

터보펌프 부분흡입형 터빈 공력설계

이은석*, 김진한**

Aerodynamic Design of a Partial Admission Turbine in Turbopump

Eun-Seok Lee*, Jin-han Kim**

Abstract

In this study, one dimensional aerodynamic and structural study of a partial admission turbo pump turbine was performed. A turbine consists of a nozzle, rotor, outlet guide vanes. The aerodynamic characteristics of each component was derived from the governing equation and validated from the CFD calculations. One-dimensional basic design such as velocity triangles was conducted from the mean line analysis and modified from the 2-D and 3-D CFD analysis. The blade profile was determined by the CFD optimization. The thermal stress analysis and structural analysis are needed to be studied in the next design stage.

초 록

본 연구에서는 액체로켓에 쓰이는 터보펌프 부분흡입형 터빈의 1차원 공력계산 및 구조설계에 대해 고찰하였다. 터빈은 노즐, 로터, 후방유도의등으로 나누어 각각에 대해 공력 특성을 계산식으로부터 유도하였고 CFD 계산을 통해 그 타당성을 입증하였다. 속도삼각형과 같은 1차원 설계 변수들은 평균선 방정식을 이용하여 수행되었고 2-D, 3-D CFD 계산을 통해 보정되었다. 블레이드 익형은 CFD 최적화기법을 통해 결정되었다. 향후, 열응력계산, 구조응력계산을 통한 열적/구조적 거동에 대해 연구가 필요하다.

키워드 : 액체로켓 (liquid rocket), 터보펌프 (turbopump), 부분흡입형 터빈 (partial admission turbine), 공력설계 (aerodynamic design)

1. 서 론

우주발사체용 액체추진로켓에서 연소실로 공급되는 추진제를 가압하여 공급하는 방식에는 가압탱크와 터보펌프가 있다. 이 중 터보펌프는 가스발생기내에서 가압된 연료와 산화제 일부를 연

소시켜 급속히 팽창되는 가스로 터빈을 구동시켜 산화제 펌프와 연료펌프에 필요한 힘을 공급한다. 터빈을 구동하고 난 후의 배기가스는 활용에 따라 개방형과 밀폐형으로 나누어지게 된다. 본 연구대상은 개방형 엔진의 터보펌프 구동 터빈으로서 다음의 사항을 고려하여 설계한다.

* 터보펌프개발그룹/esl@kari.re.kr

** 터보펌프개발그룹/jhkim@kari.re.kr

(1) 비추력을 줄이고 높은 출력을 얻기 위하여 터빈으로 유입되는 유량을 최소화한다.

(2) 저 유량으로 인해 높은 단열 일을 얻을 수 있도록 설계하며, 이러한 목적으로 고 압력비, 고 농축 연료가스를 사용한다.

(3) 큰 압력비로 인해 가스는 초음속으로 팽창되며, 저 유량의 가스로 인해 블레이드 높이는 작아져 효율이 떨어지므로 부분흡입형 (Partial Admission) 터빈 형식을 사용한다. 부분흡입형 터빈의 경우, 좌우 대칭인 충동형 터빈 익형을 사용하는 것이 일반적이다.

연구대상인 터보펌프의 터빈시스템은 부분흡입형으로 그 공력특성이 매우 까다로와 예측이 매우 어렵다. 가스제너레이터 노즐사이의 공간으로 인해 흐름이 비정상 특성을 가지고 있으며 압력비가 10~40, 흐름회전각이 120 ~150 deg 정도로 초음속영역과 박리 영역이 동시에 존재하게 된다. 이러한 시스템의 비정상 3차원 유동특성의 수치해석이 최근에 가시화되었으며 국내에서는 3차원 Mixing plane, Frozen Rotor 방법을 이용한 정상상태 해석을 최근에 발표한 바 있다 [1].

본 연구에서는 이러한 부분흡입형 터빈의 공력설계에 대해 고찰하고자 한다. 먼저 지배방정식을 통한 노즐, 로터, 유도익의 1차원 설계식을 유도한다. 노즐 및 로터 익형에 대한 파라미터 연구를 수행, 적절한 범위를 찾는다. 또한 CFD를 이용한 수치해석을 통해 최적조건을 찾는다.

2. 공력설계 및 CFD

2.1 1차원설계

부분흡입형 터빈은 크게 노즐부, 로터부, 유도익등으로 이루어진다. 가스발생기에서 생기는 고압, 고온가스를 초음속으로 팽창시키는 역할을 하는 곳이 노즐부, 팽창된 가스로부터 고속의 회전에너지를 얻는 곳이 로터부, 로터부를 지나는 가스를 후방으로 유도하여 좀더 많은 직진 운동

에너지를 얻고자 하는 곳이 유도익이다. 유도익은 필요에 의해서 생략되기도 하며 로터부는 1단 충동형으로 채택하였다. 높은 압력비를 가지는 경우, 충동형 타입이 유동으로부터 운동에너지를 극대화하여 얻을 수 있어 일반적으로 널리 쓰인다. LV의 경우, 1차 설계요구사항은 표 1과 같다.

