



## 2단 구심터빈에서 축방향 베어링에 작용하는 힘의 예측과 기동에 대한 연구

### Axial Force Prediction and Maneuvering on the Thrust Bearing on a Two-Stage Radial Turbine

조수용\*† · 정양범\*\* · 견광필\*\*

Soo-Yong Cho\*† , Yang-Beom Jung\*\* and Kwang Phil Kyun\*\*

(Received 19 June 2018, Revision received 18 September 2018, Accepted 28 September 2018)

**Abstract:** Axial force prediction is performed on a turbine used in the organic Rankine cycle for heat recovery wasted by operating fluid of R245fa. Axial force greatly affects lifespan of a thrust bearing and a turbine. In typical, a turbine has fast startup characteristics so that its axial force is evaluated only at the on-design point. However, the turbine adopted in this study needs long time to reach the design point operation. This causes to occur large axial force at off-design points, which greatly affects the performance of the thrust bearing. Hence, these forces were investigated for various operating conditions including the influence by the configuration of two-stage radial turbine system. The predicted result showed that the axial force could be increased more than five-fold compared with its on-design point. Therefore, the turbine should be operated along the maximum output power curve depending on the evaporation temperature condition in order to avoid a larger axial force.

**Key Words :** Axial Force, Startup Characteristics, Organic Rankine Cycle, Thrust Prediction, Radial Turbine

#### — 기 호 설 명 —

B : 로터입구 폭, [mm]  
 C : 절대속도, [m/s]  
 D : 관, 로터직경, [m]  
 f : 관마찰계수  
 F : 힘, [N]  
 h : 엔탈피, [kJ/kg]  
 K : 손실계수

L : 관길이 [m]  
 $\dot{m}$  : 질량유량, [kg/s]  
 P : 압력, [kPa]  
 s : 엔트로피, [kJ/(kg.K)]  
 T : 온도, [K]  
 V : 평균속도, [m/s]  
 th : 블레이드 두께, [mm]  
 W : 상대속도, [m/s]  
 $Z_B$  : 블레이드개수

\*† 조수용(교신저자) : 경상대학교 공과대학 항공기부품  
 기술연구센터

E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

\*\*정양범, 견광필 : BIP 기술연구소

\*† Soo-Yong Cho(corresponding author) : ReCAPT, Gyeongsang  
 National University.

E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

\*\*Yang-Beom Jung, Kwang Phil Kyun : BIP R&D Center.

## 그리스 문자

$\alpha$	: 절대유동각, [degree]
$\epsilon$	: 표면거칠기 [m]
$\eta$	: 효율, [%]
$\theta$	: 원주방향
$\rho$	: 밀도, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	: 동점성계수, [m <sup>2</sup> /s]
$\Phi$	: 질량유량변수
$\Omega$	: 회전수, [RPM]

## 하첨자

2	: 로터입구
3	: 로터출구
h	: 허브위치
is	: 등엔트로피
s	: 정상태 (static state)
t	: 전상태 (total state)
te	: 뒷전
x	: 축방향

## 1. 서 론

터빈은 유로에 따라 일반적으로 축류형, 구심형, 혼합형으로 분류되어지는데, 적절한 터빈의 선정은 비속도를 기준으로 선정되어야 한다. 터빈은 통상 고온고압의 작동유체로부터 기계적인 회전력을 얻게 되므로, 이 회전력을 바탕으로 발전이나 여타 기계적 운동을 얻는데 적용된다. 본 연구에 적용된 터빈은 2단 구심터빈으로 폐열 에너지 열원으로부터 전력을 얻기 위한 유기랭킨 사이클(ORC : Organic Rankine Cycle)에 적용되는 터빈이며, 전체 시스템에서 가장 핵심이 되는 장치이다. ORC는 증발온도는 표준대기압하에서 물의 포화온도보다는 낮은 포화온도선도를 갖는 냉매를 작동유체로 사용하기 때문에 100°C 정도의 열원이 있는 경우라도 에너지변환을 할 수 있는 장점이 있다.<sup>1)</sup> 따라서 낮은 폐열온도를 가진 열원에

