

## 터보펌프용 연료펌프의 평균유선 성능해석

윤의수\* · 최범석\* · 박무룡\* · 이석호\*\*

### Meanline Performance Analysis of a Fuel Pump for a Turbopump System

Eui-Soo Yoon\*, Bum-Seog Choi\*, Moo-Ryong Park\*, Seok-Ho Rhi\*\*

*Key Words:* Meanline Analysis (평균유선 해석), Fuel Pump (연료펌프), Centrifugal Pump (원심펌프), Inducer (인듀서), Methane (메탄), Turbopump (터보펌프), NPSH (유효흡입수두)

#### ABSTRACT

Low NPSH and high pressure pumps are widely used for turbopump systems, which have an inducer and operate at high rotating speeds. In this paper, a meanline method has been established for the preliminary design and performance prediction of pumps having an inducer for cavitating or non-cavitating conditions at design or off-design points. The method was applied for the performance prediction of a fuel pump. Predicted performances by the method are shown to be in good agreement with experimental results for cavitating and non-cavitating conditions. The established meanline method can be used for the performance prediction and preliminary design of high speed pumps which have a inducer, impeller and volute.

#### 1. 서 론

액체추진 로켓엔진 (liquid propellant rocket engine)용 펌프로서 터보펌프유닛 (turbopump unit; TPU)이 널리 사용되고 있다. 터보 펌프는 특성상 소형으로서 고압이 가능해야 하며, 비동력 (소요동력/터보펌프 무게)이 높아야 한다. 구조의 단순함, 신뢰성, 경량, 넓은 작동 범위, 저가 등의 장점 때문에 원심형 펌프가 터보펌프에 널리 쓰인다. 높은 비동력의 터보펌프는 높은 회전속도에 의한 캐비테이션 때문에 대부분이 인듀서를 장착하고 있다.

국내에서는 터보 펌프에 적합한 인듀서 부착, 저 비

속도형 펌프의 개발 실적이 매우 미약한 실정이며, 특히 인듀서의 체계적인 연구는 전무한 실정이다. 터보 펌프에 관하여는 NASA의 연구보고서<sup>(1)~(3)</sup>가 많이 공개되고 있다. 그러나 그 내용은 핵심 사항을 배제한 개괄적이거나 자체의 경험치에 의존하고 있어 새로운 터보 펌프설계에 그대로 적용하기가 곤란하다.

터보펌프를 설계할 때에 성능을 정확하게 예측하지 않으면 연료와 산화제의 비율을 맞추지 못하여 원하는 추진력을 얻지 못하거나, 작동 종료 후 저장 탱크에 연료 또는 산화제 가운데 하나가 남아서 커다란 손실을 초래한다.

현대모비스는 10톤급 액체추진 로켓엔진을 러시아의 KeRC (Keldysh Research Center)과 한국기계연구원을 포함하여 국내의 연구기관, 대학, 기업과 공동으로 개발하고 있으며, 이 TPU는 축류터빈, 산화제 (LOx) 펌프, 연료 (LCH<sub>4</sub>) 펌프로 구성되어 있다.

\* 한국기계연구원 열유체환경연구부

\*\* 에너지기술연구원 폐열이용연구센터

E-mail : esyoon@kimm.re.kr

Table 1 Required design specifications for fuel pump

Items	Symbols	Values
Flow rate at pump exit	$m'$	9.0 kg/sec
Total pressure at pump exit	$P_{0ex}$	$15.3 \times 10^6$ Pa
Min. total pressure at pump inlet	$P_{0in}$	$0.3 \times 10^6$ Pa
Max. temperature at pump inlet	$T_{in,max}$	110 K
Density	$\rho$	424 kg/m <sup>3</sup>
Saturated pressure	$P_v$	$0.086 \times 10^6$ Pa
Kinematic viscosity	$\nu$	$4.22 \times 10^{-7}$ m <sup>2</sup> /sec

본 논문은 연료펌프에 초점을 두고 있으며, 이 연료 펌프의 설계점 요구성능은 Table 1과 같다. 본 연구에서는 인듀서가 부착된 원심형 터보펌프에 대한 러시아의 평균유선 (meanline, 1차원) 설계·해석기법<sup>(4)</sup>을 분석하고 이를 프로그램 (Turbopump Performance Prediction based on Russian Technology; TPP-R)으로 작성하였다. 이 프로그램을 현대모비스가 개발한 TPU에 대하여 KeRC가 수행한 연료펌프 모델시험<sup>(5)</sup>에 적용하고 실험치와 예측치를 비교, 검토함으로써, 본 설계·해석 기법과 연료펌프의 수력성능을 검증하고자 한다. 또한 원심펌프 설계·해석 관련 상용의 프로그램 PERFIG<sup>(6)</sup>을 연료펌프 모델시험에 적용하였다.

## 2. 펌프의 평균유선 성능예측기법

### 2.1 인듀서의 성능예측 기법

펌프의 캐비테이션 성능을 향상시키기 위해 사용되는 인듀서는 NASA를 중심으로 많은 연구가 이루어져 왔고, 현재 대부분의 우주 또는 방위용 추진체에 사용되고 있다. 서방 세계의 발표된 문헌 가운데 가장 눈에 띄는 것이 'Liquid rocket engine turbopump inducers (NASA SP 8052)<sup>(3)</sup>,이며, 이 외에도 NASA에서는 많은 연구보고서<sup>(1),(2),(7)-(9)</sup>를 발간하였다. 그러나 이들의 내용을 살펴보면 인듀서 설계에 대한 일반적이거나 정성적인 서술에 그치고 있어<sup>(3)</sup>, 설계에 활용하기에 부족한 점이 많다. 특히 인듀서 성능에 있어 가장 중요한  $NPSH_{Re}$  (Required Net Positive Suction Head), 효율, 수두 등의 변수에 대하여는 경험치를 지정하거나 적절한 수치를 가정하고 있다<sup>(1),(2)</sup>.  $NPSH$ 는 인듀서 입구의 전압 ( $p_{01}$ )에서 작동유체의 증기압 ( $p_v$ ) 수두를 뺀 값으로서 다음과 같이 정의된다.

