

액체추진제 로켓엔진 터보펌프 저주파 동특성

하성업* · 정영석** · 한상엽*** · 오승협** · 김영목*

Low Frequency Dynamic Characteristics of Liquid-Propellant Rocket Engine Turbopump

Seong-Up Ha* · Young-Seok Jung** · SangYeop Han***
· Seung-Hyub Oh** · Young-Mog Kim*

ABSTRACT

As part of thrust control technology research on turbopump-fed type liquid-propellant rocket engine system, the low frequency dynamic characteristics of turbopump was investigated. It can be described that a turbopump system has a 1st-order lag element. When the value, which was resulted by subtraction of the variation of turbine moment with respect to the variation of revolution number from the variation of pump moment with respect to the variation of revolution number, was positive, the time constant of the 1st-order lag element was positive which stood for a stable system. Increasing the above-mentioned value within positive range led to the increase of response and to the decrease of controllability.

초 록

터보펌프 공급방식 액체추진제 로켓엔진시스템의 추력제어기술 연구의 일환으로 터보펌프의 저주파 동특성에 대한 연구가 진행되었다. 터보펌프는 1차 지연요소를 가지는 시스템이며, 회전수 변화에 대하여 펌프의 모멘트 변화와 터빈의 모멘트 변화의 차가 양일 때 1차 지연요소의 시정수는 양의 값을 가지게 되고, 따라서 시스템은 안정하였다. 또한 이 값이 양의 큰 값을 가질수록 응답성은 향상되었으며, 제어성은 감소하였다.

Key Words: Rocket Engine(로켓엔진), Turbo-pump(터보펌프), 동특성(Dynamic Characteristics), 수학적모델(Mathematical Model)

1. 서 론

우주발사체의 추진기관시스템은 발사 성능과 비용 등을 이유로 높은 비추력과 낮은 구조비를

† 2004년 9월 20일 접수 ~ 2004년 11월 8일 심사완료

* 중신회원, 한국항공우주연구원 우주추진기관실 추진제어그룹

** 정회원, 한국항공우주연구원 우주추진기관실 추진기관그룹

*** 정회원, 한국항공우주연구원 우주추진기관실 추진제어그룹
연락처, E-mail: suha@kari.re.kr

NOMENCLATURES

A	: area or coefficient	v	: velocity
B	: coefficient	θ	: angle
C	: velocity or coefficient	η	: efficiency
D	: diameter or coefficient	ρ	: density
F	: force	w	: angular velocity
H	: angular momentum		
I	: inertia moment		[subscripts]
K	: gain or factor	ad	: adiabatic
M	: moment	dyn	: dynamic value
P	: power or pressure	F	: fuel
R	: gas constant	gg	: gas generator
T	: temperature or time constant	in	: inlet
W	: work	min	: minimum
Q	: volume flow rate	N	: normal or nominal
c^*	: characteristic velocity	O	: oxidizer
k	: specific heat ratio	out	: output
\dot{m}	: mass flow rate	p	: pump
n	: revolution number	t	: turbine
s	: distance	TP	: turbo-pump
u	: rotational speed	u	: unit mass

요구한다. 가압식 추진기관은 추진제 탱크의 압력이 연소실의 압력보다 높아야 하므로, 탱크 구조무게의 제한에 의해 연소실의 압력을 충분히 높일 수 없을 뿐 아니라, 추진기관 구조비도 좋지 못하다. 이에 반해 연소실 직전에 펌프를 설치하여 가압하는 펌프공급방식은 시스템이 복잡해지나, 엔진의 연소압력을 크게 높이고, 탱크 등의 구조무게를 낮출 수 있어, 현재 거의 대부분의 액체추진기관 우주발사체의 1단은 이 방식을 취하고 있다.

KSR-III는 국내에서 처음 개발, 발사시험된 액체추진기관 발사체이다. 이 발사체는 국내에서는 최초로 시도되는 액체추진기관을 사용한 발사체라는 점과 위성 등의 궤도진입용이 아닌 관측용 로켓(sounding rocket)이라는 성격을 가지고 있었으므로, 가압방식에 의한 추진기관 시스템으로 구현되었다.

현재 개발이 진행 중인 KSLV는 위성의 궤도

진입을 목적으로 하는 발사체이다. 이에 따라 터보펌프 공급방식의 추진기관시스템에 대한 연구의 필요성이 크게 대두되었으며, 이에 대한 다양한 방면에서 여러 연구가 진행 중에 있다. 이러한 연구 중 하나로 터보펌프 시스템의 추력 제어에 관한 연구가 진행 중에 있으며, 본 논문에서는 이 연구의 일환으로 진행된 터보펌프 시스템의 저주파 동특성 파악에 대한 내용을 소개하고자 한다.

2. 본 론

2.1 모델

로켓추진기관에서 추진제를 고압으로 공급하기 위해 승압작용을 하는 터보펌프는 추진제 종류, 형태 등에 따라 다양한 형태를 지닌다. 여기서는 가스발생기를 사용하면서 RP-1/LOx 추진제를 공급하는 터보펌프 중 가장 일반적인 형태

인 하나의 터빈과 두개의 펌프가 하나의 축으로 직접 연결되는 터보펌프를 해석의 대상으로 하였다. 또한 터보펌프의 구조물은 강체이며, 공동화현상(cavitation)이 발생하지 않고, 펌프 안에는 추진제인 액체로 완전히 채워져 있다고 가정하였다.