터빈의 1차원 설계에 쓰이는 기본적인 식은 다음의 3가지로 요약할 수 있다. [2]

- 단열 에너지 보존법칙

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{k-1} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

- 등 엔트로피 관계식

$$h_0 = h + c^2/2, C_p T_0 = C_p T + c^2/2$$

- 기체상태방정식 및 마하수관계식

$$P = \rho RT$$

$$a = \sqrt{kRT}$$

표 1. 터빈 설계 요구조건

설계요구조건	결정변수
요구파워	펌프 요구동력 1,620 kW(1,700 kW)
회전수	Cavitation 문제가 산화제펌프에서 연료펌프보다 심각하기 때문에 산화제펌프 최대 허용회전수로 부터 결정. 20,000 rpm
동익 tip 속도 및 지름	Blade tip 속도는 보통 450m/s 보다 작은 값을 선정. 동익 지름이 설계 변수임. 280mm
입구 전온도	Turbine의 제질에 따라 결정되며, 1,000 ~ 1,200 K사이임. 900 K
입구 전압력	LRE 시스템에서 결정 5.78 MPa
출구 정압력	LRE 시스템에서 결정 0.4 MPa
가스 특성	Gas generator의 혼합비로부터 결정. 321.4 J/KgK, 1.12

위 식으로부터 마하수 및 임계마하수 관계식을 유도해 낼 수 있다. 일반적으로 압축성유체역학에서는 마하수 관계식을 주로 쓰지만, 터빈설계에서는 임계마하수 관계식을 사용한다. 임계마하수는 유동이 음속이 될 때의 임계속도 (= 음속) 에 대한 속도비로 마하수의 정의와 비슷한 개념이다. 온도비에 대하여 마하수관계식을 쓰면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{T_0}{T} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)$$

여기서 마하수 1을 대입하면 임계점에서의 온도를 알 수가 있다.

$$\frac{T_0}{T_{kp}} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\right) = \frac{k+1}{2}$$

따라서 임계속도는 다음과 같이 정의된다.

$$c_{kp} = a_{kp} = \sqrt{kRT_{kp}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0}$$

임계마하수는 위의 식으로부터 마하수와 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\lambda = c/a_{kp}, \quad M = \sqrt{\frac{2}{k+1} \frac{\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}}$$

따라서 임계마하수를 이용한 압력비 및 온도비를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T/T_0 = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)$$

$$P/P_0 = \pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{k/(k-1)}$$

위에서 언급된 관계식을 노즐과 동익 두 부분으로 분할하여 변형시켜 사용한다. 노즐의 입/출구 관계식은 압축성유체역학의 단열 및 등 엔트로피 관계식으로부터 얻어진다. 열 에너지 보존 법칙으로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$C_p T_{00} = C_p T_1 + u_1^2/2$$

$$L_{0ad} = u_1^2/2 = C_p T_{00} - C_p T_1 = C_p T_{00}(1 - T_{00}/T_1)$$

$$L_{0ad} = \frac{k}{k-1} RT_{00}(1 - 1/\delta^{(k-1)/k})$$

$$\delta = P_{00}/P_1 = P_{00}/P_2$$

여기서 L_{0ad} 는 단열 일을 나타낸다. 단열 일로부터 노즐에서 손실이 없을 경우의 출구절대속도, 즉 단열절대속도를 계산할 수 있다.

$$c_{ad} = u_1 = \sqrt{2L_{0ad}}$$

노즐에서의 손실은 실험에 의하여 고려한다. 따라서 노즐출구절대속도는 위의 식에서 구한 단열절대속도에 실험계수 ϕ 를 곱해서 구한다.

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

노즐출구에서의 유동변수들은 임계속도와 단열 또는 등 엔트로피 관계식으로부터 얻어진다. 노즐출구에서의 유동 값들은 손실을 고려하여 다음과 같이 구한다.