$$NPSH = (p_{01} - p_v) / \rho g \quad (1)$$

산업용 펌프에서  $NPSH_{Re}$ 는 캐비테이션에 의한 수두 손실이 전체 수두의 3% (또는 10%)에 해당할 때의  $NPSH$ 를 의미한다. 터보 펌프에서는  $NPSH_{Re}$ 를 캐비테이션에 의한 수두손실이 현저히 증가하여 펌프 토출압이 급격히 감소하기 시작할 때 (breakdown, critical;  $NPSH_{CR}$ )를 지칭하며, 그 이유는 터보 펌프의 사용시간이 매우 짧아 어느 정도의 캐비테이션이 발생하더라도 침식에 의한 손상이 크지 않기 때문이다. 대부분의 문헌에서  $NPSH_{CR}$ 을 자오면 속도의 함수 ( $\approx V_m^2/2g$ )로 단순히 처리하거나 Brumfield Criterion<sup>(1)-(3)</sup>을 이용하고, 효율은 간단히 0.84 또는 경험치를 사용하고 있다. 그러나 Brumfield Criterion은 극히 제한적인 유량계수 범위를 제외하고 실험치와 큰 차이를 보이고 있다<sup>(2)</sup>.

이에 비하여 KeRC의 해석기법<sup>(4)</sup>에서는 인듀서를 비교적 체계적으로 분석하고 있으므로 이를 간단히 요약하면 다음과 같다.

#### 2.1.1 $NPSH_{CR}$

$NPSH_{CR}$ 는 캐비테이션에 의해 펌프의 작동이 와해되는 점으로서 터보펌프 인듀서의 최소 요구 유효흡입수두 ( $NPSH_{Re}$ )가 되며, KeRC의 문헌<sup>(4)</sup>에서는 다음의 식으로 구한다.

$$NPSH_{CR} = \{ \lambda_{cr, ind} W_{m1}^2 + (\xi_{in} + 1) V_z^2 \} / 2g$$

$$\lambda_{cr, ind} = 0.043 \left( 4 \sqrt{\frac{\gamma_{ind}}{i_{ind}}} - 1 \right) + 0.21 \sqrt{\frac{\delta_{ind}}{D_{1, ind}}} + \frac{0.11}{6 \sqrt{b_{B, ind}}} + 0.0027 (Z_{ind} - 2) - 0.095 + 0.115 (V_{1z} / U_{1av}) \quad (2)$$

여기서  $\lambda_{cr, ind}$ ,  $\xi_{in}$ 는 인듀서 캐비테이션 계수와 펌프 입구 손실계수를,  $i_{ind}$ ,  $\gamma_{ind}$ ,  $\delta_{ind}$ 는 인듀서의 입사각 (incidence), 전연 (leading edge)의 웨지각 (wedge angle)과 두께를 각각 나타낸다. 이  $NPSH_{CR}$ 은 Neumann,<sup>(10)</sup> Brennen<sup>(11)</sup> 또는 Henshaw<sup>(12)</sup>의 문헌에 나타나있는 것과 유사하지만 이 보다 진일보한 것으로 보여진다. 속도변수로서  $V$  (절대유동속도),  $W$  (상대유동속도),  $U$  (날개속도)가, 첨자로서  $ind$  (inducer),  $z$  (axial),  $av$  (평균반경),  $m$  (meridional) 등을 사용하고 있다.

### 2.1.2 인두서 효율 및 수두

인두서 출구 상대직경계수 ( $K_{De}$ ), 현질비 (solidity:  $\sigma$ ), 날개각을 고려한 효율 상관식은 다음과 같다<sup>(4)</sup>.

$$\eta_{ind} = 0.9 \times \tanh \left\{ \left( \frac{110}{K_{De}^3} \right)^{0.55} \left( \frac{2}{\sqrt{\sigma}} - 0.1 - 0.005\Delta\beta \right) \right\}$$

$$K_{De} = \frac{2.13\sqrt{D_{ind,2}^2 - d_{ind,hub,2}^2}}{3\sqrt{m/\rho\omega}}$$

$$\Delta\beta = \beta_{2Bav,ind}^o - \beta_{1Bav,ind}^o \quad (3)$$

여기서 인두서 입, 출구의 날개각은 도 (degree)의 값이며, 첨자  $B$ 는 날개를 의미한다.

인두서가 생성시키는 수두는

$$H_{ind} = \eta_{ind} V_{sl,av} U_{2,av} / g \quad (4)$$

이며, 출구 유동의 편향각 (deviation)을 무시한다면, 출구 상대유동각 ( $\beta_{2,av,ind}$ )은 인두서 출구날개각 ( $\beta_{2B,av,ind}$ )과 같다. 실제로 KeRC는 편향각을 무시하고 있고,<sup>(4)</sup> NASA에서는 약 1.5도를 지정하거나,<sup>(2)</sup> 축류 압축기와 같이 Carter's Rule을 적용하고<sup>(1)</sup> 있다. 그러나 나선형 인두서의 실험<sup>(7)</sup>에 의하면 유량계수에 따라 편향각은 크게 변하고, 특히 유량계수가 큰 경우 인두서 팁 부분에서는 편향각이 음의 값을 가지기도 한다. 인두서의 기하 형상 및 유동 조건에 따라 편향각은 매우 복잡하게 변화하고 있어 이를 일관성 있게 예측하는 모델은 현재까지 밝혀진 것이 없으므로, 이를 해결하기 위해 설계시 편향각을 무시하는 것, 경험적으로 특정 값을 지정하는 것, 설계된 인두서에 대해 3차원 유동 해석에 의존해야 하는 것 등의 방법이 있다.

