

## 초음속 충동형 터빈에 대한 시험적 고찰

정은환\* · 김진한\*

### Experiments on Supersonic Impulse Turbine

Eunhwan Jeong\* and Jinhan Kim\*

*Key Words: Supersonic(초음속), Impulse(충동형), Turbine(터빈), Efficiency(효율), Nozzle velocity ratio(노즐 속도비)*

#### ABSTRACT

1.6 MW class supersonic partial admission impulse turbine has been designed and tested in Korea Aerospace Research Institute for the liquid rocket engine application. The test has been performed using a high pressure air source facility in KARI. For the turbine power absorption, a hydraulic dynamometer has been used. Appropriate similarity relations are used for the determination of test condition. Various settings of turbine pressure ratio and rotational speed are tested to investigate global turbine characteristics. From measured data, parameters related to the turbine design are derived and validated.

#### 1. 서론

한국항공우주연구원에서는 우리나라 최초로 액체산소와 케로신을 이용한 30톤급 개방형(open cycle) 액체로켓엔진에 적용 가능한 터보펌프개발을 추진 중이며 현재 펌프/터빈의 수력/공력 설계, 구조/진동 설계 및 해석, 극저온베어링 및 씰 설계를 완료하여 각 구성품의 성능시험을 진행 중이다. 개발 중인 터보펌프는 액체산소 및 케로신을 공급하기 위한 각각의 원심형 펌프와 충동식 터빈으로 구성되어 있다. 이들 펌프와 터빈은 단일 축으로 구성되어있으며 액체산소펌프와 케로신 펌프의 사이에 IPS(Inter-propellant seal)를 두어 기밀을 유지한다. 개발터보펌프의 외형을 Fig.1에 나타내었다.

본 논문에서 다루어진 초음속 충동형 터빈은 개발 대상 터보펌프의 주요 구성품 중 하나이다. 일반적으로 개방형(open-cycle) 액체 로켓엔진에 적용되는

터보펌프 터빈은 높은 비출력(specific power)을 목표로 단열일(adiabatic work)을 극대화하는 방향으로 설계가 이루어진다. 이를 위해 가스발생기는 연료과도 (fuel-rich) 상태로 연소되도록 하여 가스상수와 연소가스 온도값의 곱이 큰 값을 갖도록 설계된다. 그러나 비출력에 직접적인 영향을 미치는 터빈 입구 온도값은 터빈 디스크의 재질 및 직경, 블레이드 로딩, 회전수 등을 고려하여 선정되는데 일반적으로 1,000~1,200 K 이하로 제한된다. 터빈의 팽창비 역시 단열일에 직접적인 영향을 미치는데 높은 단열일

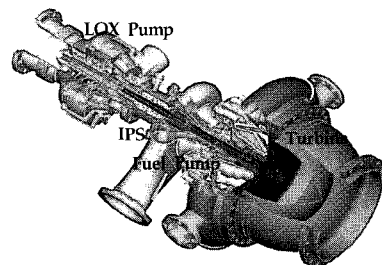


Fig. 1 30 ton class turbopump

\* 한국항공우주연구원

책임저자 E-mail : jeh@kari.re.kr

을 위해 큰 값의 팽창비를 갖도록 설계가 이루어진다. 그러나 가볍고 단순한 설계라는 시스템적 요구조건을 동시에 만족시키기 위해 디스크는 단 단으로 이루어지는 경우가 많다. 이로 인해 터빈에서의 모든 팽창이 노즐을 통해 이루어지는 초음속 충동형이 채택되며 상대적으로 적은 유량으로 인하여 부분분사(partial admission) 형태를 취하게 된다.

본 논문에서는 위에 기술된 설계 개념과 엔진 및 펌프의 요구조건에 따라 설계 제작된 초음속 충동형 터빈에 대한 시험결과를 다루었다. 2절에서는 주요 터빈설계조건에 대하여 간략히 언급하였고 시험설비와 시험조건에 대하여 3절에 기술하였다. 시험 결과를 4절에서 다루었으며 마지막으로 5절에서 요약/정리 하였다.