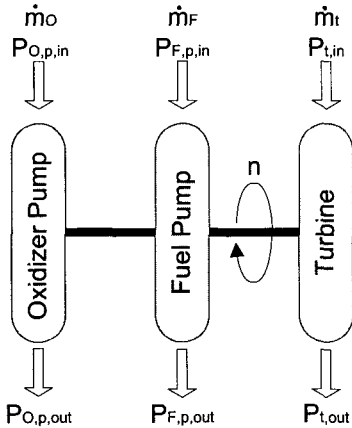


Fig. 1 Schematic Diagram of Turbopump

2.2 펌프 모델

일반적으로 펌프의 정특성은 회전수, 유체의 부피유량과 상승수두(혹은 질량유량과 상승압력)의 상관관계로 나타낸다. 여기서는 식(1)과 같은 관계식을 사용하기로 한다.

$$P_{p,out} = (A \times n^2 + B \times n \times \dot{m} + C \times \dot{m}^2) + P_{p,in} \quad (1)$$

라플라스(Laplace)변환을 보다 간단히 하고, 무차원화를 통하여 각 변수간의 차수를 맞추기 위하여, 식(1)을 선형화하고(식(2)), 미소변위관계(식(3)) 및 무차원화(식(4))를 도입하여 정리하면, 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{p,out} - P_{p,in} = \Delta P = \left(\frac{\partial(\Delta P)}{\partial n} \right) n + \left(\frac{\partial(\Delta P)}{\partial \dot{m}} \right) \dot{m} \quad (2)$$

$$A = A_N + \Delta A \quad (3)$$

$$\frac{\Delta A}{A_N} = \overline{\Delta A} \quad (4)$$

$$\Delta P_N \times \overline{\Delta(\Delta P)} = \left(\frac{\partial(\Delta P)}{\partial n} \right)_N \times n_N \times \overline{\Delta n} + \left(\frac{\partial(\Delta P)}{\partial \dot{m}} \right)_N \times \dot{m}_N \times \overline{\Delta \dot{m}} \quad (5)$$

where

$$\left(\frac{\partial(\Delta P)}{\partial n} \right)_N = 2A n_N + B \dot{m}_N$$

$$\left(\frac{\partial(\Delta P)}{\partial \dot{m}} \right)_N = B n_N + 2C \dot{m}_N$$

이를 라플라스 변환을 하고, 산화제와 연료에 대해 각각 나타내면 다음과 같다.

$$\overline{\Delta(\Delta P_{O,p})(s)} = K_{1,O,p} \overline{\Delta n} + K_{2,O,p} \overline{\Delta \dot{m}_O}$$

$$\overline{\Delta(\Delta P_{F,p})(s)} = K_{1,F,p} \overline{\Delta n} + K_{2,F,p} \overline{\Delta \dot{m}_F} \quad (6)$$

where

$$K_{1,O,p} = (2A_{O,p} n_N + B_{O,p} \dot{m}_{O,N}) \frac{n_N}{\Delta P_{O,p,N}}$$

$$K_{2,O,p} = (B_{O,p} n_N + 2C_{O,p} \dot{m}_{O,N}) \frac{\dot{m}_{O,N}}{\Delta P_{O,p,N}}$$

$$K_{1,F,p} = (2A_{F,p} n_N + B_{F,p} \dot{m}_{F,N}) \frac{n_N}{\Delta P_{F,p,N}}$$

$$K_{2,F,p} = (B_{F,p} n_N + 2C_{F,p} \dot{m}_{F,N}) \frac{\dot{m}_{F,N}}{\Delta P_{F,p,N}}$$

2.3 회전체 모델

앞서 전개한 펌프모델에서 동력의 전달은 회전수에 의함을 알 수 있다. 따라서 펌프와 터빈 간의 운동관계에서도 회전수에 의해 동력이 전달되는 과정을 가지도록 식을 유도하여야 한다.

본 모델에서는 펌프와 터빈이 한 축으로 연결된 형태라고 가정하였으므로, 모멘트 평형관계로부터 모델을 시작할 수 있다.

$$0 = M_t - (M_{O,p} + M_{F,p}) \quad (7)$$

터빈의 모멘트 변화에 대하여 펌프에서의 모멘트 변화가 응답지연을 가진다면, 이는 다음과 같은 동적평형식으로 나타낼 수 있다.

$$M_{dyn} = M_t - (M_{O,p} + M_{F,p}) \quad (8)$$

M_{dyn} 은 식(9)의 관계를 통하여 회전수의 함수로 나타낼 수 있으며, 따라서 식(8)은 식(10)과 같이 표현할 수 있다.

$$M_{dyn} = \frac{dH}{dt} = I_{TP} \frac{d\omega}{dt} = 2\pi I_{TP} \frac{dn}{dt} \quad (9)$$

$$2\pi I_{TP} \frac{dn}{dt} = M_t - (M_{O,p} + M_{F,p}) \quad (10)$$

위 식에서 I_{TP} 는 터보펌프유닛의 회전체부 관성모멘트이며, 구조물은 물론 유체(펌프 내의 추진제+터빈 내의 연소가스)를 포함한 양이다. 여기에 식(3), (4)의 미소변위 관계 및 무차원화를 도입하면, 식(10)은 식(11)과 같이 표현된다.