인두서와 임펠러를 연계할 때에 가장 중시해야 할 점은 인두서 출구 유동각에 대응하여 임펠러 입구 날개각을 결정하는 것이다. KeRC 설계법에서는 임펠러 입구 평균반경에서의 날개각을 고려하고 있으나, 고효율 3차원 임펠러를 설계할 때는 허브와 슈라우드 측에서의 입구 날개각을 각 위치에서의 유동방향에 따라 지정해야 한다. 인두서 출구에서 유동의 편향각이 0도라고 가정을 한다면, 인두서 출구 유동각은 축방향 속도에 의해서 지배된다. NASA의 연구보고서<sup>(7)-(9)</sup>에 의하면 축방향 속도는 대체적으로 허브부터 팁으로 감에 따라 증가하는 경향을 가지고 있고, 극단의 유동조건에 따라서는 허브측에서 음의 속도 (back flow)가 발생

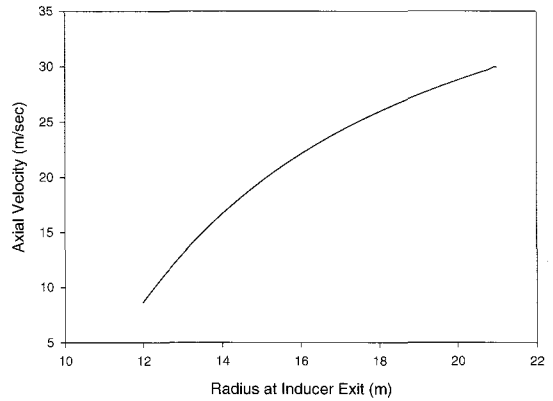


Fig. 1 Axial velocity distribution at the KeRC inducer exit

하기도 한다. 축방향 속도가 반경방향으로 일정하도록 설계하는 자유와류형 인두서에서도 이러한 경향은 나타나기도 하며<sup>(9)</sup>, 특히 나선형 인두서의 경우는 축방향 속도가 증가하다가 팁 근처에서 다시 감소하는 분포<sup>(7),(8)</sup>를 가지기도 한다. 본 연구에서는 이러한 축방향 속도 변화경향을 고려하기 위해 다음과 같은 단순 반경방향 평형식 (simple radial equilibrium)을 도입하였다.

$$V_z \frac{dV_z}{dr} + \frac{V_\theta^2}{r} \frac{d(rV_\theta)}{dr} = 0 \quad (5)$$

이 식의 해는 Runge-Kutta방법을 사용하여 구할 수 있다. Fig. 1은 KeRC 연료펌프에 대해 계산한 인두서 출구 속도분포이며, 그림에 보이고 있듯이 반경에 따라 축방향 속도는 증가하고 있다.

### 2.2 임펠러의 성능예측 기법

KeRC의 임펠러 수두해석기법은 미국식의 미끄럼계수 (slip factor) 방법<sup>(6),(14)</sup>과는 다르게 유럽 및 구소련에서 널리 쓰이고 있는 Pfleiderer의 방법 (예를 들면 Lazarkiewicz<sup>(15)</sup>가 잘 설명하고 있음)을 따르고 있다<sup>(4)</sup>. Pleiderer 상수<sup>(15)</sup>를  $\theta$ 라 한다면, Euler의 터보기계식으로부터 펌프 (인두서는 제외하고 임펠러, 디퓨저, 벌류트와 토출관을 포함하는)의 이론 수두 ( $H_{th,pump}$ )와 수력 수두 ( $H_{pump}$ )는 다음과 같이 계산된다.

$$H_{th,pump} = \frac{U_2 V_{u2}}{g} = \frac{U_2^2 \{1 - q_p\}}{g(C_P + 1)} \quad (6)$$

$$C_P = \Theta \frac{r_2^2}{Z_{imp} M_{st}} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \Theta &= (0.55 \sim 0.68) + 6.6 \sin \beta_{2B} \quad (\text{for } 2D) \\ &= (1.0 \sim 1.2)(1 + \sin \beta_{2B})(d_1/d_2) \quad (\text{for } 3D) \end{aligned}$$

$$H_{pump} = \eta_{hyd, pump} H_{th, pump} \quad (8)$$

여기서  $M_{st}$ 는 임펠러 평균유선의 정적 모멘트 (static moment),  $Z_{imp}$ 는 임펠러의 날개수이다.  $k_z = 1/(1 + C_p)$ ,  $V_{u2} = k_z(1 - q_p)U_2$ 의 관계식이 성립하며,  $q_p = (Vm_2/U_2)/\tan \beta_{2B}$ 로서 유량계수의 의미를 가지고 있다. 위의 식에 나타난 Pfleiderer 상수 ( $\Theta$ )에서 2D는 2차원 형상 (cylindrical)의 임펠러를, 3D는 3차원 형상 (twisted)의 임펠러를 의미한다.