## 2. 터빈설계

Table 1에 터빈설계에 사용된 주요 변수들을 나타내었다. 설계요구조건을 만족시키기 위한 기초 설계는 1차원 해석을 통해 이루어지는데 1차원 해석시 필요한 형상 관련 변수를 Table 2에 정리하였다. 이 변수들은 설계자의 경험과 유동해석을 통해 설계 요구조건을 만족시킬 수 있는 최적값으로 선정된다. 1차원설계와 2차원 유동해석을 통해 터빈 디스크의 크기, 노즐 및 동익의 개수, 부분분사비, 노즐 형상등이 주어지며 아울러 평균선(mean line)에서의 터빈형상-노즐 입사각, 로터 전후방의 상대유동각, 동익의 익형<sup>(1)</sup>이 결정되어진다. Table 3에는 개발대상 터빈의 주요 설계값을 나타내었다. 최종형상에 대해서는 3차원 유동해석을 수행하여 효율 및 기타 공력값을, 특성 1차원 예측결과와 비교검토 하였다<sup>(2),(3)</sup>.

Table 1 Turbine design parameters

항목	비고
터빈출력( $W_t$ )	펌프 요구동력
회전수( $N$ )	Cavitation을 고려한 산화제펌프 최대 허용회전수로부터 결정.
동익 선속도( $U$ )	연료펌프 임펠러 지름, 터빈입구온도, 터빈 디스크 재질을 고려하여 선정
평균직경( $D_{cp}$ )	
입구 전온도( $T_{in}$ )	디스크 재질 및 허용 선속도 고려
입출구압	엔진시스템 요구조건
가스 물성치 ( $C_p, k$ )	엔진시스템 가스발생기 특성

Table 2 Turbine shape related design parameters

선정 변수	비고
로터팁 간극	1~1.5% of $D_{cp}$
피치-코드 비	0.6-0.75
Aspect Ratio	1.4-1.7
노즐 속도계수	0.83-0.97
동익 속도계수	0.8-0.9

Table 3 Design conditions for the supersonic impulse turbine

항목	KARI 터빈
종류	충동형
단수	1
터빈 회전수, rpm	20,000
터빈 입구온도, K	900
압력비( $P_{00}/P_1$ )	14.45
비속도	0.253
터빈 출력, kW	1,660
터빈 효율 %	50.8

## 3. 터빈시험

### 3.1 시험설비

터빈 성능시험은 항공우주연구원 내에 설치된 고압 공기 공급설비를 이용하였는데 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 이 설비는 40 m<sup>3</sup> 용적의 탱크에 최대압 320 bar의 공기를 저장하여 시험에 이용할 수 있도록 이루어져있다. 고압의 공기는 압력 조절기(regulator)를 통해 적절한 압력으로 감압되며 시험에 필요한 터빈입구의 압력의 조절은 여기에서 이루어진다. 공기의 질량유량측정을 위한 유량계는 압력조절기 후방에 설치하였다. 유량계는 벤츄리 노즐(venturi nozzle) 형태(Fig. 3)로 직경 15mm의 노즐 목을 갖고 있으며 시험 중 초킹(choking) 상태로 운용된다. 유량계의 특성파악을 위하여 한국표준과학연구원서 검교정을 수행하였으며 시험 운용영역 내에서 유출계수 0.988을 얻어내었다.

유량계를 통과한 고압공기는 공기온도 조절을 위한 알코올 버너를 통과하게 되는데 버너는 안정적인 연소를 위해 자체의 목(throat)을 갖는다. 그러나 본 시험에서는 버너를 사용하지 않았다. 버너를 통과한 고압공기는 최종적으로 터빈시험부로 공급되어 터빈을 구동한 후 외기로 방출되는데 터빈의 배압조절을 위하

여 가변밸브가 설치되었다.

터빈시험부는 터빈, 배기밸브, 동력흡수장치 등으로 이루어지며 그 설치도를 Fig. 4에 나타내었다.