서도 발전을 할 수 있으므로 점차적으로 많은 곳에 설치되고 있다.<sup>2)</sup>

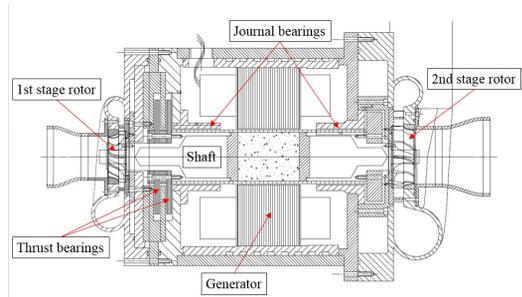


Fig. 1 Bearing location and cross-sectional view of 2-stage radial turbine

지난 몇 년간 폐열 회수를 목적으로 100 kW 급 ORC용 구심터빈을 설계 및 제작하였으며<sup>3)</sup>, 터빈에 적용되는 베어링은 에어포일 베어링을 채택하였다. Fig. 1은 본 연구에 적용된 터빈의 단면과 베어링의 장착위치를 보여주고 있으며, 스러스터 베어링의 경우는 축방향 기준으로 양방향의 힘을 견딜 수 있도록 쌍으로 설치하였다. 양의 축방향 힘(추력)은 1단 터빈로터에서 2단 로터로 가하여지는 힘으로 설정하고, 반면에 음의 추력은 그 반대 방향으로 설정한다.

터빈에서 베어링은 터빈의 수명을 결정짓는 요소이므로 적절한 윤활을 하여야 한다. 따라서 윤활을 위한 부차적인 시스템을 갖추어야 하는데, 윤활장치의 비용, 공간의 필요, 유지보수 등의 요건이 따르게 된다. 이러한 부가적인 문제를 해결하기 위하여, 최근에는 무급유식의 베어링인 자기(마그네틱) 베어링이나 에어포일 베어링 등이 많이 적용되고 있으며, 상용화되어 제품으로도 적용되고 있다.<sup>4,5)</sup> 자기베어링의 경우 제어를 위한 장치가 중요하며, 에어포일 베어링의 경우는 낮은 강성과 정지 시 축과 포일이 접촉되는 문제가 있다. 하지만 무급유 베어링의 적용은 씰링 및 윤활과 관련된 부품들을 제거할 수 있으며, 회전 시 축이 부상하여 회전하므로 높은 효율의 특성이 큰 장점이라 하겠다. 이러한 장점을 고려하여 본 연구의 터빈에서는 무급유이면서 특별한 제어장치를 필요로 하지 않는 에어포일 베어링을 적용

하였다.

에어포일 베어링의 경우 볼베어링에 비하여 낮은 강성을 나타내지만, 터빈의 기동 시에 빠르게 설계점 회전수에 도달하면 안정적인 동작이 가능하다. 하지만 폐열을 회수하기 위한 유기랭킨 사이클에서는 열원으로부터 증발기를 가열하여 냉매(R245fa)를 증발하면서 터빈을 기동하므로 여러 탈설계 영역을 거처서 설계점의 작동점에 도달하게 된다. 그 동안의 시행된 실험에서 기동 시에 발생하는 문제가 터빈 로터가 1단 로터에서 2단 로터의 방향(양의 추력)으로 추력이 강하게 발생되어 스러스터 베어링의 포일 마모를 빠르게 진행하는 것을 확인하였다.

터빈이 빠른 기동특성으로 작동하는 경우에, 스러스터 베어링을 선정하기 위하여서는 설계점에서의 작동을 기준으로 추력을 예측하여 진행한다. 이러한 경우는 터빈뿐만 아니라 터보차저<sup>6)</sup>나 펌프<sup>7-9)</sup>의 경우도 동일하다. 하지만 빠른 기동특성으로 작동하지 못하는 터빈의 경우에는 탈설계점에서의 운전에 대한 추력의 변화를 확인하여야 함을 알 수 있었다.

본 연구에서는 그 동안 실험에서 발생되었던 문제점 해결을 위하여 터빈의 기동 시에 여러 탈설계 영역을 거치는 작동점에 대하여 추력을 예측하는 연구를 수행하였으며, 이를 바탕으로 올바른 기동 방법에 대한 연구를 수행하였다.

## 2. 추력예측의 방법

### 2.1 ORC 장치의 특성

ORC용 터빈에서의 추력을 단순히 단단 터빈에서와 같이 입구에서의 작동조건만으로는 예측할 수 없다. 이러한 이유는 장치가 여러 부분품과 연결되어 구성되어 있으며, 특히 2단으로 구성된 터빈이며, 1단 터빈 로터와 2단 터빈 로터가 하나의 축으로 연결되어 있을 뿐만 아니라, 에어포일 베어링을 통하여 내부 유로도 연결되어 있기 때문이다. Fig. 2의 ORC 시스템 구성도에서 작동유체는 펌프에서 가압된 후 가열기(D)에서 가열되어 고온고압의 상태에서 터빈(A)을 구동하게 된다.

작동유체는 1단 터빈을 작동한 후 출구(p2)에서 다시 2단 터빈의 입구(p3)로 유입되어 2단 터빈 출구(p4)를 나와서 최종적으로 응축기를 지나서 탱크(p5)로 유입된다.