KeRC는 펌프의 수력효율 ( $\eta_{hyd, pump}$ ) 예측에 다음과 같은 고유의 경험식을 사용한다.<sup>(4)</sup>

$$\eta_{hyd, pump} = \left\{ 1 + 2(d_1/d_2 - 0.45)^2 \frac{\phi}{\phi_{opt}} \right\} \eta_{hyd, \phi=0} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \eta_{hyd, \phi=0} &= 1 - \frac{(1 + C_p)\xi_k (d_1/d_2)^2}{2(1 - q_p)} \\ &\quad - \frac{\xi_{exit}}{1 + C_p} (1 - q_p) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\phi = V_{u1}/U_1 \quad (11)$$

$$\phi_{opt} = 1 - \frac{1 - (1 - q_p)/(1 + C_p)}{d_1/d_2} \quad (12)$$

여기서  $\xi_k$ 는 임펠러의 손실계수를,  $\xi_{exit}$ 는 디퓨저, 벌류트와 원추형 토출관을 포함한 출구측 손실계수를 각각 나타낸다.  $\xi_{exit}$ 는 다음절의 식 (19)에 나타나 있고,  $\xi_k$ 는 러시아 고유의 실험적 상관식<sup>(4)</sup>을 다음과 같이 사용하고 있다.

$$\xi_k = 0.76 + 0.35h_{cir} \quad (13)$$

여기서  $h_{cir}$ 은 Euler 수두에 대한 임펠러 내부에서의 순환력 (circulating force)에 의해 전달되는 에너지의 비율을 의미하며, 서방에서는 이 순환력을 확산효과 (diffusion effect)라고 한다. 로탈피 보존 (rothalpy conservation)<sup>(14)</sup>으로부터

$$h_2 - h_1 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad \langle \text{Centrifugal} \rangle \langle \text{Diffusion} \rangle \quad (14)$$

의 관계가 얻어지며, Euler 수두는  $U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}$  이므로  $h_{cir}$ 은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} h_{cir} &= \frac{(U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) - (U_2^2 - U_1^2)}{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}} \\ &= 1 - \frac{1 - (D_1/D_2)^2}{k_z(1 - q_p) - \phi (D_1/D_2)^2} \end{aligned} \quad (15)$$

원판 마찰 손실은 마찰계수 ( $f_{disk}$ ), 레이놀즈수 ( $Re_{disk}$ ), 손실동력 ( $P_{disk}$ )에 의해 다음과 같이 표현되며, 이는 서방에서 사용되는 것과 동일하다.

$$\begin{aligned} f_{disk} &= \frac{0.039}{5\sqrt{Re_{disk}}}, \quad P_{disk} = 2f_{disk} \rho r^5 \omega^3 \\ \eta_{disk} &= \frac{(m + m_{leak})H_{th, pump}}{(m + m_{leak})H_{th, pump} + P_{disk}/g} \end{aligned} \quad (16)$$

누설손실 (leakage loss)은 임펠러 전후에 설치된 실 (seal)을 통해 누설되는 유량에 의하여 발생한다. 실에서의 압력차 ( $\Delta p_{seal}$ ), 직경 ( $r_{seal}$ ), 틈새 ( $\varepsilon$ ) 및 임펠러 출구 정압수두 ( $H_{imp, st}$ )를 고려하면 누설손실에 따른 체적효율 ( $\eta_{vol}$ )은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \eta_{vol} &= \frac{m}{m + m_{leak}} \\ m_{leak} &= 2\rho\mu\pi r_{seal}\varepsilon\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \\ \frac{\Delta p_{seal}}{\rho g} &= H_{imp, st} - \frac{U_2^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r_{seal}}{r_2} \right)^2 \right] \\ H_{imp, st} &= \frac{H_{th, pump} \eta_{hyd, pump}}{\eta_{exit}} - \frac{V_{u2}^2}{2g} \end{aligned} \quad (17)$$

인두서를 제외한 펌프의 내부 효율 ( $\eta_{internal}$ )과 총 효율 ( $\eta_{tot}$ )은 원판마찰 효율 ( $\eta_{disk}$ ), 체적 효율 ( $\eta_{vol}$ ), 기계적 효율 ( $\eta_{mech}$ )로서 표현된다.

$$\begin{aligned} \eta_{internal} &= \eta_{hyd, pump} \eta_{disk} \eta_{vol} \\ \eta_{tot} &= \eta_{internal} \eta_{mech} \end{aligned} \quad (18)$$

기계적 효율은 산업용 펌프에서 구름 베어링의 경우

0.97~0.98, 미끄럼 베어링의 경우 0.92~0.95를 사용한다. 그러나 터보 펌프에서는 임펠러 실 (impeller hydraulic seal, slinger)이 없는 경우 0.990~0.995를, 임펠러 실이 있는 경우 0.95~0.97의 값을 사용한다.

### 2.3 디퓨저, 벌류트 및 토출관의 성능예측

펌프의 임펠러 하류측은 디퓨저, 벌류트 및 원추형 토출관으로 구성되어 있다. KeRC는 펌프 출구측 손실을 계산할 때에 디퓨저 및 벌류트의 손실계수를 0.1로 지정하고, 원추형 토출관의 손실에는 별도의 손실모델을 사용한다. 원추형 토출관의 입구 목면적 (throat area)을  $A_{throat}$ , 출구 단면적을  $A_{exit}$ , 확대각을  $\alpha_{cd}$ 라고 한다면 토출관의 손실계수  $\xi_{cd}$ , 출구측 손실계수  $\xi_{exit}$  및 출구측 효율  $\eta_{exit}$ 는 다음의 식에 의해 계산된다.

$$\eta_{exit} = \frac{H_{pump}}{H_{pump} + H_{exit}}$$

$$H_{exit} = \xi_{exit} \frac{V_{u2}^2}{2g}$$

$$\xi_{exit} = 0.1 + \xi_{cd} (V_{throat} / V_{u2})^2$$

$$\xi_{cd} = 1.15 \tan \alpha_{cd} \sqrt{(A_{exit} / A_{throat}) - 1} \quad (19)$$

벌류트 출구 목 (throat)에서의 속도를 임펠러 출구 접선속도의 비율로서 다음의 범위에서 정하고 벌류트를 설계한다.

$$V_{throat} / V_{u2} = 0.55 \sim 0.75 \quad (20)$$

이 관계식을 사용하여 목의 단면적 ( $A_{throat}$ )을 구한 후, Archimedean spiral (또는 design square라고도 함)을 이용하여 벌류트의 형상을 결정한다. 그러나 서방에서는 접선방향 평균속도가 일정하도록 벌류트의 형상을 결정하는 것이 보통이다.