$$2\pi I_{TP} \times n_N \times \frac{d\Delta n}{dt} = M_{t,N} \times \overline{\Delta M_t} - (M_{O,p,N} \times \overline{\Delta M_{O,p}} + M_{F,p,N} \times \overline{\Delta M_{F,p}}) \quad (11)$$

2.3.1 터빈에서의 모멘트

일량(work), 일률(power), 모멘트, 회전각, 회전각속도의 관계를 나타내는 식(12), (13)을 이용하여, 가스발생기로부터 터빈으로 전달되는 일과 모멘트의 관계를 식(14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$W = M\theta \quad (12)$$

$$P = \frac{dW}{dt} = \frac{d(M\theta)}{dt} = Mw \quad (13)$$

$$M_t = \frac{P_t}{w} \quad (14)$$

여기서 일률은 가스발생기에서 오는 공급유체로부터 터빈으로 전달된 일률이다. 따라서 터빈부를 지나면서 소모된 일량에 터빈 효율을 곱하면 실제 터빈으로 전달된 일률을 구할 수 있다. 이때 터빈부를 지나면서 소모된 일량은 가스발생기로부터 터빈을 흐르는 질량유량과 단위질량유량당의 단열일(adiabatic work)의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$P_t = \eta_t \times W_{gg} = \eta_t \times W_{u,ad} \times \dot{m}_t \quad (15)$$

터빈 내에서는 마찰 및 외부로의 열손실 등이 모두 있으나, 보통 무시될 정도로 적은 양이므로 흔히 단열과정으로 이해할 수 있다. 따라서 유체가 발생시킨 일은 브레이튼 사이클(Brayton cycle)과정(등엔트로피과정)으로 가정할 수 있으므로, 식(16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} W_{u,ad} &= \Delta h = C_p(T_{in} - T_{out}) \\ &= \frac{k_{gg}}{k_{gg}-1} R_{gg} T_{gg} \times \left(1 - \left(\frac{P_{t,out}}{P_{t,in}}\right)^{\frac{k_{gg}-1}{k_{gg}}}\right) \end{aligned} \quad (16)$$

일반적으로 가스발생기는 노즐이 없는 구조로 되어 있으며, 터보펌프의 터빈부 제 1열에 위치한 정익(stator)의 최소유동면적이 노즐의 역할을 수행한다. 따라서 가스발생기의 연소기를 정익의 최소유동면적부 까지라고 볼 수 있으므로, 단순히 가스발생기의 물성치를 그대로 사용하는 가정을 할 수 있다.

연소가스가 압축성가스임에도 불구하고 터빈에서의 동특성을 무시할 수 있는 것은, 로켓에서 사용되는 터빈부가 대부분 반동도가 없는 1단형의 초음속 임펄스 터빈(impulse turbine)을 가지고 있고, 이에 따라 입구유동변화의 영향이 동적으로 나타나는 시간이 저주파특성을 분석하기에는 충분히 짧은 시간이므로 이를 무시할 수 있기 때문이다.

결론적으로 터빈에서의 모멘트는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_t = \frac{\eta_t \times W_{u,ad} \times \dot{m}_t}{2\pi n} \quad (17)$$

여기서 $W_{u,ad}$ 는 등엔트로피 과정을 가정하였으므로 상수로 볼 수 있다. 실제 질량유량의 증가는 입구압력의 증가를 가져오나, 이것이 단열일량 변화에 미치는 영향은 무시할 만 하다. 또한 비열비, 가스상수 등에 미치는 영향도 역시 무시할 수 있는 정도로 크지 않다.

로켓용 터보펌프에서 흔히 사용되는 1단형 초

음속 임펄스 터빈에서의 효율은 참고문헌 3을 보면 다음과 같이 나타내고 있다. 여기서 u 는 터빈 블레이드의 회전속도, D 는 터빈블레이드의 평균 직경, C_{ad} 는 단열속도(adiabatic velocity)를 나타낸다.

$$\eta_t = A_t + B_t \left(\frac{u}{C_{u,ad}} \right) + C_t \left(\frac{u}{C_{u,ad}} \right)^2 \quad (18)$$

$$\text{where } u = \pi D n, \quad C_{u,ad} = \sqrt{2 \times W_{u,ad}}$$

이 식을 보면 터빈에서의 효율은 회전수의 함수임을 알 수 있다. 통상 이 곡선은 위로 볼록한 2차곡선의 형태이며, 특정한 속도비에서 최대의 효율을 가진다. 일반적으로 터빈은 Fig. 2에서처럼 작동점이 최대효율지점이 되도록 설계되므로, 이러한 경우 회전수의 미소변화에 대한 효율 변화는 거의 없다고 가정할 수 있다.