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

$$P_{01} = P_{00} \pi(\lambda_{c1}/\phi) / \pi(\lambda_{c1}) = P_{00} \sigma_1$$

$$\lambda_{c1}/\phi = c_1/(a_{kp}\phi) = c_{ad}/a_{kp} = \lambda_{c1ad}$$

$$\pi(\lambda_{c1ad}) = P_1/P_{00}, \quad \pi(\lambda_{c1}) = P_1/P_{01}$$

여기서 P_{00} 는 손실이 없을 경우의 전압력, P_{01} 은 손실을 고려한 전압력을 나타내며, 온도는 단열조건을 사용하므로 손실이 없는 것으로 생각한다. 즉 $T_{00} = T_{01}$ 이다. 그리고 기체상태방정식을 사용하여 나머지 유동변수들을 구한다. 이 경우, 경험에 의한 계수는 오직하나, 실험계수 ϕ 이다. K사의 경우, 0.95를 사용하였으나 실험치와 비교할 때 약 0.82 로 나타났다. S사의 경우 0.85 를 사용하였다. KSLV의 경우, 0.88을 사용하였으나 S사의 노즐형상이 상당히 매끄러운 상태를 고려한다면 0.82~0.85 가 적당하다고 판단된다. ϕ 의 선택으로 터빈효율과 노즐출구직경 등이 급격히 변한다. 0.82정도의 선택이 효율은 합당하고

0.92의 선택이 출구직경 산출에 합당하다고 사료된다. 이러한 이유는 노즐 출구로부터 흐름이 직진방향으로 약간 (1~2 deg) 꺾이고, 또 동익에 접근하면서 충격파의 영향으로 손실이 발생하는데, 이러한 현상을 정량적으로 모델링하지 못하는 데서 기인한다. 이러한 물리적 현상은 그림 5에 잘 나타나 있다.

노즐을 통과하는 유량은 임계속도관계식을 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \dot{m}_{kp} = z_c f_{\min} \rho_{1kp} c_{1kp}$$

$q(\lambda_{cl})$ 를 목에서의 단위유량에 대한 비유량이라고 정의하면, 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$q(\lambda_{cl}) = \rho_{1c1} / \rho_{1kp} c_{1kp} = \lambda_{cl} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{cl}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$$

그리고 목에서의 단위유량은 다음과 같으므로

$$\rho_{1kp} c_{1kp} = n \frac{P_{01kp}}{\sqrt{RT_{01kp}}} = n \sigma_{1kp} \frac{P_{00}}{\sqrt{RT_{00}}}$$

$$n = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

유량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{m} = \dot{m}_{kp} = z_c f_{\min} n \sigma_{1kp} \frac{p_{00}}{\sqrt{RT_{00}}} = \dot{m}_1 =$$

$$z_c f_1' n \sigma_1' q(\lambda_{cl}') \frac{p_{00}}{\sqrt{RT_{00}}}$$

$$q(\lambda_{cl}') = \rho_1' c_1' / \rho_{1kp} c_{1kp}$$

$$\sigma_{1kp} = P_{01kp} / P_{00} \cong 1, \lambda_{cl}' = c_{ad} \phi' / a_{1kp}, \sigma_1' = f(\phi', \lambda_{cl}')$$

따라서 노즐 목면적에 대한 노즐출구유동에 수직한 면적 (f_1') 비는

$$\overline{f_1'} = f_1' / f_{\min} = 1 / (\sigma_1' q(\lambda_{cl}'))$$

이 되고, $z_c f_{\min}$ ($= F_{\min}$) 값은 알 수 있으므로, 위 식에 곱해주면

$$F_1' = \overline{f_1'} F_{\min} = z_c f_1'$$

값을 계산 할 수가 있다. 노즐 출구면적 (c-c면)은

$$F_c = F_1' / \sin \alpha_{1d} = F_1' / \sin \alpha_1$$

으로 정의되고, 노즐개수는 단위노즐출구면적을 알고 있다면 계산할 수가 있다. 즉,

$$z_c = 4F_1' / (\pi h_c^2)$$

여기서 노즐높이 (h_c)는 정의높이를 계산하면 정해지는 값으로 뒤에서 설명된다. 계산된 노즐개수는 정수가 아니므로 소수점이하를 버림으로서 다시 정한다 (z_{copt}). 노즐개수가 정수로 다시 정의되면 노즐높이도 이에 맞춰 다시 계산한다.

$$h_c = \sqrt{4F_1' / \pi z_{copt}}$$

그리고 정의높이 (h_{1d}), partial admission ratio (ϵ), 노즐 목지름 (d_{\min})은 다음과 같이 구해진다. ϵ 은 노즐면적과 블레이드 축방향 면적 (블레이드높이 x 평균원주길이)의 비로 정의된다.

$$h_{1d} = h_c + \Delta h_p + \Delta h_{BT}$$

$$\dot{m} = \epsilon h_c \pi D_{cp} \rho_1 c_1 \sin \alpha_1, \rho_1 c_1 = q(\lambda_{cl}) n \sigma_1 \frac{p_{00}}{\sqrt{R_{00}}}$$

$$\epsilon = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{00}}}{h_c \pi D_{cp} P_{00} \sigma_1 q(\lambda_{cl}) n \sin \alpha_1}$$

$$d_{\min} = \sqrt{4F_{\min} / (\pi z_c)}$$

여기서 Δh_p , Δh_{BT} 는 경험에 의해 정해주는 값으로 사전에 정해진다. Y사의 경우, 각각 1.0 ~ 1.5 mm, 0.5 ~ 1.0 mm 정도로 정해준다.