KeRC는 토출관 출구 속도를 10~30 m/sec로, 토출관 유로 확대각을  $\alpha_{cd}=8\sim12^\circ$ 로, 벌류트 기초원 (base circle)을  $D_4=(1.10\sim1.15)D_2$ 로 추천하고 있다.

지금까지 설명한 인듀서와 펌프 (임펠러, 디퓨저, 벌류트, 토출관)의 설계기법을 FORTRAN 프로그램으로 작성하였으며, 이를 TPP-R (Turbo-pump Performance Prediction based on the Russian Technology)이라 부르기로 한다.

## 3. 연료 펌프의 해석 결과

### 3.1 연료 펌프의 상세 및 실험조건

#### 3.1.1. 연료 펌프의 상세

제2장에서 설명한 평균유선 해석법을 현대모비스의 연료 펌프<sup>(4)</sup>에 적용시켜 보았다. 이 연료 펌프의 실제 작동유체는 극저온 (110 K)의 액체 메탄으로서 설계점 성능의 요구조건은 Table 1에 나타난 바와 같이 유량 9.0 kg/sec (0.0212 m<sup>3</sup>/sec)에서 수두 3610 m ( $(P_{dex} - P_{in}) / \rho g$ )이다. 연료 펌프의 형상은 Fig. 2의 도면과 같으며, 주요 형상 치수는 Table 2에 나타나 있다. 인듀서는 나선형 형상을, 임펠러는 2차원 형상을 띄고 있고, 벌류트의 유로 단면적은 사각형이다. Fig. 2에 나타나 있듯이 임펠러의 전후에 실이 설치되어 있다.

#### 3.1.2 연료 펌프의 모델실험 조건

KeRC는 Fig. 2의 연료펌프의 성능을 분석하기 위하여 실제 TPU 가동조건 (LCH<sub>4</sub>, 110 K, 50,000 rpm) 대신에 모델시험 (물, 288K, 약 10,100 rpm 및 약 15,000 rpm)을 수행하였다<sup>(5)</sup>. 따라서 모델시험은 실제 작동에 비하여 펌프는 동일하지만, 작동유체와 회전수가 다르다. 실제 시험과 모델시험에서 효율이 유사하다고 가정한다면,

Table 2 KeRC fuel pump dimensions

Components	Parameters	Values
Inducer	Inlet tip dia. ( $D_{1,ind}$ )	58.0 mm
	Exit tip dia. ( $D_{2,ind}$ )	42.0 mm
	Hub diameter ( $d_{hub}$ )	24.0 mm
	Inlet blade angle at mean rad. ( $\beta_{1,ind,av}$ )	14.4°
	Exit blade angle at mean rad. ( $\beta_{2,ind,av}$ )	21.2°
	Number of blade ( $Z_{ind}$ )	2
	Incidence at mean rad. ( $i$ )	9.2°
Impeller	Inlet dia. ( $D_{1,imp}$ )	44.0 mm
	Exit dia. ( $D_{2,imp}$ )	96.5 mm
	Inlet blade angle ( $\beta_{1,imp}$ )	20.0°
	Exit blade angle ( $\beta_{2,imp}$ )	30.0°
	Inlet blade width ( $b_{1,imp}$ )	26.2 mm
	Exit blade width ( $b_{2,imp}$ )	7.4°
Diffuser, Volute	Number of blade ( $Z_{imp}$ )	6
	Diffuser width ( $b_3$ )	13.1 mm
	Volute width ( $b_4$ )	13.1 mm
	Volute Base circle dia. ( $D_4$ )	110.4 mm

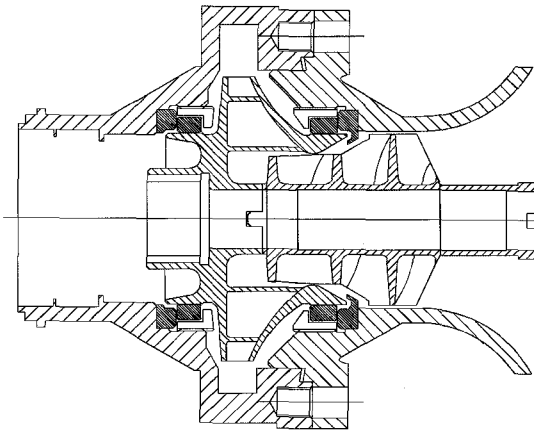


Fig. 2 Fuel pump

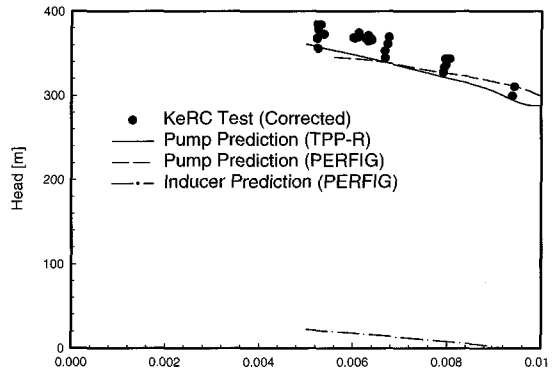
모델실험 데이터 (철자 m)는 다음과 같은 상사식에 의해서 실제의 수력 성능으로 환산된다.