터빈이 단순히 1단인 경우에는 탈설계 성능해석으로부터 얻어진 결과를 바탕으로 터빈의 유로를 따라 열역학적 물성치를 이용하여 추력을 예측할 수 있다. 또한 터빈이 축류형과 같이 다단으로 형성되어진 경우라면 탈설계 성능해석을 다단에서도 수행되도록 프로그램을 구성할 수 있지만, 본 연구와 같이 구심터빈이 하나의 축을 기준으로 양측에 로터가 배치되어 있는 구조인 경우에는 중간 유로관에서 손실 및 내부유로에서의 손실이 시스템마다 달라진다. 따라서 각 단에서 얻어진 탈설계 성능의 결과를 바탕으로, 시스템의 구성으로 인한 각각의 손실을 계산하여 작동유체가 흘러가는 위치에 따라 열역학적 물성치를 얻는 것이 보다 적용가능한 방법이 될 수 있다.

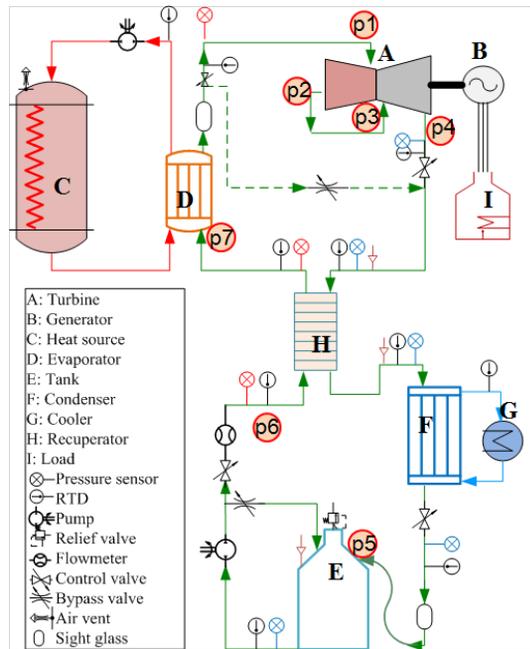


Fig. 2 Schematic diagram of ORC system

### 2.2 유로에서의 손실

시스템의 구성에 따른 압력손실의 계산은 4부

분으로 나누어 계산을 수행한다. 즉, 1단 터빈 출구(p2)에서 2단 터빈 입구(p3)사이에서의 손실 (Loss 1), 2단 터빈에서의 손실(Loss 2), 2단 터빈 출구(p4)에서 탱크(p5)까지의 손실 (Loss 3), 1단 터빈에서 2단 터빈으로 연결되어 있는 내부유로에서의 손실 (Loss 4)이 된다. 이렇게 구분이 필요한 이유는 터빈입구의 작동조건에 따라서 1단 터빈에서만 출력을 얻을 수 있고, 2단 터빈에서는 출력을 얻을 수 없는 상태로 작동하는 경우가 있을 수 있기 때문이다. 그러므로 이러한 경우에는 1단 터빈의 최소출구 압력은 탱크에서의 압력보다 4부분에서의 총압력 손실 이상이 되어야만 사이클이 형성될 수 있다. 만일 입구조건이 1단 터빈뿐만 아니라 2단 터빈에서도 출력을 얻을 수 있는 조건이라면 2단 터빈의 출구압력은 최소한 Loss 3의 손실을 극복할 수 있는 압력이 되도록 유지되어야 한다.

관에서의 마찰 손실은 식 (1)과 같이 계산되어진다.

$$P_{loss} = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (1)$$

식 (1)에서의 마찰계수( $f$ )는 관의 조도( $\epsilon$ )와 직경( $D$ ) 및 레이놀즈수( $Re = VD/\nu$ )로 식 (2)와 같이 얻어질 수 있다.<sup>10)</sup> 레이놀즈수를 구하기 위한 동점성계수( $\nu$ )는 응축기에서의 온도와 압력을 기준으로 RefProp<sup>11)</sup>의 라이브리를 프로그램에 연계하여 얻어진다.

$$f = 0.25 \left[ \log \left( \frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2} \quad (2)$$

곡관부에서의 손실은 증가하는데 곡관부의 반경과 관의 직경에 따라 등가길이( $L_e$ )로 얻어서 식 (1)을 적용할 수 있으며, 그 외에도 관로의 단면이 확대되거나 축소되어 단면 면적비가 변화되는 경우에는 관로 관련 핸드북을 참고하여 손실계수 ( $K$ )를 사용하여 압력손실을 구할 수 있다.

$$P_{loss} = K \frac{\rho V^2}{2} \quad (3)$$

본 연구에서는 관의 조도는  $46 \mu\text{m}$ 로 얻었으며, Loss 1의 계산에서는 관의 직경은 81 mm, 직관부 길이를 1 m로 설정하였으며, 추가적으로 90도의 곡관이 있는 두 부분과 확산관이 있는 부분까지 포함하여 Loss 1의 손실을 구하였다. 동일한 방법으로 시스템을 구성하는 관로손실은 요소부품의 치수를 기준으로 계산의 수행이 가능하다. 그 외에도 열교환기나 2단 터빈에서의 손실은 업체에서 제공하는 데이터와 실험 결과값을 적용하였다. 이러한 터빈에서의 최소출구 압력은 입구조건에 따라 매번 바뀌게 된다. 본 연구에서 추력의 크기가 의미가 있는 경우의 입력조건에서는 터빈 출구에서의 압력이 최소압력이상으로 설정되어 1단과 2단 터빈에서 동시에 출력을 얻을 수 있었다.