시험용 터빈은 실제와 동일한 크기로 제작되었으며 터빈공력성능 확인을 위한 온도 및 압력센서들을 터빈 입구에서 출구까지 입구배관, 터빈노즐출구, 로터출구, 정익출구, 그리고 출구배관으로 구분하여 장착하였다. 장착 센서위치를 Table 4에 정리하였다.

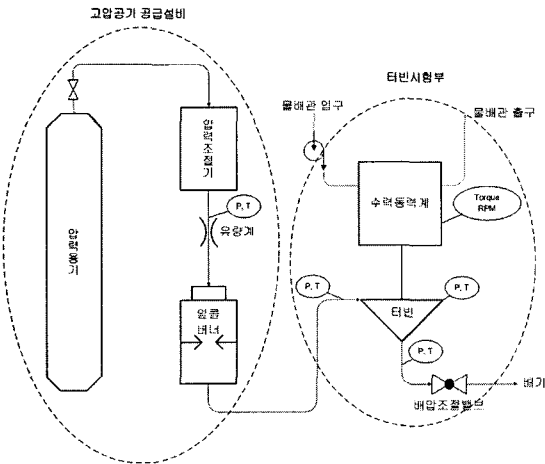


Fig. 2 Turbine test facility schematics

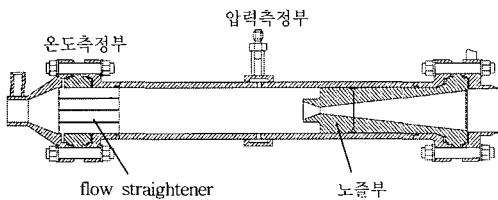


Fig. 3 Venturi type flowmeter

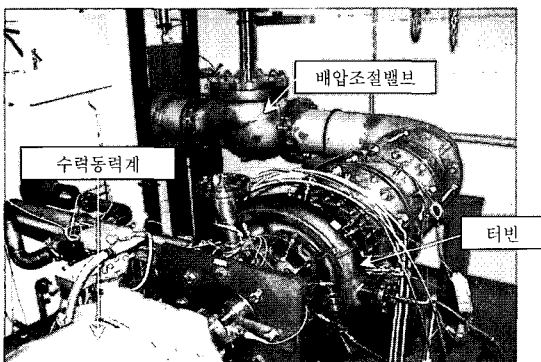


Fig. 4 Turbine test rig

Table 4 Temperature/pressure sensor installed location

구분	입구 배관	노즐 입구	노즐 출구	로터 출구	정익 출구	출구 배관	
No.	0	-	1	2	3	4	
측정 구분	온도	○	○	×	○	○	○
	압력	○	○	○	○	○	○

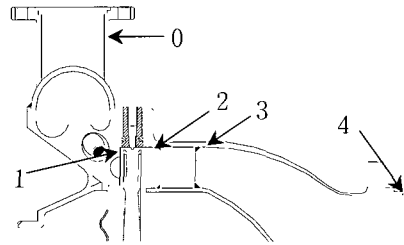


Table 5 Dynamometer spec. (Froude Consine, F249)

성능	최대 흡수 파워 : 750 kW
	최대 토오크 : 1,272 Nm
	최대 회전수 : 14,000 rpm
측정 정확도	토오크 : $\leq \pm 3.2\text{Nm}$ (0.25% of full scale load)
	회전수 : $\pm 1\text{rpm}$
냉각수	출구온도 : 71°C 이하
	유량 : 26.1 l/kW*hr
	공급압력 : 2 - 4 bar

온도센서로는 T-type 열전대를 사용하였으며 압력센서는 스트레인게이지를 기본으로 한 다이어프램 (diaphragm) 타입의 고정밀도 시험용 센서(TJE model, Sensotec)를 사용하였다.