$$\begin{aligned}
 Q &= Q_m \frac{n}{n_m} \\
 H &= H_m \left( \frac{n}{n_m} \right)^2 \\
 P &= P_m \frac{\rho}{\rho_m} \left( \frac{n}{n_m} \right)^3
 \end{aligned}
 \quad (21)$$

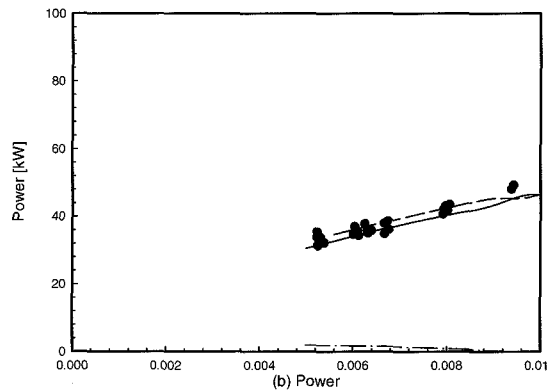
캐비테이션 없는 성능실험은 약 10,100 rpm (10,000~10,240 rpm)에서 3회 그리고 약 15,000 rpm (14,970~15,270 rpm)에서 3회 수행되었다. 캐비테이션 성능은 유량  $6.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ 와 회전수 약 15,000 rpm (14,835~15,832 rpm)에서 3회 수행되었으며, 모든 실험이 작동유체로서 상온의 물을 사용하였다. 상사식 (식 (21))을 이용하여 모델실험 데이터를 모델실험 대표조건 (물, 288 K, 15,000 rpm)과 실제 작동조건 (LCH<sub>4</sub>, 110 K, 50,000 rpm)으로 환산하여 성능을 검토하기로 한다. 제2장에서 언급한 TPP-R 프로그램 및 상용 프로그램인 PERFIG<sup>(6)</sup>에 의한 성능예측을 비교함으로써, 성능을 분석함과 동시에, 예측기법 및 프로그램의 타당성을 검토하기로 한다.

### 3.2 캐비테이션 없는 성능의 분석

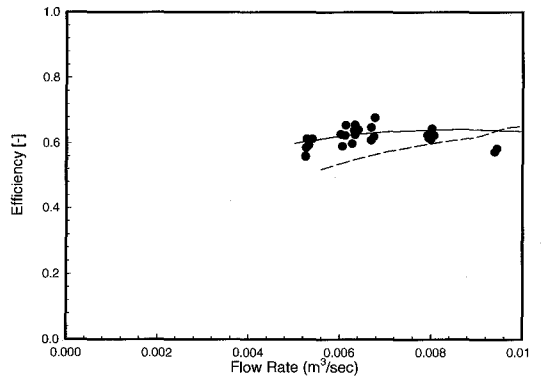
Fig. 3(a)~(c)는 모델실험 데이터를 모델실험 대표조건 (물, 288 K, 15,000 rpm)으로 환산한 것 (symbol)과, TPP-R (실선) 및 PERFIG (파선) 프로그램을 이용하여 동일한 작동조건 (물, 288 K, 15,000 rpm)에 대하여 캐비테이션 없는 성능을 예측한 것을 비교한 것이다. 여기서



(a) Head



(b) Power



(d) Efficiency

Fig. 3 Non-cavitating performance comparison of the predictions with KeRC experimental data (Water, 15,000 rpm, 288 K)

환산된 설계점은 유량  $0.0064 \text{ m}^3/\text{sec}$ , 수두 325 m, 동력 31.8 kW이다. Fig. 3(a)의 수두를 보면 예측치 들은 실험치 보다 약간 작게 나타나고 있지만 크기 및 경향에서 아주 잘 일치하고 있다. 이 그림에서 일점 쇄선은 TPP-R로서 예측한 인두서 수두이다. PERFIG는 인두

서의 성능을 예측하지 못하므로 여기서 표시하지 않았다. Fig. 3(b)는 연료펌프의 소요동력을 실험치 (symbol)와 예측치 (실선: TPP-R, 파선: PERFIG, 일점 쇄선: TPP-R에 의한 인두서 소요동력)를 비교한 것으로서 실험치와 예측치는 정확하게 일치하고 있다. Fig. 3(c)는 효율을 비교한 것이며, 이 그림에서 TPP-R의 경우 효율의 크기는 일치하지만, 유량이 증가할 때 감소 경향을 따라가지 못한다. 그 이유는 TPP-R이 입사각 손실을 충분히 고려하지 못하기 때문이라고 여겨진다. PERFIG는 효율의 크기를 어느 정도 예측하지만 변화경향은 상당한 차이를 보이고 있다.

Fig. 4(a)~(c)는 모델실험 데이터를 상사식을 이용하여 실제 가동조건 (LCH<sub>4</sub>, 110 K, 50,000 rpm)으로 변환하였을 때의 실험데이터 (symbol)와, 실제 가동조건을 TPP-R (실선) 및 PERFIG (파선) 프로그램에 입력하여 계산 (예측)한 결과를 비교한 그림이다. Table 1에 나타난 바와 같이 설계점은 유량 0.0212 m<sup>3</sup>/sec, 수두 3610 m, 동력 500 kW이다. Fig. 4(a)에서 수두를 보면 TPP-R 예측치는 실험치 보다 약간 작지만, 변화 경향에서 아주 잘 일치함을 보이고 있다. PERFIG 예측치는 크기는 일치하지만 변화 경향은 차이를 보이고 있다. 이 그림에서도 일점 쇄선은 TPP-R로서 예측한 인두서의 수두이다. 유량이 0.0305 m<sup>3</sup>/sec일 때 인두서가 0이 되며, 이 보다 큰 유량에서는 인두서가 양정을 발생시키지 못하고 오히려 감소시키는 역할을 한다. 설계점에서 인두서는 전체 수두의 약 6%를 담당하고 있다. Fig. 4(b)는 연료펌프의 소요동력을 실험치와 예측치를 비교한 것으로서 실험치와 예측치는 정확하게 일치하고 있다. Fig. 4(c)는 효율을 비교한 것이며, Fig. 3(c) (물, 15,000 rpm)와 마찬가지로 TPP-R의 경우 효율의 크기는 일치하지만 유량이 증가 할 때 감소 경향을 따라가지 못하고 있다. PERFIG는 효율의 크기를 어느 정도 예측하지만 변화경향은 상당한 차이를 보이고 있다.