### 2.3 터빈내부에서의 물성치

터빈 입구에서의 작동조건(전압력, 전온도, 회전수)이 설정되어도 추력의 계산에서 중요한 압력은 Fig. 3에서 2의 위치인 로터 입구(노즐출구)에서의 정압력, 터빈출구(3의 위치)에서의 정압력 및 축방향 속도가 필요하다. 터빈입구에서는 로터의 디스크와 로터의 뒷면 사이의 공간(0.3 mm 간극)이 형성되어 있으므로, 이곳을 통하여 스러스터 베어

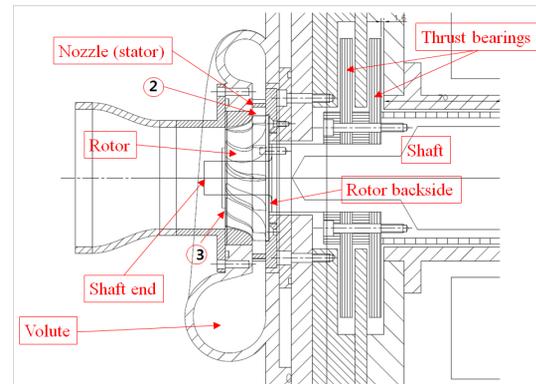
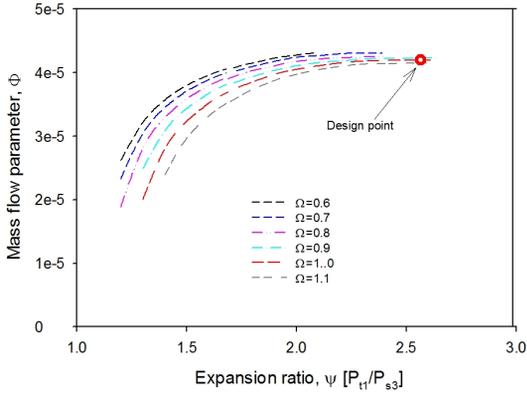
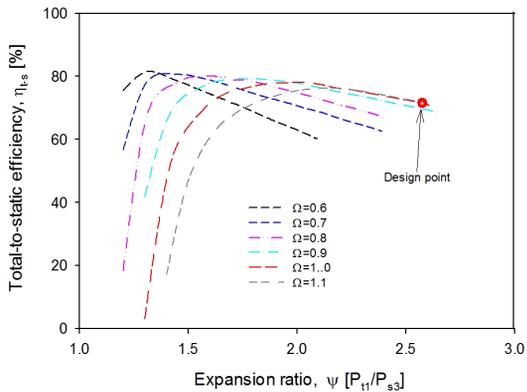


Fig. 3 Detailed cross-sectional view on the 1st stage turbine



(a) Mass flow parameter



(b) Total-to-static efficiency

Fig. 4 Performance curves at off-design on the 1st stage turbine

링으로 내부유로가 형성되어 2단 터빈의 로터 입구로 작동유체가 흐른다. 따라서 내부유로를 통한 압력감소가 발생된다. 따라서 로터 입구에서의 정압력이 추력 예측에서 상당히 중요한 물성치가 된다. 또한 터빈출구에서의 물성치도 중요한 것은 로터의 전면에 가하여지는 양의 방향으로의 추력을 예측하는데 필요하기 때문이다.

우선 주어진 터빈 입구의 조건으로부터 로터 입구와 출구에서의 물성치를 구하기 위해서는 Fig. 4의 1단 터빈에서의 탈설계 성능의 결과를 바탕으로 터빈 출구에서의 정압력을 얻을 수 있다. 질량유량변수( $\Phi$ )는 터빈 입구에서의 전온도 ( $T_{t1}$ ), 전압력( $P_{t1}$ ), 질량유량( $\dot{m}$ )으로 식 (4)와 정의된다.

$$\Phi = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{t1}}}{P_{t1}} \quad (4)$$

Fig. 4(a)의 탈설계 성능선도로부터 팽창비를 구하면 터빈 출구에서의 정압력( $P_{s3}$ )을 구할 수 있다. 구심터빈 노즐에서의 압력손실은 Heitt<sup>[2]</sup>가 제안한 식 (5)의 손실모델을 적용하여 정압력을 구할 수 있다.