동익의 회전속도, 익단속도(tip speed)를 알고 있으므로 노즐 출구 값 계산에서 구해진 유동변수들의 값을 이용하여 상대 값을 구할 수 있다. 동익입구에서의 상대속도와 상대유동각은 속도 삼각형에서 다음과 같이 구할 수 있다.

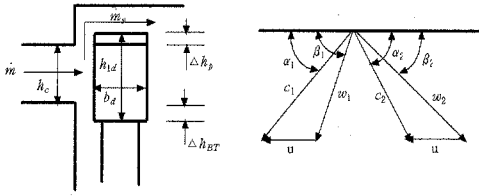


그림 1. 동익입,출구에서의 속도삼각형

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

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

그 밖의 동익 입구에서의 상대적인 값들은 노즐과 같은 식을 사용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

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

$$a_{kpw} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{0w1}}$$

$$\lambda_{w1} = w_1/a_{kpw}, M_{w1} = w_1/a_1$$

$$P_{0w1} = P_{01} \frac{P_1}{P_{01}} \frac{P_{0w1}}{P_1} = P_{01} \pi(\lambda_{c1})/\pi(\lambda_{w1})$$

동익설계에서 선정되어지는 변수들을 정리하면 표 2 와 같다.

표 2 동익 선정시 고려해야 할 변수

선정 변수	선정 값
Tip clearance (Δ_r)	평균 직경 대비 1 ~ 1.5 %
$\Delta h_b, \Delta h_{BT}$	1.0 ~ 2.0 mm
Solidity ($\bar{t} = t/b_d$)	0.6 ~ 0.7 사이
높이 (b_d)	블레이드 높이의 0.6 ~ 0.8
Reynolds 수 (Re_d, Re_b)	터빈 손실계산에 적용 Re_d 는 디스크 Reynolds 수, Re_b 는 bandage Reynolds 수를 나타낸다.
누설손실계수 (μ_y)	실험치

동익에서의 손실계수 (ϕ)는 실험식에 의해서 정의되는데, 동익을 통한 출구 상대속도 손실의 의미가 있다.

$$\phi = \left[1 - 0.23 \left(1 - \frac{\beta_1 + \beta_2}{\pi}\right)^3\right] \left[1 - 0.05(M_{w1} - 1)^2\right]^* \left[1 - 0.06 \frac{b_d}{h_{1d}}\right] \left[1 - \frac{t}{2\pi D_{cp} \epsilon}\right]$$

이 값은 초음속 충동형의 경우, 대략 0.82 ~ 0.86 정도이다.

여기서 β_2 는 처음에는 계산되지 않으므로 β_1 으로 가정한다. 따라서 출구상대속도는 $w_2 = \phi w_1$ 가 된다. 동익의 높이 (h_{1d})는 연속체 조건에서 구한다. 즉, 터빈 동익 유량과 노즐 유량이 같다는 것을 이용한다.

$$h_{1d} = \frac{\dot{m}}{\epsilon \pi D_{cp} \rho_1 \phi c_{1ad} \sin \alpha_1}$$

동익 높이가 정해지면, 노즐의 높이도 정해진다.

$$h_c = h_{1d} - \Delta h_b - \Delta h_{BT}$$

동익 출구에서의 값들은 손실을 고려하여 다음과 같이 구한다. 동익의 출구 상대유동각은 동익 출구에서 연속체 방정식을 이용하여 구한다.

$$\sin \beta_2 = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_{0w1}}}{\epsilon \pi D_{cp} P_{0w1} \sigma_2 q(\lambda_{u2}) n h_{2d}}$$

여기서 h_{2d} 는 원칙적으로 h_{1d} 보다 크거나 같게 정해주지만, 터빈의 유량이 작을 경우는 같게 주며, 입/출구 전압력비 σ_2 는 다음과 같이 구한다.

$$\sigma_2 = \pi(\lambda_{u2ad})/\pi(\lambda_{u2}), \lambda_{u2ad} = \lambda_{u2}/\psi, \lambda_{u2} = w_2/a_{kpw}$$

이 외의 출구유동 값들은 다음과 같이 정해준다.

$$T_2 = T_{0u2} - \frac{k-1}{2kR} w_2^2, T_{0u2} = T_{0w1}$$

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

$$\alpha_2 = \text{atan}\left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u}\right)$$