Fig. 3과 Fig. 4를 보아 알 수 있듯이 실험과 예측은 모델시험 조건과 실제 사용조건에 대하여 아주 유사하고 일관된 경향을 가지고 있으므로 모델실험의 필요성 및 타당성이 입증되고 있다. 연료펌프의 설계유량이 0.0212 m<sup>3</sup>/sec (9.0 kg/sec)이지만, Fig. 4(c)에 보이고 있듯이 실험치는 약 0.025 m<sup>3</sup>/sec, TPP-R 예측치는 0.028 m<sup>3</sup>/sec, PERFIG 예측치는 0.030 m<sup>3</sup>/sec 이상에서 최대 효율이 나타나고 있다. 이것은 연료펌프가 설계점 9.0 kg/sec보다 큰 유량에서 설계되어 있음을 의미한다.

설계요구성능에서 수두는 3609 m, 소요동력은 500 kW

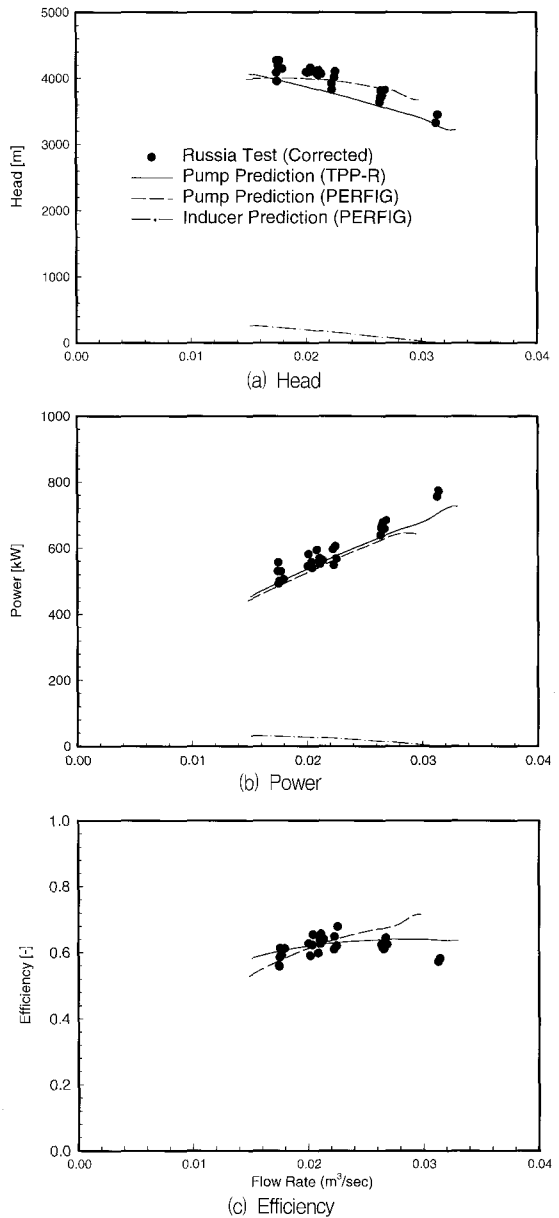
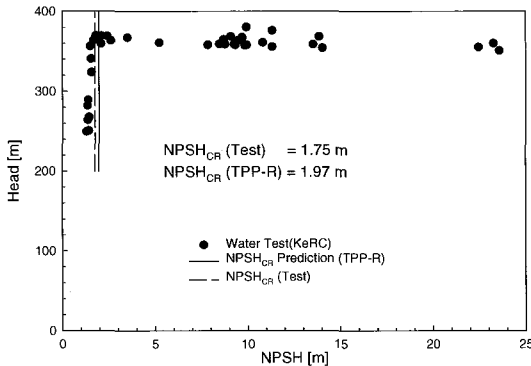


Fig. 4 Non-cavitating performance comparison of the predictions with KeRC experimental data (LCH<sub>4</sub>, 50,000 rpm, 110 K)

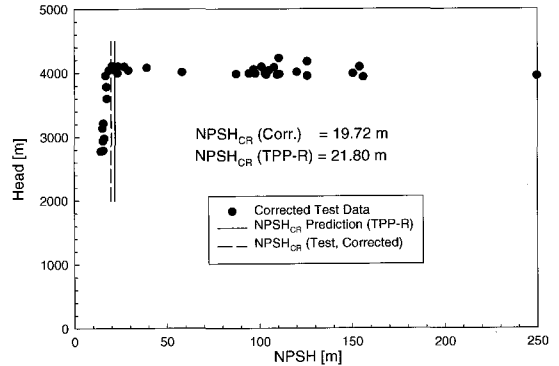
인데, Fig. 4에 나타나 있듯이 변환된 측정치는 각각 4,000 m, 560 kW로서 설계요구성능 보다 약 10% 높으므로 펌프의 축소 설계가 필요하다고 판단된다.