여기서 작동점이 최대효율지점 부근이라고 가정하면, 식(17)을 식(19)와 같이 선형화함에 있어 효율을 상수로 볼 수 있으며, 이를 가정할 때 식(20)과 같이 정리될 수 있다.

$$M_t = \left(\frac{\partial M_t}{\partial n} \right) \times n + \left(\frac{\partial M_t}{\partial \dot{m}_t} \right) \times \dot{m}_t \quad (19)$$

$$M_{t,N} \times \overline{\Delta M_t} = \left(\frac{\partial M_t}{\partial n} \right)_N \times n_N \times \overline{\Delta n} + \left(\frac{\partial M_t}{\partial \dot{m}_t} \right)_N \times \dot{m}_{t,N} \times \overline{\Delta \dot{m}_t}$$

where

$$\left(\frac{\partial M_t}{\partial n} \right)_N = - \frac{\eta_t \times W_{u,ad} \times \dot{m}_{t,N}}{2\pi n_N^2} \quad (20)$$

$$\left(\frac{\partial M_t}{\partial \dot{m}_t} \right)_N = \frac{\eta_t \times W_{u,ad}}{2\pi n_N}$$

만일 작동점이 최대효율지점 부근이 아니라면, 터빈에서의 효율이 회전수의 함수이므로 상수로 처리할 수 없게 되어 수학적 전개에 의한 해석은 다소 복잡해 질 수 있다.

2.3.2 펌프에서의 모멘트

펌프에서의 모멘트 역시 다음과 같은 관계로 나타낼 수 있다.

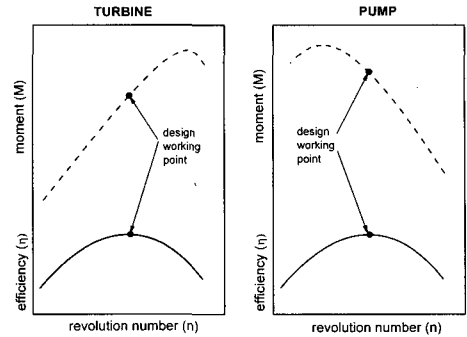


Fig. 2 Turbine and pump's performance and efficiency

$$M_p = \frac{P_p}{\omega} = \frac{1}{2\pi n} \frac{1}{\eta_p} \frac{dW_p}{dt} \quad (21)$$

여기서 펌프로 전달된 모멘트는 압력을 상승시키는 일을 한다. 따라서 전달된 일은 압력의 상승으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dW_p}{dt} &= \frac{d(Fs)}{dt} = \frac{d(\Delta P \times A \times s)}{dt} = \Delta P \times A \frac{ds}{dt} \\ &= \Delta P \times Av = \Delta P \times \frac{\rho Av}{\rho} = \Delta P \times \frac{\dot{m}}{\rho} \end{aligned} \quad (22)$$

식(22)의 관계를 도입하면, 펌프에서의 모멘트는 다음과 같이 표시된다.

$$M_p = \frac{\dot{m} \times \Delta P_p}{2\pi n \times \eta_p \times \rho} \quad (23)$$

앞 절의 펌프모델에서 승압량은 식(1)과 같이 회전수와 유체의 질량유량으로 표현하였으므로, 이를 적용하면 다음과 같다.

$$M_p = \frac{A_p \dot{m}^2 n^2 + B_p \dot{m}^2 n + C_p \dot{m}^3}{2\pi n \times \eta_p \times \rho} \quad (24)$$

펌프에서의 효율은 참고문헌 3을 보면 부피유량(혹은 질량유량)과 회전수와와의 관계로 나타내고 있다.

$$\begin{aligned} \eta_p &= A_1 \left(\frac{Q}{\omega} \right) + B_1 \left(\frac{Q}{\omega} \right)^2 + C_1 \left(\frac{Q}{\omega} \right)^3 + D_1 \left(\frac{Q}{\omega} \right)^4 \\ &= A_2 \left(\frac{\dot{m}}{n} \right) + B_2 \left(\frac{\dot{m}}{n} \right)^2 + C_2 \left(\frac{\dot{m}}{n} \right)^3 + D_2 \left(\frac{\dot{m}}{n} \right)^4 \end{aligned} \quad (25)$$

터빈 효율과 마찬가지로 펌프의 효율도 특정한 질량유량 대 회전수 비에서 최대효율을 가지며, 일반적으로 펌프는 Fig. 2에서처럼 최대효율 지점에서 작동하도록 설계된다. 따라서 작동점이 최대효율 부근임을 가정하면, 미소변화에 대한 효율의 변화는 거의 없다고 가정할 수 있으므로, 식(24)는 식(26)과 같이 선형화될 수 있으며, 식(27)과 같이 정리된다.

$$M_p = \left(\frac{\partial M_p}{\partial n}\right) \times n + \left(\frac{\partial M_p}{\partial \dot{m}}\right) \times \dot{m} \quad (26)$$

$$M_{p,N} \overline{\Delta M_p} = \left(\frac{\partial M_p}{\partial n}\right)_N \times n_N \overline{\Delta n} + \left(\frac{\partial M_p}{\partial \dot{m}}\right)_N \times \dot{m}_N \overline{\Delta \dot{m}}$$

where

$$\left(\frac{\partial M_p}{\partial n}\right)_N = \frac{1}{2\pi\eta_p\rho} \left(A_p \dot{m}_N - \frac{C_p \dot{m}_N^3}{n_N^2} \right)$$

$$\left(\frac{\partial M_p}{\partial \dot{m}}\right)_N = \frac{A_p n_N^2 + 2B_p n_N \dot{m}_N + 3C_p \dot{m}_N^2}{2\pi n_N \eta_p \rho}$$

(27)

터빈의 경우와 마찬가지로 펌프 효율이 최대점이 아닌 곳에서 동작하는 경우 이를 상수로 볼 수 없다.