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

$$a_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{02}}, \lambda_{c2} = c_2/a_{kp}$$

$$p_2/p_{02} = \pi(\lambda_{c2}), p_{02} = p_2/\pi(\lambda_{c2})$$

동익의 개수는 선정된 값을 사용하여 정한다. 즉, 동익 solidity와 넓이를 알고 있으므로 피치를 구할 수 있다.

$$t = \bar{t} b_d$$

따라서 동익 개수는 다음과 같이 되며, 만약, 개수가 정수가 아니면 반올림하여 구한다.

$$z = \pi D_{cp}/t$$

동익의 tip clearance를 통하여 누설손실이 발생하게 되는 데, 누설손실량은 실험식에 의해서 정의된다. 충동형 터빈의 경우에는 ρ_T 는 0로 준다.

$$\dot{m}_y = \dot{m}_x \sqrt{1 + \rho_T \left(\frac{1}{\phi^2 \sin^2 \alpha_1} - 1 \right)} \left(1 + \frac{h_{1d}}{D_{cp}} \right) \frac{\Delta_r}{h_{1d}}$$

터빈내에서 발생하는 손실은 크게 다섯 가지로 나눌 수 있다. 즉, 수력손실, 누설손실, 부분흡입 (partial admission) 손실, 디스크 마찰손실, bandage 마찰손실이다. 이러한 항들을 고려한 터빈효율을 나타내면 다음과 같다.

$$\eta_t = \frac{N_t}{\dot{m} L_{0ad}} = \eta_u \eta_p - \xi_{TP,d} - \xi_{TP,b} - \xi_\gamma$$

각각의 항들은 다음과 같다.

- 수력효율 :

$$\eta_u = 2\phi^2 u/c_1 (\cos \alpha_1 - u/c_1) (1 + \phi \cos \beta_2 / \cos \beta_1)$$

수력효율은 속도비(u/c_1)에 크게 좌우된다. 즉, u/c_1 의 값이 클수록 효율이 좋아진다. 그러나 회전속도가 펌프설계에서 정해지므로, u 를 크게 하

려면 터빈의 지름이 커져야 하는 데, 이에 한계가 있다.

- 누설효율

$$\eta_p = \frac{\dot{m} - \dot{m}_y}{\dot{m}}$$

누설효율을 좋게 하기 위해서는 익단간극(tip clearance)을 줄여야 하지만 터빈이 고속으로 작동 시에는 강한 원심력과 온도에 의한 열팽창이 생기므로 이를 고려하여 최소값으로 정해 주어야 한다. 그리고 누설손실계수 μ_y 는 현재에는 익단간극만을 고려한 식을 사용하고 있음을 유의해야 한다. 입/출구 압력비에 대한 고려가 추가로 있어야 한다.

- Partial admission 손실

$$\xi_\epsilon = 0.35 \left(\frac{0.3u/c_{ad}}{D_{cp} \sin \alpha_1} + \frac{1-\epsilon}{\epsilon} \right) \left(\frac{u}{c_{ad}} \right)^2 \eta_u$$

부분흡입율(Partial admission ratio)이 클수록 손실이 감소한다. 그러나 유량이 적을 경우 ϵ 을 증가하면 각각의 노즐 및 정익을 통과하는 유량이 줄어들어 수력손실이 증가하므로 최적값을 찾아야 한다. 그리고 속도비(u/c_{ad}) 값이 커지면 손실이 증가하는데 이것은 역시 수력효율과 반대의 경향을 보인다. u 값(디스크 평균지름에서의 선속도)이 커지려면 정익 지름이 커져야 하는데, 이럴 경우 역시 상대적인 유량이 감소하여 손실이 증가하게 된다.

- 디스크 손실 및 bandage 손실

$$\xi_{TP,d} = 2C_{TP,d} \rho_1 r_2^2 \omega^3 / (\dot{m} L_{0ad})$$

$$C_{TP,d} = 0.039 / \sqrt[5]{Re_d}$$

$$\xi_{TP,b} = C_b \rho_1 \omega^3 b_b D_b^4 / (\dot{m} L_{0ad})$$

$$C_b = 0.1 / \sqrt{Re_{b_r}}, D_b = D_{cp} + h_{1d}, b_b = b_d$$

디스크 손실 및 bandage 손실은 마찰로 인한 손실로서 앞의 손실에 비교하여 2%도 되지 않는

아주 작은 양이다. 따라서 계산 결과에 큰 영향을 미치지 않는 값이다. 그리고 bandage의 넓이는 정익의 넓이와 같은 값을 준다.