터빈시험에서는 터빈 출구압(또는 터빈 압력비) 조절을 위해 가변 배기밸브를 사용하였다. 밸브의 형태는 압력조절에 적합한 그로브밸브(globe valve) 타입이며 밸브의 위치 제어는 공압을 동력으로 하여 4~20 mA의 전기신호에 대하여 선형적으로 거동하는 포지셔너(electro-pneumatic linear positioner)를 통해 이루어진다.

동력흡수장치는 터빈시험부의 회전축과 연결되어 회전수와 토오크를 측정/제어하는 장치로 Froude Consine사의 수력동력계(Hydraulic Dynamometer, model F249)를 사용하였다. F249 수력동력

계는 750 kW급이며 최대 회전속도 14,000 rpm까지 시험이 가능하다. 수력동력계는 터빈에 의해 만들어진 동력을 물을 통해 흡수하는데 F249 수력동력계의 경우 최대 5.5 liter/sec의 공급용량을 필요로 한다. 이 장치의 자세한 사양을 Table 5에 정리하였다. F249 수력동력계는 독립적인 제어장치(Texcel V 100)로 조절된다. 이 제어기는 정속, 정토크 등의 모드로 운용되는데 수력동력계에서 측정된 속도, 토크 및 냉각수 밸브 위치신호를 이용하여 제어가 이루어진다.

데이터 획득장치(data acquisition system, DAS)는 CS(control system)과 MS(measurement system)으로 구성되는데 CS에서는 고압공기 공급관 상의 각종 제어밸브 및 레귤레이터를 제어하며 시험전/시험 중의 상태를 모니터링한다. MS는 측정센서들의 특성값 설정, 시험중 데이터 저장, 그리고 시험 데이터 후처리 등의 기능을 수행한다.

사용된 센서들의 정확도(accuracy)를 고려한 오차해석 결과 동력흡수장치의 토크측정에서 비롯되는 오차가 가장 컸으며 전체적인 측정효율의 불확실도는 1.2% 이내인 것으로 나타났다.

### 3.2 시험조건 및 절차

일반적으로 터빈의 성능시험에서는 실제 연소가스 대신 질소 또는 공기를 이용하여 성능시험을 수행하는 경우가 많다. 이는 가스발생기로 인한 시험의 위험부담을 줄이고 터빈로터에 손상을 주지 않으며 시험설비 및 준비가 상대적으로 간단하기 때문이다. 또한 가스 상수가 연소가스에 비해 작고 상온의 상태로 터빈을 구동하기 때문에 동일한 속도삼각형을 유지하기 위한 등가회전수가 실제 운용 회전수보다 훨씬 낮은 값에서 이루어지게 된다.

상사조건은 일반적으로 레이놀즈수, 노즐출구 마하수 그리고 비속도-단열속도( $C_{ad}$ )에 대한 원주속도( $U$ )의 비,  $U/C_{ad}$ -를 설계조건과 동일하게 설정함으로써 얻어낼 수 있는데 단열속도  $C_{ad}$ 는 아래와 같이 정의된다.

$$C_{ad}^2/2 = I_{0ad} = C_p T_{00} (1 - (P_4/P_{00})^{k-1/k}) \quad (1)$$

높은 레이놀즈수의 영역에서는 레이놀즈수의 영향이 적기 때문에 본 시험에서는 출구 마하수와 비속도

Table 6 Turbine test similarity condition (design point)

구분	단위	설계값	상사조건
기체상수	J/kgK	321.4	287.1
비열비	-	1.12	1.40
회전수	rpm	20000	9170
터빈입구온도	K	900	268
터빈입구압력	MPa	5.78	1.59
비속도(U/Cad)	-	0.253	0.253
압력비	-	14.45	13.52
효율	%	50.8	50.8
출력	kW	1660	203

를 일치시켜주는 조건으로부터 시험조건을 찾아내었다. 터빈 설계점 상사 시험조건을 Table 6에 나타내었다. 터빈시험은 탈설계점에서 수행되었는데 탈설계점 시험은 설계상사조건과 다른 압력비/비속도 조건에서 효율값을 측정하여 터빈의 전체적인 성능특성을 얻기 위함이다. 탈 설계점에서의 시험조건은 터빈의 예측 성능선도와 수력동력계의 가용 운용영역을 고려하여 선정하였다.