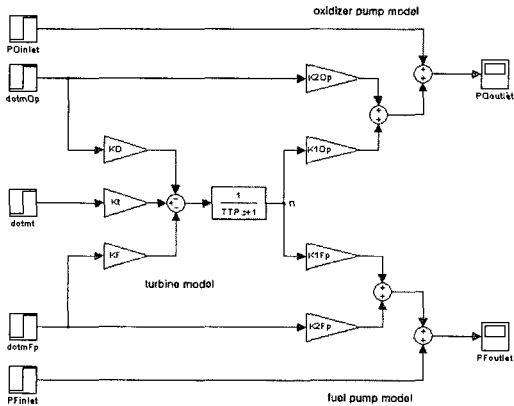


Fig. 3 Block Diagram of Turbopump

2.3.3 동적 평형

터빈에서의 모멘트(식(20))와 펌프에서의 모멘트(식(27))를 모멘트 동적평형식(식(11))에 대입하고, 회전수에 대한 1차미분방정식의 형태

가 되도록 정리하면 다음과 같다. 여기서 펌프는 산화제와 연료펌프를 모두 나타내었다.

$$\begin{aligned} & 2\pi I_{TP} \times n_N \times \frac{d \overline{\Delta n}}{dt} + \\ & \left[\left(\frac{\partial M_{O,p}}{\partial n}\right)_N + \left(\frac{\partial M_{F,p}}{\partial n}\right)_N - \left(\frac{\partial M_t}{\partial n}\right)_N \right] \times n_N \times \overline{\Delta n} \\ & = \left(\frac{\partial M_t}{\partial \dot{m}_t}\right)_N \times \dot{m}_{t,N} \times \overline{\Delta \dot{m}_t} \\ & - \left(\frac{\partial M_{O,p}}{\partial \dot{m}_o}\right)_N \times \dot{m}_{o,N} \times \overline{\Delta \dot{m}_o} \\ & - \left(\frac{\partial M_{F,p}}{\partial \dot{m}_f}\right)_N \times \dot{m}_{f,N} \times \overline{\Delta \dot{m}_f} \end{aligned} \quad (28)$$

이를 라플라스 변환하면 다음과 같이 최종적으로 정리된다.

$$\begin{aligned} \overline{\Delta n(s)} &= \frac{1}{T_{TP}s+1} \\ & \times [K_t \overline{\Delta \dot{m}_t(s)} - K_o \overline{\Delta \dot{m}_o(s)} - [K_f \overline{\Delta \dot{m}_f(s)}] \end{aligned}$$

where

$$T_{TP} = \frac{2\pi I_{TP}}{K_n}$$

$$K_t = \frac{\eta_t W_{u,od}}{2\pi \times n_N} \frac{\dot{m}_{t,N}}{n_N \times K_n}$$

$$K_o = \frac{A_{o,p} n_N^2 + 2B_{o,p} n_N \dot{m}_{o,N} + 3C_{o,p} \dot{m}_{o,N}^2}{2\pi n_N \eta_{o,p} \rho_o} \frac{\dot{m}_{o,N}}{n_N \times K_n}$$

$$K_f = \frac{A_{f,p} n_N^2 + 2B_{f,p} n_N \dot{m}_{f,N} + 3C_{f,p} \dot{m}_{f,N}^2}{2\pi n_N \eta_{f,p} \rho_f} \frac{\dot{m}_{f,N}}{n_N \times K_n}$$

where

$$\begin{aligned} K_n &= \left[\left(\frac{\partial M_{O,p}}{\partial n}\right)_N + \left(\frac{\partial M_{F,p}}{\partial n}\right)_N - \left(\frac{\partial M_t}{\partial n}\right)_N \right] \\ &= \frac{1}{2\pi\eta_{o,p}\rho_o} \left(A_{o,p} \dot{m}_{o,N} - \frac{C_{o,p} \dot{m}_{o,N}^3}{n_N^2} \right) \\ &+ \frac{1}{2\pi\eta_{f,p}\rho_f} \left(A_{f,p} \dot{m}_{f,N} - \frac{C_{f,p} \dot{m}_{f,N}^3}{n_N^2} \right) \\ &+ \frac{\eta_t W_{u,od}}{2\pi n_N^2} \frac{\dot{m}_{t,N}}{n_N} \end{aligned} \quad (29)$$

2.4 블록선도(block diagram)

지금까지의 계산결과인 식(6)과 식(29)를 가지고 Fig. 3과 같은 블록선도를 구성할 수 있다. 그림에서 보면 펌프를 흐르는 산화제 질량유량, 연료 질량유량, 터빈을 흐르는 연소가스 질량유

량, 산화제펌프입구압력, 연료펌프입구압력이 입력이 되며, 산화제펌프출구압력, 연료펌프출구압력이 각각 출력된다. 또한 터빈에서 각 펌프로의 동력전달은 앞서 설명한 바대로 회전수에 의해 전달되는 구조로 이루어져 있다.