터빈 입구 온도가 900K일 경우, 50.6%의 터빈 효율을 가지며, 요구 파워 1,620 kW 보다 3%의 마진을 두어 1,660 kW의 성능을 가진다. 설계된 터빈의 기본 모델인 러시아의 RD-110 엔진의 터빈이 41.5%인 반면, 속도비 0.253에서 50.6 %의 효율은 상당히 큰 것으로 판단된다. 터빈 입구 온도가 1048K일 경우, 900K에 비해 터빈의 파워 증가분(1,747 kW)에 비해 입구 온도의 증가로 단열일이 증가하기 때문에 터빈 요구 유량은 4.9 kg/s에서 4.2kg/s로 상당히 줄어들며, 또한 터빈 효율이 46.7%로 감하게 된다. 이는 터빈의 속도비가 0.219로 낮아지기 때문이다. 터빈 디스크 소재의 열적 취약성에 의해 1048K의 터빈은 예비 터빈으로 설정하여 설계되고, 900K로 기본으로 개발할 예정이다. Fastrac 엔진의 터빈의 경우 0.258의 속도비에서 56% 효율로 상당히 좋은 값을 효율을 보여주고 있다. 모든 기하학적 수치가 KSLV의 형태와 유사함으로 미루어 보았을 때, 이는 이례적인 값으로 향후, 연구할 가치가 있는 것으로 사료된다.

노즐은 시동시 필요한 pyro의 연소 가스가 흘러나가는 노즐과 작동시 가스 제너레이터의 연소 가스가 흘러나가는 노즐로 구성되어 있다. 각각 2개와 12개의 노즐로 구성되어 있으며 격막을 통해 분리되어 있다. 1차원 공력 설계를 통해 결정된 노즐 목 직경, 출구 직경과 장착각 이외의 치수인 노즐의 입구 직경, 아음속 수축각, 초음속 팽창각과 형상은 3차원 유동해석을 통해 결정되었다.

후방배기부(Exhaust branch pipe)의 정익은 동익에서 나오는 회전흐름을 받아 직진흐름으로 바꾸어 주는 역할을 한다. 배기 흐름부에 급격한 흐름변화나, 내부에서 초킹이 발생되지 않도록 오리피스설계를 한다. 따라서 동익의 흐름을 직진흐름으로 만들어 주는 정익은 동익의 출구 유동각이 중요한 설계변수가 된다.

정익 블레이드 개수는 동익 블레이드 103개의 1/3 정도의 33개를 두었다. 배기 파이프의 내경

형상은 열역학 이론을 이용하여 계산한다. 아래 그래프는 배기 파이프 출구 면적에 따른 출구 마하수의 분포를 보여준다. 출구 직경이 커질수록 마하수는 적어지며, 출구 마하수가 0.2 정도를 가질 수 있도록 236mm 배기직경을 두었다.

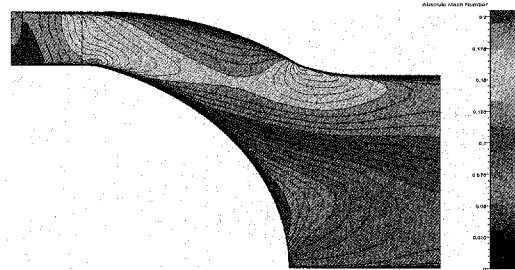


그림 2. 유도의 및 후방에서의 마하수 분포

위의 그림은 3차원 유동해석코드인 FINE-TURBO를 수행한 결과이며, 출구 마하수가 0.2 정도이다.

2.2 CFD 해석

2.2.1 익단간극 (Tip Clearance) 영향 파악

터빈디스크의 열팽창과 진동에 의해 디스크와 케이싱의 충돌을 방지하기 위하여 일정량의 익단간극을 두어 설계한다. 이러한 간격은 최소화하는 것이 터빈의 성능에 좋으며, 크기를 제어할 필요가 있다. 여기에서는 팁 간격의 크기에 따라 터빈의 성능 변화를 파악하였다. 일반적으로 팁 간격은 disk의 직경의 1~2 %를 두어 설계를 하는데, 기본 모델인 RD-110 엔진의 터빈의 경우 4mm로 설정되어 있어, 4mm를 두어 초기 설계를 수행하였다. 그러나 진동과 열팽창을 모두 고려하여 2mm를 초과할 경우 베어링과 축에 심각한 영향을 초래하며, 앞서 살펴본 열팽창과 원심력에 의한 팽창 범위가 900K와 1048K 터빈에서 각 1.1mm, 1.28mm의 팽창을 보여 주므로 2mm로 설정하였다. 2mm의 팁 간격을 주는 방법에 있어서도 디스크의 bandage의 입/출구에 2mm

의 웨지와 케이싱에서 블레이드의 중간 위치에 2.0mm의 웨지를 두어 (Labrynth 형태) 유로 저항을 증가시켜 흘러 나가는 연소 가스 유량을 최소화 하였다. 웨지의 형상에 따라 여러 가지 경우의 유동해석을 수행 (그림 3-1~3-4), 누설유량을 계산하였다.