$$P_{s2} = P_{t1} - (1 + K_N) \frac{\rho_{s2} C_2^2}{2} \quad (5)$$

식 (5)의 관계를 적용하기 위하여서는 로터 입구에서의 정밀도( $\rho_{s2}$ )와 절대속도( $C_2$ )를 알아야 한다. 이를 구하기 위하여 우선  $\rho_{s2} \cong \rho_{t1}$ 으로 가정하고, Fig. 5의 로터 입구에서의 속도삼각형으로부터 작동유체의 절대속도를 계산할 수 있다.

$$C_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_{s2} B_2 D_2 \pi \cos(\alpha_2)} \quad (6)$$

계산된 절대속도로부터 정엔탈피( $h_{s2}$ )를 식 (7)을 사용하여 구할 수 있다. 다음으로 이 값을 기준으로 새로운 정밀도를 [ $\rho_{s2n} = f(h_{s2}, P_{s2})$ ] 얻어서 식 (5)에서부터 반복하여 수렴될 때까지 로터 입구에서의 물성치를 계산하며, 상수  $K_N$ 은 0.05를 적용하였다.

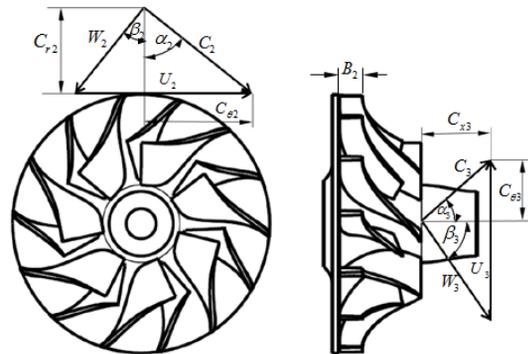


Fig. 5 Flow angles at rotor inlet and exit



분으로 고려하는데 로터 출구에서는 유동의 운동량에 의한 반력( $F_m$ )은 식 (16)과 같이 얻어진다.

$$F_m = \dot{m} C_{x3} \quad (16)$$

로터의 앞면에서 작용하는 힘( $F_f$ )은 입구와 출구에서의 정압력차( $\Delta P_s$ )를 기준으로 반경방향의 변화를 고려하여 식 (17)과 같이 구할 수 있다.

$$F_f = \int_{D_{h3}/2}^{D_2/2} (P_{s2} - \Delta P_s \frac{(D_2 - 2r)}{(D_2 - D_{h3})}) 2\pi r dr \quad (17)$$

로터 출구의 축 끝부분에서 작용하는 힘( $F_s$ )은 식 (18)을 사용하여 계산되어진다.

$$F_s = P_{s3} \frac{\pi D_{h3}^2}{4} \quad (18)$$

로터 뒷면에서 작용하는 힘( $F_b$ )은 2단의 뒷면으로 통로가 형성되어 있으므로 이를 고려하면 로터의 뒷면의 축부분에서 압력이 미소하게나마 떨어질 수 있다. 로터 뒷부분에서 압력을 전압력이 아닌 정압력을 고려한 것은 로터에 따라 달라질 수 있겠지만, Fig. 3에서 보여주는 것과 같이 본 연구의 터빈에서는 로터가 디스크 부분의 틈 두께만큼 안으로 장착되도록 하였으므로 유동의 흐름은 디스크의 두께에 전혀 영향을 받지 않으므로 정압력을 사용한 것이다. 1단 로터의 뒷부분으로 들어간 유동은 2단 로터의 뒷부분으로 유동이 형성되면서 에어포일 베어링의 동작을 원활하게 하는데, 유로는 3차원적으로 보면 단면이 일정하지는 않다. 하지만 미소 유량이 흐르고, 전체 유로의 아주 일부분만 고려 대상이므로 전체유로길이( $L_a$ )에 대하여 압력의 감소는 길이에 비례하여 감소하는 것으로 하였다. 따라서 전체 길이에 대한 정압력차( $\Delta P_s$ )를 기준으로 터빈 뒷부분에서 반경방향의 면적 변화를 고려하여 식 (19)와 같이 얻어졌다.

$$F_b = \int_{D_s/2}^{D_2/2} (P_{s2} - \Delta P_s \frac{(D_2/2 - r)}{L_a}) 2\pi r dr \quad (19)$$

2단 로터의 경우에는 압력감소의 위치가 달라지므로 식 (20)이 적용되었다.

$$F_b = \int_{D_s/2}^{D_2/2} (P_{s2} - \Delta P_s \frac{(L_a - D_2/2 + r)}{L_a}) 2\pi r dr \quad (20)$$