시험은 주어진 배기밸브 설정에 대하여 회전수를 변화시켜가며 하나의 특성곡선을 얻어내었는데 배기밸브 설정과 터빈 입구압을 바꾸어 유사한 시험을 반복하였다. 배기밸브의 설정은 터빈시험 전 수행된 모사 터빈노즐 시험 시 획득된 배기밸브설정과 터빈압력비의 관계를 이용하였다. 비속도의 변화는 수력동력계를 통한 회전수를 조절을 통해 구현하였다.

### 4. 시험결과

시험은 Table 6에 나타난 상사시험 압력비 전후의 다섯 가지의 설정에 대하여 수행하였다. 압력비는 터빈 입구배관 전압력과 출구배관 정압력의 비로 정의된다. 주어진 압력비 설정(또는 배기밸브의 설정)에 대해 터빈의 회전수를 증가시킴에 따라 터빈 압력비도 약간의 변화가 있었다. 각 시험 조건들을 Table 7에 정리하였다.

Fig. 5는 각 시험조건별 비속도 변화에 따른 터빈 효율(total to static)의 변화를 나타낸다. 터빈효율은 다음과 같이 정의되는데,

$$efficiency(t-s) = W_t / \dot{m} I_{0ad}, \quad (2)$$

Table 7 Test conditions

구분	배기밸브 개폐율	평균 압력비	입구압 (MPa, 전압)	회전수설정 (RPM)
case1	25%	7.2	1.56	4000~12000
case2	56%	12.4	1.56	4000~12000
case3	63%	12.9	1.56	4000~12000
case4	88%	13.6	1.59	3000~12000
case5	88%	21.0	2.95	3000~12000

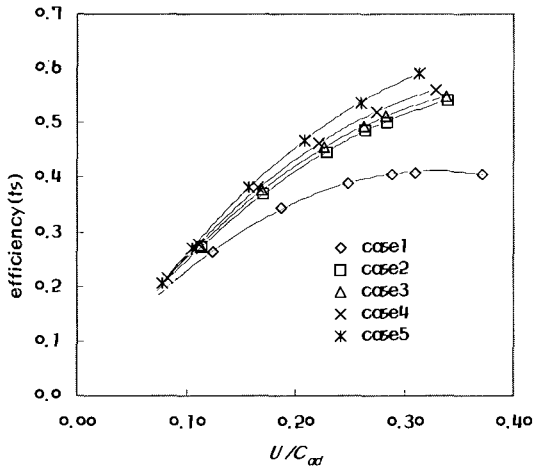


Fig. 5 Turbine characteristics efficiency vs. U/Cad

$W_t$ 와  $\dot{m}$ 은 각각 터빈출력과 질유량을 의미한다. 주어진 압력비에 대해 비속도가 증가함에 따라 효율값은 증가하는데 이는 낮은 비속도의 설계값을 갖는 부분분사형 충동형 터빈의 일반적인 특징이다. 효율은 압력비에 따라 증가하는 경향을 보이는데 이는 수축-확산형 초음속노즐을 가진 터빈의 특성으로 압력비가 증가함에 속도계수(단열속도에 대한 로터 입구 절대유동속도의 비)가 증가하는 것에 기인한다. 설계 상사조건의 비속도 및 압력비에서 터빈의 효율은 1차원 설계 예측치 50.8%와 유사한 49.3%로 나타났다. 참고적으로 시험대상 터빈에 대한 프로즌로터 기법을 적용한 3차원 유동해석<sup>3)</sup>은 효율값이 57.5%로 다소 높게 예측되었는데 이는 계산상 부분 분사효과가 제대로 반영되지 않은 것에 기인한다.

Fig. 6은 보정출력(corrected power)의 비속도와 압력비에 따른 변화를 나타낸다. 보정출력은 준무차원 변수( $W_t/\sqrt{T_{00}P_{00}}$ )로 물리적으로 터빈효율을 대신할 수 있다.

