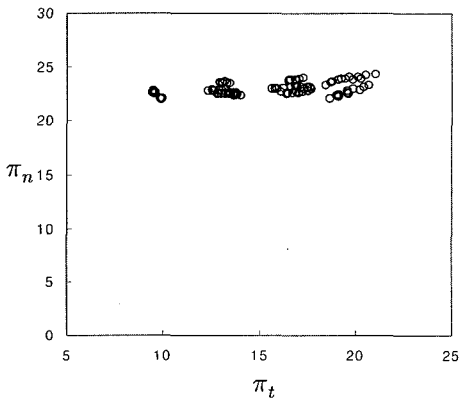


Fig.9 nozzle pressure ratio  $\pi_n$  v.s.  $\pi_t$

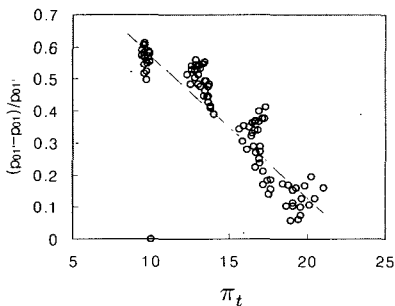


Fig. 10 Variation of the total pressure loss between nozzle exit and rotor inlet

상기 논의에 따라 노즐 출구-로터입구 손실은 터빈 압력비에 대한 함수로 표현할 수 있게 되

는데 Fig. 10은 노즐 출구 및 로터입구에서 측정된 정압력과 고정된 노즐 면적비를 적용하여 환산된 전압력의 차이를 터빈압력비를 가로축으로 하여 나타낸 것이다. 터빈 압력비가 작은 영역에서 노즐출구-로터입구간 전압력 손실이 상대적으로 크게 나타나는 것을 볼 수 있는데 이는 터빈의 과대팽창에 따른 추가적인 손실에 기인하는 것으로 볼 수 있다. 아울러 “상사조건2”의 터빈 압력비 부근에서 전압력손실 상대적으로 낮게 나타남이 확인되는데 이는 터빈압력비가 터빈노즐 완전 팽창압력비와 동등할 때 터빈은 최적으로 운용됨을 의미한다.

#### 4.3 노즐로터 간극 효과

일반적으로 아음속 터빈의 경우 최적 성능을 위한 노즐-로터 간극이 존재한다고 알려져 있다. 터빈로터로 유입되는 유동장이 균일할수록 터빈 효율은 좋아지며 이를 위해서는 노즐-로터 간극이 길어져야하는데 이 경우 유동과 터빈외벽 사이의 마찰손실이 증가하고 노즐유동각의 변화에 의해 효율감소의 원인이 되기 때문이다[7]. 초음속 충동형 터빈은 그 간극이 작을수록 터빈성능이 좋아진다. 이 현상에 대해서는 이론/시험적으로 정확하게 정립되어있지 않지만 간극 증가에 따른 로터입구 유동각의 변화, 노즐-로터간 접선방향 유동의 증가, 팁 간극손실의 증가가 주요 원인으로 알려져 있다[6]. 4.2절에서 언급하였듯이 초음속 충동형 터빈에서 터빈입구-로터입구 사이의 전압력손실의 많은 부분이 이 축간극 사이에서 발생하는 것도 상기의 현상과 관련이 있을 것으로 보인다. 노즐-로터간 간극에 따른 터빈 시험 수행에는 현실적인 이유도 존재하는데 개발대상터빈은 터보펌프 단품들의 누적공차에 따른 노즐-로터 간극의 변화량이 약  $\pm 0.5\text{mm}$ 로 터빈성능에 직접적인 영향을 줄 것으로 보인다.

실험은 네 가지 노즐-로터 간극에 대하여 설정 압력비와 회전수를 바꾸어가며 수행하였다. 축간극의 조절은 축추력 베어링 내륜과 터빈로터 사이의 조절링(adjusting ring)을 이용하였다. 조절링에 따른 축간극 값을 Table 4에 정리하였다.

Table 4. Adjusting rings and axial distances

Adjusting ring	Nozzle-rotor distance
A	1.4 mm
B	1.9 mm
C	2.7 mm, nominal
D	3.7 mm

조절링 C는 축간극이 2.7mm로 설계값에 해당한다.

Figure 11과 12는 조절링 A와 B 그리고 C와 D에 대해 동등 압력비에서 회전수를 변화시키며 측정한 효율을 나타낸 것이다. 그림 범례의 'PR'은  $\pi_t$ 를 의미한다. 그림에서 보듯 축간극 1.4~1.9mm 그리고 2.7~3.7mm 사이에서는 뚜렷한 성능변화를 찾아볼 수 없다. 그러나 조절링 B(또는 A)와 D(또는 C)간의 성능차이는 크게 나타나는데 그 차이를 Fig. 13에서 확인할 수 있다. Fig. 14에는 "상사조건1"( $\pi_t=13.5$ ,  $U/C_{ad}=0.25$ )에서 축 간극에 따른 터빈효율변화를 나타내었는데 조절링 B와 C사이에서 효율변화가 -3.5%에 이르는 것을 확인할 수 있다. 이 구간에서 터빈효율의 변화가 선형적이라 가정한다면 축간극이 줄어들 경우 제작공차 범위내에서 효율이 최대 2%정도 증가할 수 있게 된다. 참고로, 공력적인 면에서 축간극은 작을수록 좋지만 터빈운용의 안정성도 아울러 고려되어야 한다. 개발 터빈에 대한 구조해석결과 터보펌프의 초기 시동시 터빈로터 팁 부위가 노즐방향으로 약 1mm 정도의 변형이 되었다가 복원되는 것으로 나타났는데 이는 실제운용시 터보펌프의 안전한 작동을 위해 축간극이 충분히 확보되어야 함을 의미한다.