따라서 총 추력은 힘의 방향을 고려하여 전체 로터에서의 추력을 식 (21)을 사용하여 얻어졌다.

$$F_t = (F_m + F_f + F_s - F_b)_{1st} - (F_m + F_f + F_s - F_b)_{2nd} \quad (21)$$

### 3. 시스템에서의 추력예측

이상의 계산과정을 통하여 추력을 계산하기 위하여 우선 설계점 작동조건으로 계산을 수행하였다. 터빈의 설계점 회전수는 28,000 RPM이며, 입구에서의 전온도는 125°C이다. 이 온도는 포화온도보다 3°C 가열된 온도이므로 전압력은 2005.8 kPa로 설정된다. 아울러 정격운전 질량유량은 4.2 kg/s이다.

본 연구에서 예측한 추력의 결과를 검증하기 위하여서는 실험을 수행하여 정확한 검정이 이루어져야 하나, 유기랭킨 사이클 터빈의 경우에 2 MPa의 압력에서 작용하는 폐쇄형 시스템이므로 이를 측정하기에는 어려움이 있을 뿐만 아니라, 2단을 각각 분리하여 각각의 단에서 측정하기에도 어려움이 있어서, 우선적으로 다른 예측프로그램을 활용하여 비교검정을 수행하였다. 이를 위하여 활용 가능한 구심터빈 설계 프로그램인 Rital<sup>13)</sup>을 사용하였다. 하지만 Rital<sup>13)</sup>의 경우는 시스템에 장착된 터빈에서의 추력을 예측하는 것이 아니라 각각의 터빈에 대하여 예측하는 경우이므로 터빈 입구 조건에 따라 다른 결과를 보여줄 수밖에 없다.

Fig. 7은 각각의 추력과 총 추력을 설계점 작동 조건에서 얻어진 결과와 Rital<sup>13)</sup>을 사용하여 얻어진 결과와 비교한 결과를 나타내고 있다.

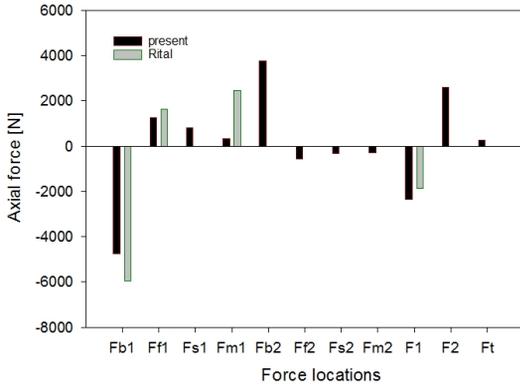


Fig. 7 Comparison of axial force with the axial force predicted using Rital on the 1st stage turbine

1단 터빈만의 비교가 이루어진 것은 터빈입구의 조건을 동일하게 할 수 있기 때문이다. Rital의 경우는 추력에서 출구에서의 운동량과 축 끝부분에서의 영향을 분리하여 나타내지는 않고 한꺼번에 묶어서 계산한 것으로 보여진다. 전체적으로 비슷한 크기의 결과를 보여주고 있으나, 터빈 뒷부분에서의 추력이 Rital에서 크게 나온 것은 내부 유로의 영향을 고려하지 않았기 때문인 것으로 보인다. 아울러 실험을 통하여 얻어진 결과에서도 추력이 1단에서 2단 터빈으로 작동하여 스톱베어링 및 1단 터빈의 뒷부분에 마모가 발생한 것을 고려하면 본 연구의 예측이 물리적으로 타당하다는 것을 알 수 있었다.

설계점의 입구 온도와 압력을 유지하면서 회전수와 출력을 변경하여 얻어진 탈설계점에서의 추력 결과를 Fig. 8에서 보여주고 있다. 그림에서 범례  $\Omega$ 는 설계점 회전수를 기준으로 탈설계점에서의 회전수를 나타내고 있다. 설계점에서의 추력은 243.9 N으로 에어포일 베어링이 감당할 수 있는 정도의 결과를 보인다. 하지만 부하를 조정하여 출력을 충분히 얻지 않으면 추력은 2,000 N을 넘어가는 현상이 발생되어짐을 나타낸다. 이러한 것은 터빈이 기동할 때의 현상이라고는 할 수 없다. 통상 ORC 방식에 의한 열에너지 회수를 위한 발전용 터빈을 기동하는데 있어서 배출되는 열원을 사용하게 된다. 따라서 열원을 증발기로 보내