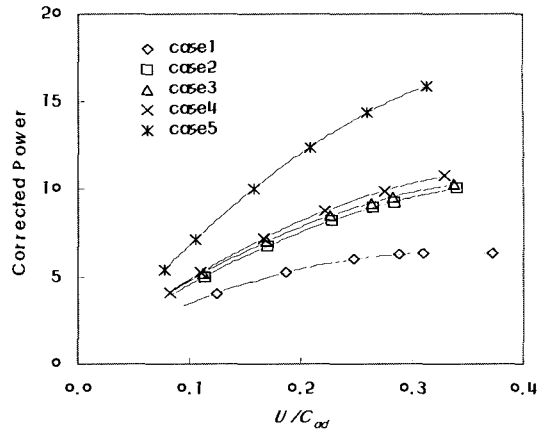


Fig. 6 Turbine characteristics : corrected power vs. U/Cad

Fig 7은 터빈효율의 변화를 터빈압력비를 가로축으로 나타낸 것이다.  $M$ 는 보정회전수로  $N/\sqrt{T_{00}/T_{std}}$ 로 정의된다. 고정된 터빈입구압과 배기밸브의 설정에 대하여 효율은 회전수에 따라 증가하며 터빈 압력비도 다소(5% 이내) 증가함을 알 수 있다. 그러나 터빈입구 전압력과 노즐 출구 정압의 비로 나타내어지는 노즐 압력비의 회전수에 따른 변화는 터빈 압력비와 반대의 경향을 나타내는데 이를 fig 8에 나타내었다.

Fig. 8은 case4(상사 압력비 근방)조건에서 회전수에 따른 노즐 압력비의 변화를 나타낸 것인데 그림에서 볼 수 있듯이 노즐 압력비는 회전수에 따라 감소함을 확인할 수 있다. 아음속 터빈의 경우 유동의 로터에 대한 상대유동각은 노즐의 유동각과 로터의 회전속도에 따라 달라지지만 유동의 상대속도가 초음속인 경우 상대유동각은 동익의 각도에 의해 결정된다<sup>(4),(5)</sup>. 따라서 초음속 터빈의 경우 로터의 회전수가 절대유동각과 절대유동속도에 직접적인 영향을 미치고 이로 인해 노즐 출구 하류에서의 압력이 변화하게 된다. Fig 9에는 case4 시험 측정값을 통해 계산된 로터 입구의 속도 삼각형의 회전수에 따른 변화를 가지적으로 나타내었다. 그림에서  $\alpha_1$ 과  $\beta_1$ 은 각각 절대유동각과 상대유동각을 의미하며 실선은 절대속도( $C_1$ ), 점선은 상대속도( $w_1$ ) 벡터를 의미한다. 주어진 상대각과 회전수, 그리고 노즐압력비에 의해 속도삼각형은 결정되어지는데 회전수가 증가함에 따라 노즐유동은 상사압력비 및 노즐 면적비 기준으로 과소팽창(under-expansion) 상태에서 과대팽창(over-expansion) 상태로 바뀌며 절대 유동각도 설계유동각(18°)을 기준으로 큰 값에서 작은 값으로 바뀐다. 이는 초음속노