### 3.3 캐비테이션 성능의 분석

모델시험 조건 (6.4 × 10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/sec, 15,000 rpm, 288 K, 물)



(a) Cavitation Performance (Corrected at 15,000 rpm, Water)



(b) Cavitation Performance (Corrected at 50,000 rpm, LCH<sub>4</sub>)

Fig. 5 Cavitation performance comparison of the predictions with KeRC experimental data

에서의 캐비테이션 성능 측정치와 이들을 상사식 (식 (21))에 의해 실제 가동조건 ( $21.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ , 50,000 rpm, 110 K, LCH<sub>4</sub>)으로 변환한 것을 Fig. 5(a), Fig. 5(b)에 원형 기호로서 각각 나타내었다. 이들 그림에서 파선은 실험 값으로부터 얻은 NPSH<sub>CR</sub>이고, 실선은 TPP-R (식 (2))에 의해 계산된 값이다. 이 그림에 나타난 바와 같이 모델시험 대표조건 (Fig. 5(a))의 경우 실험치 NPSH<sub>CR</sub> = 1.75 m, 예측치 NPSH<sub>CR</sub> = 1.97 m로서 오차는 11.1%이고, 실제 가동조건 (Fig. 5(b))의 경우 실험치는 NPSH<sub>CR</sub> = 19.72 m, 예측치는 NPSH<sub>CR</sub> = 21.80 m로서 오차는 9.5%이다. 이와 같이 모델 실험과 예측치는 상호 일치하고 있으므로, 모델실험의 변환 (similitude)은 일관되고 있으며 TPP-R에 의한 캐비테이션 성능의 예측은 매우 정확하다고 볼 수 있다. 실제 TPU 시스템에서 연료펌프의 유효흡입수두는 NPSH<sub>AV</sub> = 51.5 m가 되도록 펌프의 상류측이 설계되어 있으므로 (NPSH<sub>AV</sub> > NPSH<sub>CR</sub>), 캐비테이션은 발생하지 않을 것으로 예측된다.

#### 4. 결 론

인듀서가 장착된 원심펌프의 평균유선 해석기법을 분석하고 이를 프로그램 (TPP-R)로 작성함으로써, 기존 펌프의 성능을 예측 (1차원 해석)할 뿐만 아니라 새로운 펌프의 설계가 가능하도록 하였다. 해석기법 및 프로그램의 타당성을 검증하기 위해 KeRC의 모델 시험에 적용, 실험치와 예측치를 비교하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 본 성능예측기법은 연료펌프의 모델시험 데이터에 대하여 캐비테이션 없는 성능 (수두, 동력, 효

율) 및 캐비테이션 성능 (NPSH)의 측면에서 잘 일치한다.

- (2) 현대모비스 연료펌프는 설계요구 성능을 비교적 만족시키고 있으나, 수두 및 소요동력이 약 10% 높고, 최대효율이 설계점 (9.0 kg/sec) 보다 큰 유량에서 나타나는 것으로 예측되고 있으므로, 새로운 설계시 이에 대한 보완 (축소 설계)이 필요하다.
- (3) 개발된 TPP-R 프로그램은 인듀서 부착형 원심펌프에 대하여 신속하고 용이하게 1차원 해석 및 기본설계를 할 수 있으며, 하나의 상용 프로그램 (PERFIG)보다 정확하게 예측하고 있다.
- (4) 회전수와 작동유체를 변경한 모델시험에 대하여 상사법을 적용시킨 성능 데이터는 예측된 성능과 일관된 경향을 보이고 있으므로, 모델시험의 타당성이 입증되었다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 민간점용기술개발사업 (고압 터보펌프의 개발, 현대모비스 주관)의 일환으로 수행되었다.

#### 참고문헌

- (1) Douglas, H. W., et al., 1973, Liquid Rocket Engine Centrifugal Flow Turbopumps, NASA SP-8109.
- (2) Huzel, K., Huang, D. H., 1971, Design of Liquid Propellant Rocket Engines, 2nd Ed, NASA SP-125.
- (3) Jakobsen, J. K., 1971, "Liquid Rocket Engine Turbopump Inducers, NASA SP-8052.



- (4) Kalmykov, G.P., et al., 2001, Calculation of Hydraulic and Geometric Parameters of Pumps, KeRC Report, Contract No. HYSA-99-S001.
- (5) Kalmykov, G. P., et al. 2001, Pumps and Turbine Model Test on KeRC Stand Results, KeRC Report, HYSA-99-S001.
- (6) NREC, 1995, An Interactive Graphics System for the Performance Prediction of Centrifugal Pumps - User's Guide PERFIG, Ver. 2.2.4, NREC.
- (7) Soltis, R. F., Anderson, D.A., and Sandercock, D. M., 1962, Investigation of the 78° Flat-plate Helical Inducer, NASA TN D-1170.
- (8) Cooper, P., Bosch H.B., 1966, Three Dimensional Analysis of Inducer Fluid Flow, NASA CR-54836, TRW ER-6673A.
- (9) Poncet, A., Lakshminarayana B., 1973, Investigations of Three-dimensional Flow Characteristics in a Three Bladed Rocket Pump Inducer, NASA CR-2290.
- (10) Neumann, B., 1991, The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump, Mech. Eng. Pub., Ltd.
- (11) Brennen, C. E., 1991, Hydrodynamics of Pumps, Concepts ETI and Oxford Univ. Press.
- (13) Horlock, J. H., 1981, Axial Flow Compressors, Robert E. Krieger Pub. Co.
- (14) Whitfield, A., Baines, N. C., 1990, Design of Radial Turbomachines, Longman Scientific & Technical.
- (15) Lazarkiewicz, S., Troskolanski, A. T., 1965, Impeller Pumps, Pergamon Press.