### 5. 결 론

30톤급 개방형 액체로켓엔진 터보펌프 터빈에 대한 공기 상사시험을 수행하였다. 터빈의 속도 삼각형과 마하수를 맞추되 주어진 노즐면적비를 고려하지 않은 "상사조건1"과 노즐의 완전팽창

이 가능한 압력비하에서 설계속도삼각형으로부터 터빈 시험 회전수를 결정한 "상사조건2"에서 터빈의 성능을 확인한 결과 각각 51.1과 55.5%로 설계 51%를 상회하였다. 터빈운용조건 변화에 따른 터빈노즐성능의 변화를 관찰한 결과 압력비에 따른 터빈효율의 변화는 대부분 초음속노즐의 후방배압의 변화에 의한 노즐효율 변화에서 기인하며 효율변화에 영향을 주는 전압력손실은 대부분 노즐-로터 간극사이에서 일어나는 것으로 나타났다. 초음속 터빈에서의 노즐-로터 간 축간극 변화에 따른 터빈 효율 변화는 특정 구간에서 급격한 변화가 관찰되었는데 "상사조건1"에서 축간극이 2.7mm에서 1.9mm 감소함에 따라 효율은 3.5% 증가됨을 확인하였다.

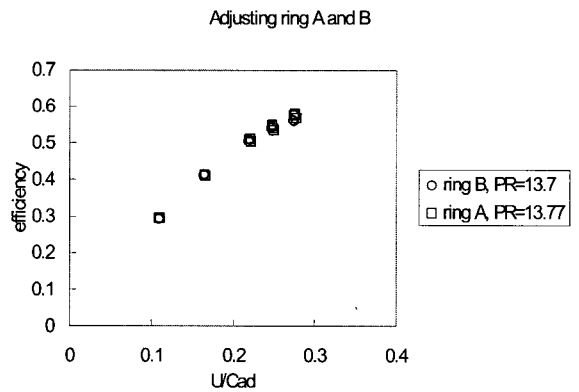


Fig. 11 Efficiency comparison; ring A v.s. B

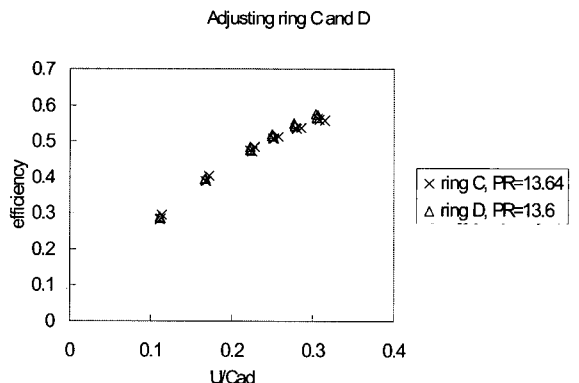


Fig. 12 Efficiency comparison; ring C v.s. D



Adjusting ring Band D

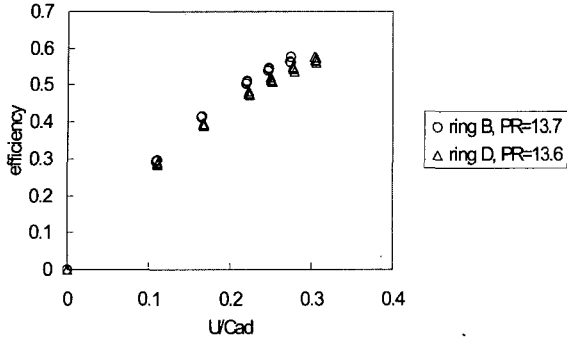


Fig. 13 Efficiency comparison: ring B v.s. D

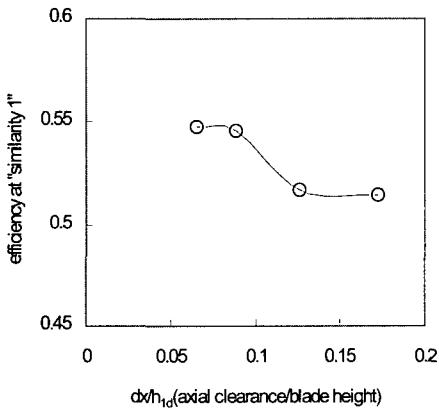


Fig. 14 Variation of turbine efficiency with respect to axial clearance

참 고 문 헌

1. 이은석, 김진한, 조광래, "초음속 충동형 터빈익형의 공력성능 향상을 위한 기하학적 설계변수 수치연구," 한국항공우주학회지 제31권, 제8호, 2003, pp.99-106
2. Noh, J. G.; Lee, E. S.; Kim, J. H.; Lee, D. S., 2004, CFD Analysis of Partial Admission Turbine Using a Frozen Rotor Method, Asia Joint Conference on Propulsion and Power; AJCPP 2004, Seoul National University.
3. 노준구, 정은환, 이은석, 김진한, 2004, "프로즌 로터 기법을 이용한 부분흡입형 터빈 수치해석," 유체기계저널 제7권 제6호, pp.15-20
4. 정은환, 김진한, 2005, "초음속 충동형 터빈에 대한 시험적 고찰," 유체기계저널 제8권 6호, pp.26-32
5. D. G. Ainley, 1951, "Estimation of the Change in Performance Characteristics of a Turbine resulting from Change in the Gas Thermodynamic Properties," A. R. C. Technical Report R.&M. No, 2973, June, 1951
6. B. V. Ovsyanikov, B. I. Borovsky, "Theory and calculation of power units for liquid rocket engine," Mashinostroyenie. Moscow. 1986
7. O. E. Balje, "Turbomachines: A Guide to Design, Selection, and Theory," John Wiley & Sons. 1981