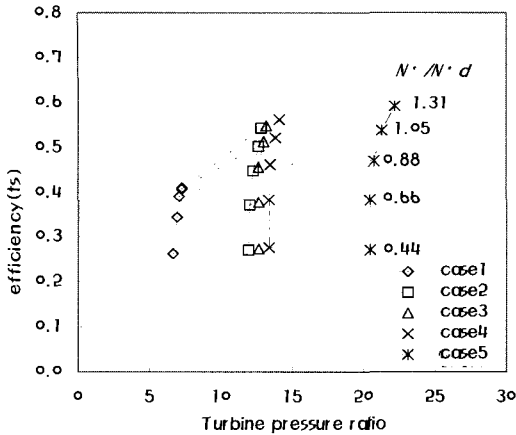


Fig. 7 Turbine characteristics : efficiency vs. turbine pressure ratio

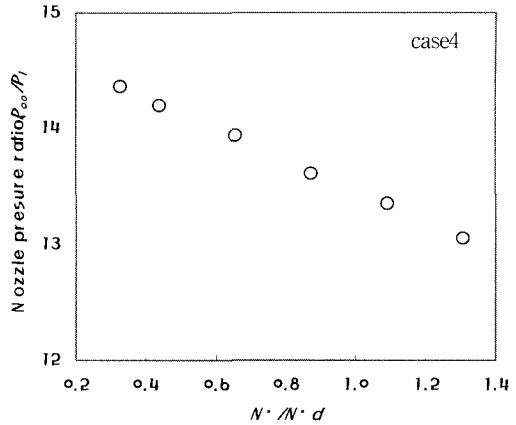


Fig. 8 Nozzle pressure ratio variations with respect to rotational speed

즐유동 및 초음속 터빈에 대한 실험결과<sup>(4)-(6)</sup>와 정성적으로 일치한다. case4 조건에 해당하는 노즐 속도계수, 유동속도, 유동각등을 Table 8에 정리하였다.

측정된 노즐압력비를 통해 터빈설계의 중요 변수중 하나인 노즐속도계수를 산출해낼 수 있는데 설계상사점 근방에서 그 값은 0.8로 설계값 0.88과 큰 차이를 나타내었다. 이는 시험에서 설치된 노즐출구 압력단의 측정위치를 고려할 때 산출된 속도계수는 노즐의 순수한 성능이외에 부분분사, 충격파, 누설 등에 의한 2차손실을 포함하는 것에서 비롯되는 것으로 보인다. 표에서 볼 수 있듯이 속도계수는 회전수가 증가함에 따라 약간 감소한다. 그러나 case5의 경우 산출된 속도계수는 0.91, case3은 0.78 전후로 터빈 압력비 증가가 속도계수를 증가시킴으로 인해 효율증가의 직접적인 이유가 됨을 알 수 있다. (Fig. 5, 7 참조)

Fig. 10은 case4 시험조건에서 터빈 각 단별 압력변화를 나타낸다. 0~4는 Table 4에 나타낸 바와 같이 터빈입구배관, 노즐출구, 로터출구, 정익출구, 터빈출구배관을 나타낸다. Fig. 10 (b)는 (a)를 확대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보듯 거의 모든 팽창이 노즐을 통해 일어나는 총동형 터빈의 전형적인 압력분포를 보인다. Fig. 10 (b)에서는 회전수 증가에 따른 노즐 압력비의 감소를 다시 확인할 수 있다.

설계와 달리 로터 전후방(1-2)에서 약간의 압력 차이가 존재하며 이로 인해 일정 정도의 축추력이 발생한다. 낮은 회전수영역에서( $N^*/N_d < 0.66$ )는 터빈로터를 통과하면서 정압력이 증가하는데 이는 터빈로터를 통해 음의 반동도가 나타남을 의미한다. 정익출구

Table 8 Result summary for the case 4 test

Case4				
N*/N*d	노즐 압력비	C1 (m/s)	$\alpha_1$ (deg)	속도 계수 $\phi$
0.44	14.2	440	23.5	0.82
0.66	13.9	436	21.7	0.82
0.88	13.6	431	19.9	0.81
1.05	13.3	427	18.0	0.80
1.31	13.0	422	16.1	0.80

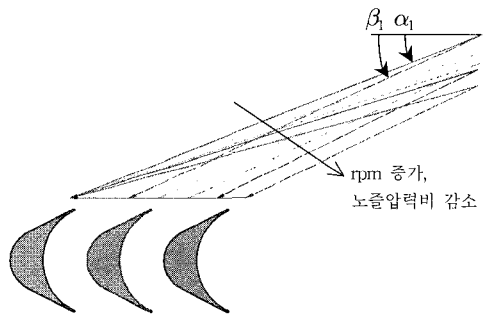


Fig. 9 Variation of velocity triangle with rotational speed

와 출구배관사이(3-4)에서는 증가된 유로면적으로 인해 정압력이 일정정도 회복됨을 확인할 수 있다.