터빈을 흐르는 질량유량은 식(30)의 관계를 통하여 압력으로 나타낼 수 있으므로, 블록선도에서 질량유량 대신 압력을 입력으로 사용할 수도 있다. 본 논문에서는 압력으로 바꾸지 않고 질량유량을 그대로 사용하기로 한다.

$$P_{gz} = \frac{C_{gz}^*}{A_{\min, gz}} \dot{m}_i \quad (30)$$

2.5 터보펌프 선형모델의 안정성에 대한 고찰

Figure 3의 블록선도를 보면 터보펌프는 모멘트 평형을 위한 1차자연요소만을 가지는 구조로 되어있다. 여기서 1차자연요소는 터빈에서의 동력전달량 변화, 혹은 펌프를 흐르는 추진제 질량유량 변화에 의해, 회전체가 모멘트 평형을 위하여 관성을 이기고 회전수를 변화시키기 위해 걸리는 시간이며, 이때의 시정수(T_{TP})는 식(29)에 기술되어 있다. 이 식을 살펴보면 관성 모멘트는 항상 양의 값이므로, K_n 의 부호에 따라 시정수의 부호가 바뀔 수 있다. 즉 K_n 이 음이 되면 특성방정식($T_{TP}s+1=0$)의 근(pole)이 양수가 되어 불안한 시스템이 되며, 식(31)과 같은 관계를 가질 때 K_n 이 양이 되어 안정한 시스템이 된다.

$$\left(\frac{\partial M_p}{\partial n} \right) > \left(\frac{\partial M_t}{\partial n} \right) \quad (31)$$

일반적으로 펌프의 특성곡선은 Fig. 2에서처럼 위로 볼록한 형태이고, X축과의 두 개 교점이 하나는 양수, 또 다른 하나는 음수에 위치하므로, 식(1)의 펌프계수 중 A는 양수, C는 음수가 된다. 따라서 식(29)에서 K_n 은 항상 양의 수를 가지게 되며, 따라서 시스템은 항상 안정하게 된다.

그러나 이 결과는 펌프의 특성곡선이 전형적

인 위로 볼록한 곡선이고, 작동점이 최대효율지점에 위치함에 따라 회전수에 대한 효율의 변화를 무시하며, 외부 교란이 없다는 등의 이상적인 가정 하의 결과이다. 또한 많은 비선형적인 요소를 선형화하였을 뿐 아니라, 단열상태, 등엔트로피 과정, 실제 계측이 아닌 계산된 물성치의 사용, 일정 효율, 공동화현상 무시 등 많은 가정들을 또한 포함한다. 따라서 계산결과가 안정하고, 또한 최종적인 실험시험을 통하여 시스템의 시정수가 양임을 확인하였다 하더라도, 근본적으로 K_n 이 음의 수를 가질 수 있는 가능성이 있기 때문에, 예상치 못한 어떤 원인으로 인하여 시스템이 불안정영역으로 갈 수 있는 여지는 항상 있다고 보아야 한다.

양의 큰 값을 K_n 이 가진다는 것은, K_n 이 음이 되는 영역으로부터 여유를 가지며, 또한 시정수를 빠르게 한다는 의미가 된다. 그러나 큰 K_n 값이 반드시 바람직하다는 것은 아니다. 식(29)를 보면 K_o , K_F , K_t 의 분모에도 역시 K_n 이 위치하고 있어, K_n 값이 커질수록 정상상태 응답이 작아지게 된다. 정상상태 응답이 작다는 것은 단일모드(하나의 작동점에서 동작)에서 작동하는 수동형 시스템에서는 입력변동에 대한 출력변동이 작으므로 강점이 될 수도 있겠으나, 능동제어가 들어있는 단일모드에서나 다중모드 시스템에서는 작은 응답으로 인해 일반적으로 제어성이 나빠지게 된다고 말할 수 있다.

2.6 계산 예

앞서 수행한 계산모델을 이용하여 표 1과 같은 특성을 가지는 터보펌프를 예로 해석해 보고자 한다. 이 터보펌프는 계산을 위해 가장한 가상의 터보펌프이며, 연소실 압력 60 bar, 연소기 노즐확대비 40을 가지는 엔진시스템에서 공공약 14 톤의 추력을 낸다.

Figure 4와 5는 이 터보펌프의 산화제와 연료 펌프 특성곡선을 나타낸다. 펌프 자체가 안정하려면 물리적으로 회전수가 증가할수록, 펌프를 흐르는 유체의 질량유량이 감소할수록 송압량은 증가하여야 한다. 즉 Fig. 4와 5에서 작동점은

Table 1. Model TP characteristics (nominal value)

	Oxidizer	Fuel
n_N	36000 RPM (600 RPS)	
\dot{m}_p	32 kg/s	15 kg/s
ρ	1120 kg/m ³	810 kg/m ³
pump coefficient A	40.807	10.314
pump coefficient B	-193.22	1398.4
pump coefficient C	-1250.7	-29327
pump efficiency η_p	0.49	0.49
$P_{p, in}$	300,000 Pa	300,000 Pa
$P_{p, out}$	10,000,000 Pa	10,000,000 Pa
\dot{m}_t	3.3 kg/s	
turbine efficiency η_t	0.54	
R_{gg}	305 J/kgK	
k_{gg}	1.2	
T_{gg}	900 K	
$P_{t, in}$ or (P_{gg})	5,000,000 Pa	
$P_{t, out}$	500,000 Pa	
I_{TP}	0.04 kg · m ²	

질량유량에 대한 상승압력의 기울기가 음인 영역에 있어야 안정하다는 뜻이다.