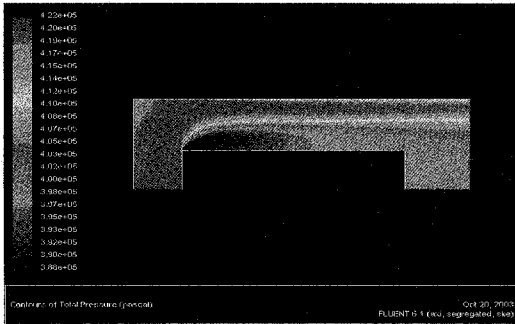


그림 3-1. 익단에서의 마하수 (4mm 간격, 유량=0.617 kg/s)

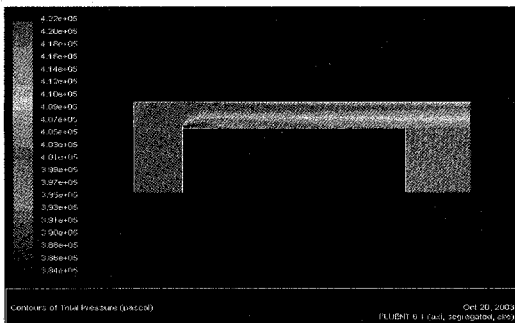


그림 3-2. 익단에서의 마하수 (2mm 간격, 유량=0.387 kg/s)

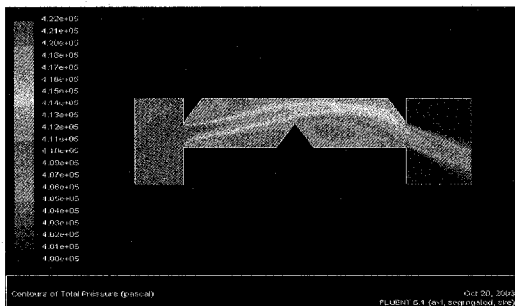


그림 3-3. 익단에서의 마하수 (2mm 간격, 유량=0.268 kg/s)



그림 3-4. 익단에서의 마하수 (2mm 간격, 유량=0.208 kg/s)

계산결과 최소 누설유량을 보이는 형태인 그림 3-4으로 설계되었다.

2.2.2 노즐과 로터의 간섭 CFD 해석

다음 그림은 노즐과 로터의 간섭을 풀기위한 3차원 격자(2,000,000 points)이다.

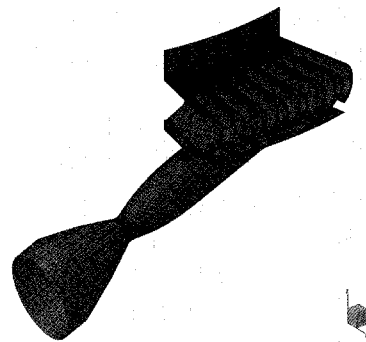


그림 4. 노즐 및 로터의 3차원 격자

노즐은 정지하여 있고 로터는 움직이므로 본래 비정상 상태로 해석이 되어야 한다. 하지만 3차원 비정상 문제는 계산시간이 과다하여 현실적으로 불가능한 상태이다. 본 연구에서는 Frozen Rotor의 개념을 도입하였다. 이것은 로터의 경계면에 Moving Wall 경계조건을 도입하여 블레이드의 공간위치에 따른 공력의 변화를 구현한 것이다.



그림 5. 노즐, 동익, 정익주변의 마하수 분포

그림 5에서 좌측 아음속흐름이 노즐의 입구를 통과하면서 초각이 일어난다. 이 흐름은 마하 2까지 초음속 팽창되며 동익으로 유입된다. 유입된 흐름은 동익 앞전에서 강한 경사충격파를 생성시키고 이 충격파는 아랫쪽 블레이드의 벽면에 부딪쳐 경계층과 상호간섭을 일으켜 분리(separation)된다. 흐름은 다시 후방유도익으로 유입되어 완만하게 방향을 바꾸어 후방으로 방출된다. 그림 6의 등엔트로피 선도에 보면 동익의 노즐에 대한 상대위치에 대한 공력특성이 잘 나타나 있다. 특히, 노즐과 노즐사이에 벽면(lip)에서 점성으로 인한 강한 웨이크(wake)가 동익과 후방

유도익을 통과하는 모습을 볼수있다. 이것은 공력손실로, 부분흡입형 노즐 손실의 대부분을 차지한다.