## 5. 결론

본 논문에서는 항공우주연구원에서 개발된 초음속 총동형 터빈에 대한 시험결과를 정리하였다.

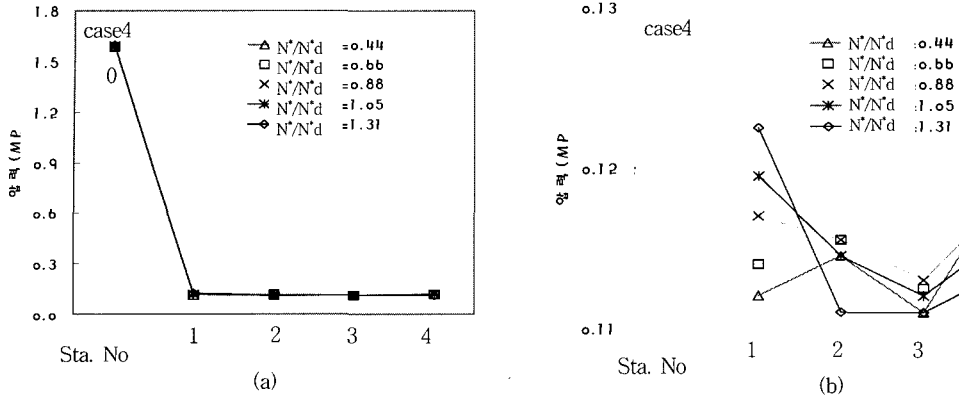


Fig. 10 Pressure distribution in turbine for various rotational speed

설계상사 압력비 전후 다섯 가지의 압력비 설정에 대하여 비속도를 변화시켜가며 터빈효율을 측정하여 터빈 성능곡선을 얻어내었으며 설계점에서의 터빈효율 49.3%를 얻었다(설계효율 50.8%). 아울러 회전수 변화에 따른 노즐압력비의 변화와 이에 따른 유동각의 변화에 대하여 고찰하였는데 회전수가 낮은 영역에서 터빈노즐은 과소팽창 상태로 작동되며 설계 회전수에 이르러 설계 압력비에 가까운 값을 나타내고 설계 회전수 이상에서는 과대팽창 상태로 작동함을 확인하였다. 절대유동각 역시 설계 압력비와 회전수에서 설계 값 (18°)에 가까운 결과를 나타내었으며 회전수의 증감에 따라 상대유동각(또는 동익각)에 의해 절대유동각이 변화하는 초음속터빈의 전형적인 거동을 확인하였다. 터빈 내부의 압력변화를 확인한 결과 터빈로터 전후방에 압력차가 존재하며 이로 인해 다소의 축추력이 발생할 수 있음이 확인되었다.

본 시험의 결과를 토대로 하여 현재 터빈 시험기를 재설계/제작 중이며 설계 데이터베이스 확보를 위해 보다 상세한 시험을 수행할 예정이다.

### 참고문헌

(1) 이은석, 김진한, 조광래, 2003, “초음속 총동형 터빈익형의 공력성능 향상을 위한 기하학적 설계

변수 수치연구,” 한국항공우주학회지 Vol. 31, no. 8, 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 6호, 게재예정  
 (4) Stratford, B. S.; Sansome, G. E., 1959, The Performance of Supersonic Turbine Nozzles, A.R.C. R&M 3273, June, 1959.  
 (5) Johnston, I. H., Dransfield, D. C., 1959, The Test Performance of Highly Loaded Turbine Stages Designed for High Pressure Ratio, A.R.C. R&M 3242, June, 1959.  
 (6) 조중재, 정수인, 김귀순, 이은석, 김진한, 2004, “초음속 터빈 익형의 유동특성에 대한 실험적 연구,” 제5회 우주발사체기술 심포지움, pp. 67~73. 2004. 5, 한국과학기술원.