Figure 4의 산화제펌프 특성곡선을 보면 작동 영역 뿐 아니라 대부분의 영역에서 이러한 경향을 따르고 있으며, 따라서 펌프 자체는 상당히 안정하다 말할 수 있다.

그러나 Figure 5에서 연료펌프의 기울기는 영에 가까운 음수이다. 만일 연료펌프를 그대로 사용하고 산화제펌프 혹은 터빈의 크기를 줄이기 위하여 회전수를 증가하려고 하면, 연료펌프의 토출량 역시 증가하게 된다. 이 때 공급질량유량을 맞추기 위하여 오리피스 등으로 질량유량을 제한하게 되면 결국 기울기는 영, 혹은 양의 수가 될 수 있다. 따라서 계산의 대상이 된 터보펌프 모델에서 설계점 공급유량에 대해서는 연료펌프로 인하여 최대회전수가 제한되며, 더 높은 회전수가 필요하다면 다른 형태의 연료펌프가 장착되어야 한다.

Figure 6에서 8에는 터빈을 흐르는 유체의 질량유량, 산화제 펌프 질량유량, 연료 펌프 질량

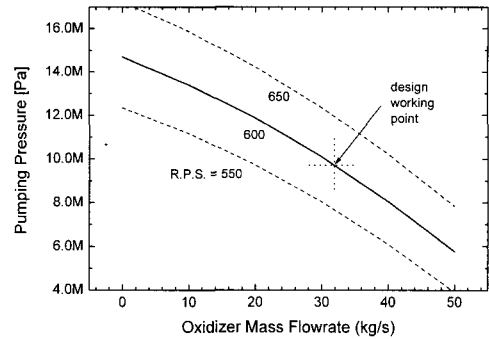


Fig. 4 Oxidizer Pump Characteristics

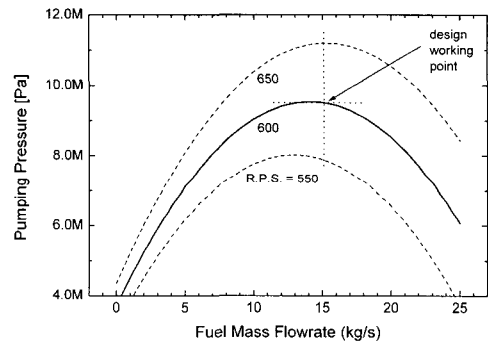


Fig. 5 Fuel Pump Characteristics

유량이 1%(=0.01) 계단입력(step input) 변화에 대해, 펌프 출구 압력 변화를 나타내었다.

Figure 6을 보면 터빈을 흐르는 추진제의 유량 변화에 대해 연료와 산화제 출구압력은 약 1초 후 안정화되었다. 식(29)를 통하여 표 1과 같은 특성을 가지는 터보펌프에 대해 1차지연시정수를 계산하여 보면 약 0.25 초를 나타내었으며, 입력에 대한 98 % 응답을 위해서는 약 1초 정도(=4T_{TP})가 필요함을 계산할 수 있다. 또한 각 펌프는 안정화 후 서로 다른 정상상태값을 나타내었다. Fig. 3의 블록선도를 보면 터빈유량의 변화는 1차지연요소를 거친 후 회전수로서 펌프모델에 들어가게 되는데, 이때 펌프모델의 계수 값인 $K_{1,O,p}$ 와 $K_{1,F,p}$ 가 서로 다르기 때문에 정상상태값은 서로 다르게 나타나게

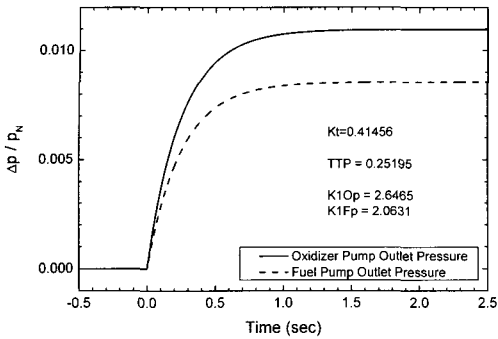


Fig. 6 Variation of Turbine Mass Flowrate (step input)

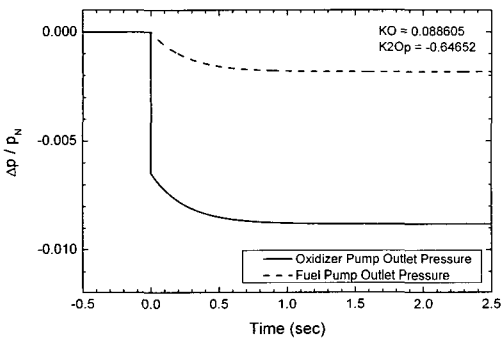


Fig. 7 Variation of Oxidizer Pump Mass Flowrate (step input)