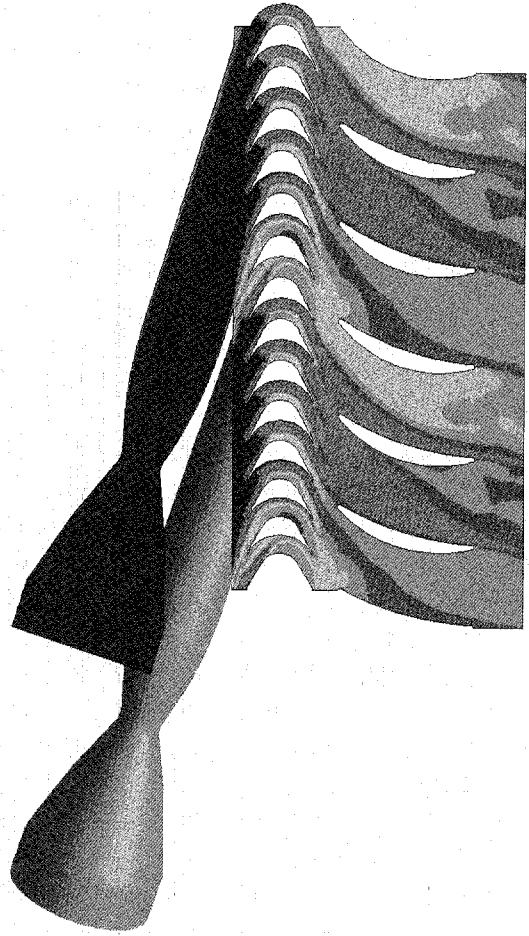


그림 6. 노즐, 동익, 정익주변의 마하수 분포

이에대한 자세한 내용은 참고문헌 [1]를 참조 바란다.

3. 결 론

본 보고서에서 부분흡입형 터빈의 공력설계에 대해 연구하였다. 현재 개발중인 터보펌프 터빈에 대해 설계변수의 파라미터 연구가 지속적으로 수행되어지고 있으며 개념연구는 거의 완료된 상

태이다. 구조설계를 위한 형상 구조해석이 향후 계속될 예정이며 구조설계가 끝난 후, 상세설계 및 제작도면화를 통해 설계를 완성할 계획이다.

본 연구에서는 전체적인 설계내용만이 기술되어 있다. 이외에도 로터 익형에 대한 설계[3], 후방 유도익의 받음각 및 Deviation 에 대한 고찰, 유량계수를 고려한 노즐 복면적 설계 등이 남아 있다.

구조설계로는 전체적인 열응력해석이 선행되어야 하며 이를 토대로 한 정적거동 구조 응력해석, 동적 모드해석이 수행되어야 한다 [4]. 이를 통해 재질선정, 가공방법 등이 정의된다. 열응력 해석 시, 수반되어야 하는 열전달계수(Heat Transfer Coefficient)를 어떻게 정의하느냐가 매우 중요한 관건이 된다.

진동측면에서는 블레이드와 원판 특성이 고려된 고유주파수해석(Natural Frequency Analysis) 및 공력특성이 포함된 외력진동모드(Forced Vibration Mode)해석이 수행되어야 하며 공탄성(Aeroelasticity)해석을 통해 구체적인 노즐, 동익, 정익의 개수가 정의되어야 한다.

이외에도 시동특성을 해석하기 위해 터빈디스크 회전모멘트, 산화제펌프와 연료펌프의 시간에 대한 감쇠특성, 파이로 고체추진제의 시간에 대한 공급파워등을 수학적으로 모델링하여 회전동특성을 해석해야 한다. 이 때에 비로소 시간에 따른 회전수 및 파워의 변화를 알 수 있게 되고 이를 통해 가스제너레이터, 파이로, 터보펌프의 시동간의 회전 동특성이 명확히 규명될 수 있다.

향후, 위에서 언급된 내용을 점차적으로 수행할 계획이다.

참 고 문 헌

1. Noh, J. G., Lee, E. S. and Kim, J., "CFD Analysis of a Partial Admission Turbine Using a Frozen Rotor Method", Asian Joint Conference on Propulsion and Power, Seoul, March, 2004.
2. Ovsyannikov, B. V., *Theory and Calculation of Liquid Propellant Rocket Engine Turbines*, Lecture Note.
3. Lee, E. S. and Kim, J., "Numerical Studies of Geometrical Design Variables for Improvement of Aerodynamic Performance of Supersonic Impulse Turbine", The 12th International Conference on Fluid Flow Technology (CMFF'03), Budapest, September 2003, pp. 1246-1250.
4. 유재한, 최지훈, 이인, 한재홍, 전성민, 김진한, "액체로켓터보펌프터빈의 천이 열전달 및 구조해석", 항공우주학회지, 제32권 제3호, 2004.