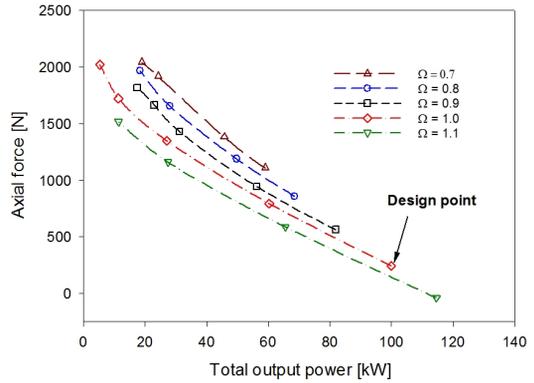


Fig. 8 Axial forces with various rotational speeds at the same inlet total pressure and temperature

어 증발기에서 터빈을 가동하기에 충분한 상태가 되면 작동유체를 터빈으로 보내게 된다. 그러므로 증발기에서의 포화온도는 설계점보다 낮으며 터빈에서의 작동유체는 상당히 높은 가열도를 갖게 된다. 비록 터빈은 설계점의 회전수까지 쉽게 상승하여 작동하나 포화온도가 낮으므로 압력은 설계점 압력에 비하여 낮다. 이후 작동유체의 질량 유량 증가와 함께 출력과 회전수를 조정하는 과정에서 작동압력도 상승하게 된다.

터빈의 회전수를 설계점 회전수의 70%( $\Omega = 0.7$ )로 낮추는 경우에는 Fig. 8에서 보여주는 것과 같이 추력은 1107.9 N으로 설계점에서의 추력에 비하여 4.54배 증가한다. 따라서 회전수를 설계점에 비하여 낮게 조정하여 작동하는 경우에는 추력이 상승하게 되므로 베어링이 충분히 추력을 견딜 수 있는 지 검토하여야 한다. 반면에  $\Omega = 1.1$ 의 회전수에서 작동하게 되면 추력은 -39 N으로 2단 터빈에서 1단 터빈으로 힘을 가하는 추력이 얻어진다.

Fig. 9는 설계점 입구조건에서 출력과 회전수를 조정하기 위한 질량유량의 변화(Fig.8의 작동에 대응)를 보여주고 있다. 응축기를 사용하는 유기랭킨 사이클의 경우에 응축기의 운전상태 변화는 외부적인 요인에 의하여 변동이 발생되며, 그 외에도 터빈의 작동 중에 작동유체를 충분한 팽창하지 않고 응축기로 순환하게 되면 탱크에서의 온도가 상승하여 탱크에서의 포화압력이 상승하

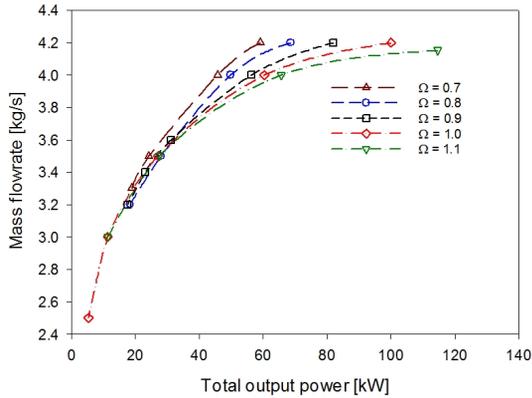


Fig. 9 Variation of massflow rate at the same inlet total pressure and temperature when the output powers were changed

게 된다. 따라서 터빈에서 충분한 팽창이 이루어지지 못하므로 출력의 감소가 발생되면서 질량유량의 감소도 동반하게 된다. 이로 인하여 전반적으로 터빈내부에서는 압력이 증가하게 되며, 이러한 요인으로 추력이 증가하게 된다. 예를 들어 설계점 회전수를 유지하면서 출력이 설계점 출력보다 40% 감소한 경우에, 1단과 2단 로터 입구에서 정압력이 1.56 MPa과 0.73 MPa이었는데, 이 값이 1.62 MPa와 0.9 MPa로 올라가게 되어 추력이 792.5 N (설계점의 3.25배)으로 증가하게 되었던 것이다.

폐열회수 활용을 위한 유기랭킨용 터빈의 실제적인 기동에서는 열원으로부터 증발한 작동유체를 이용하여 회전수를 우선적으로 맞추게 되는데, 증발기로 공급되는 작동유체의 양에 따라 포화온도가 변경되어진다. 빠른 속도로 설계점의 포화온도로 도달하여 정격출력을 발생하면 이상적인 작동이 되겠지만, 실제적으로 출력이 큰 경우에 펌프에서 공급하는 작동유체의 증발에 따른 시간이 요구될 뿐만 아니라 작동유체의 공급이 과하면 터빈에 액상상태의 작동유체가 공급되어 베어링의 작동에 문제가 발생된다. 따라서 현장에서 터빈의 기동은 상당히 완만한 시간적 특성을 가지게 된다. 이로 인하여 공급되는 작동유체는 증발량에 맞추어 천천히 공급량을 증가한다. 따라서