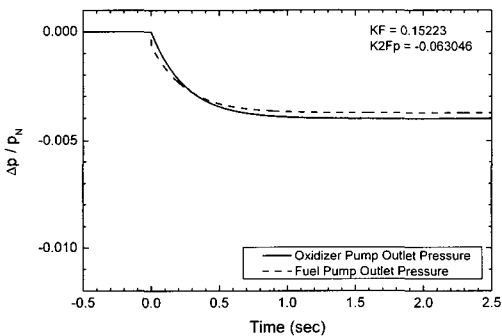


Fig. 8 Variation of Fuel Pump Mass Flowrate(step input)

된다. 식(6)을 보면 계수 값은 펌프의 특성곡선, 회전수, 승압량 등의 영향을 받게 되는데, Table 1과 같은 모델에서는 각 펌프의 회전수와 승압

량이 같았으므로, 결국 각 펌프의 특성곡선의 형태가 정상상태 값을 좌우하게 된다. 즉 터빈에서의 변화가 각 펌프에 미치는 영향은 서로 같은 비율이 아님을 이 결과에서도 확인할 수 있다.

Figure 7과 8은 산화제와 연료에 대하여 펌프를 흐르는 유량의 변화에 대한 펌프 출구압력 변화를 나타내고 있다. Fig. 3을 보면 펌프 질량 유량 변화는 $K_{2,O,\beta}$ 와 $K_{2,F,\beta}$ 를 통하여 승압에 직접적인 영향을 미치며, 또한 K_O 와 K_F 를 통하여 회전체 관성(1차지연)에 영향을 주게 된다. Fig. 7을 보면 산화제 질량유량의 계단입력에 대해 산화제 출구압력은 즉시 영향을 받아 감소하는 반응을 나타내었으며, 이 값의 변화가 결국 회전체 관성에 영향을 주게 됨에 따라 산화제와 연료측 모두 1차지연형태의 변화를 추가로 보이게 된다. 연료측을 나타내는 Fig. 8도 그 값의 차이가 있을 뿐 같은 경향을 나타낸다. 즉 추진제 질량유량의 변화는 터보펌프 단독만 보더라도 해당 공급선의 압력 뿐 아니라 상대 공급선의 압력에도 영향을 미치게 된다. 이 때 정상상태 값은 식(6)과 식(29)를 보면 펌프특성곡선과 크게 관계됨을 알 수 있다.

입력 중 펌프입구압력의 영향에 대해 살펴보자. 펌프라는 것이 수두를 상승시키는, 즉 승압을 하는 역할을 하는 기관이므로, 펌프입구압력은 승압량에 대한 기준점 역할만을 수행한다 할 수 있다. 실제로 펌프의 입구압력이 공동화현상(cavitation) 등에 보다 중요한 인자가 되나, 본 모델에서는 이를 고려하지는 않았으므로, 단순히 기준점으로 간단하게 모델링하였다.

3. 결 론

터보펌프의 동적인 특성을 파악하기 위하여 이에 대한 수학적 모델의 수립과 분석이 진행되었으며, 이를 통하여 각 인자가 시스템에 영향을 미치는 구조를 파악할 수 있었다. 이상의 연구를 통하여 다음과 같은 내용을 확인할 수 있었다.

- 터보펌프 시스템은 어떠한 외란에 대해 회전체가 모멘트 평형을 위하여 관성을 이기고 회전수를 변화시키는 1차 지연요소로 시스템이 구성된다.
- 1차 지연요소 시정수에서 분자는 관성모멘트의 향으로 항상 양이므로, 분모의 기호가 1차 지연요소의 안정성을 결정한다. 분모는 회전수 변화에 대한 펌프의 모멘트 변화량과 터빈의 모멘트 변화량의 차이(이하 K_n)이며, 펌프의 모멘트 변화량이 더 클 때 양의 값을 가지며 시스템은 안정하다.
- K_n 의 기호는 펌프특성곡선에 의해 크게 영향 받는다. 터보펌프의 작동점에서 질량유량 변화에 대한 상승압력 변화의 기울기가 음이면서, 위로 볼록한 형태를 가지는 전형적인 특성의 펌프에서는 1차 지연요소 시정수의 분모가 항상 양이 되어 시스템은 안정해진다. 그러나 펌프특성이 이러하지 못할 경우 K_n 은 음의 값을 가질 수 있다.
- K_n 이 양의 큰 값을 가질수록 시정수가 작아져 빠른 응답을 보이며, 1차 지연요소로 들어가는 이득 역시 작아지므로 정상상태 응답 값이 작아지게 된다. 즉 응답성은 향상되나, 제어성은 떨어진다 할 수 있다.

참고 문헌

1. Dieter K. Huzel and David H. Huang, "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines," Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol. 147 AIAA, 1992
2. "Turbopump Systems for Liquid Rocket Engines," SP-8107, NASA, 1974
3. Е.Н.Беляев, В.К. Чванов, В.В. Черваков, "Математическое Моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей," Москва, Издательство МАИ, 1999
4. "발사체용 추진기관 성능개량 탐색연구, 로켓엔진 추력제어기술 개발, 제 1차년도 최종보고서," 한국항공우주연구원, 2004
5. 홍용식, "우주추진공학," 청문각, 1990
6. 홍용식, "가스터어빈엔진 제2개정판," 청문각, 1989
7. Philip G. Hill, Carl P. Peterson, "Mechanics and Thermodynamics of Propulsion Second Edition," Addison-Wesley, 1992