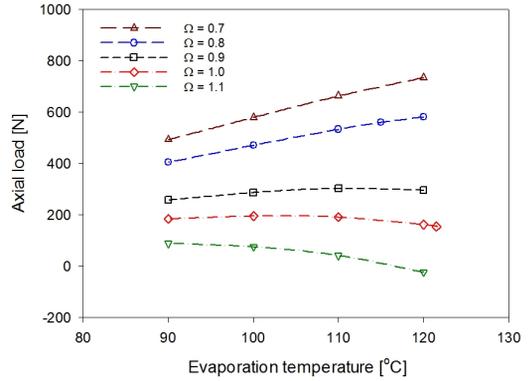
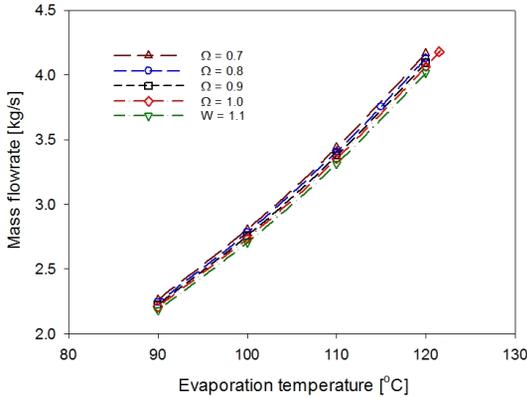


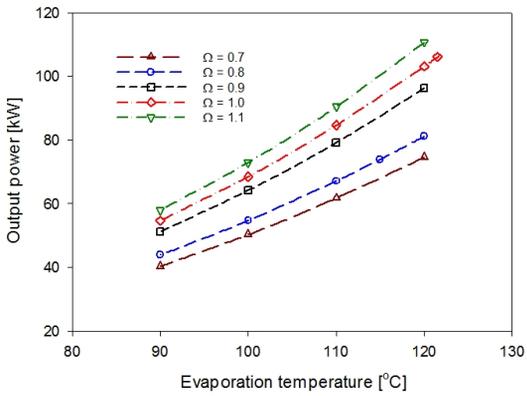
Fig. 10 Axial forces for the different the evaporation temperatures

포화온도도 천천히 증가하게 된다. 앞서 Fig. 8에서 설계점 입구조건에서 운전되는 경우를 나타내었는데, 포화온도가 낮은 경우에 대한 추력의 변화를 Fig. 10에서 보여주고 있다. 포화온도가 낮으므로 작동압력도 낮아졌다. 따라서 터빈내부의 압력은 당연히 줄어들게 되므로 추력이 감소하는 것을 알 수 있다. 온도나 압력의 감소로 밀도가 감소하였으므로 작동은 초크상태에서 운전된 경우이다. 초크된 경우의 작동은 작동조건에서 최대 출력의 조건이므로 온도의 변화에 대하여 추력은 설계점 회전수에서는 비슷한 수준의 추력을 보이고 있다. 하지만 설계점 회전수보다 낮은 경우는 포화온도의 감소에 따라 추력이 감소하고 설계점 이상의 작동에서는 포화온도의 감소에 따라 추력이 증가하는 특성을 보이고 있다.

포화온도의 변화에 따라 초크를 발생하는 질량유량의 변화와 출력은 Fig. 11에서 보여주고 있다 (Fig. 10의 작동에 대응). 질량유량은 온도의 감소에 따라 동일하게 감소하는 특징을 보이나, 회전수에 따라 질량유량의 변화는 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 출력의 경우도 포화온도의 감소에 따라 감소하는 특징을 보이고 있으며, 각각의 작동조건은 초크된 상태에서 얻어진 결과이다. 앞서와 마찬가지로 출력을 최대로 하는 조건이 아니면 주어진 작동조건에서 포화온도가 낮다고 하여도 최대출력의 초크상태에 비하여 추력은 상승하



(a) Mass flowrate



(b) Output power

Fig. 11 Variation of mass flowrate and output power for the different the evaporation temperatures

게 될 것이다. 따라서 폐열회수를 위한 유기 랭킨 터빈의 경우에는 스러스터 베어링의 보호를 위하여서는 낮은 포화증기 온도에서 최대출력을 얻으면서 포화증기의 온도를 증가하면서 최대출력선도를 따라 이동하는 것이 이상적인 기동선이 될 것이다.

Fig. 12는 앞서 언급한 것처럼 비록 낮은 포화증기 온도(110°C)로 설정하였다고 하여도, 최대출력이 아닌 상태로 작동을 하게 되었을 경우에 추력의 변화를 보여주고 있다. 회전수가 낮을수록 최대출력의 값은 낮지만 추력은 높은 것을 보여주고 있다. 설계점 회전수에서 무부하 상태로 작

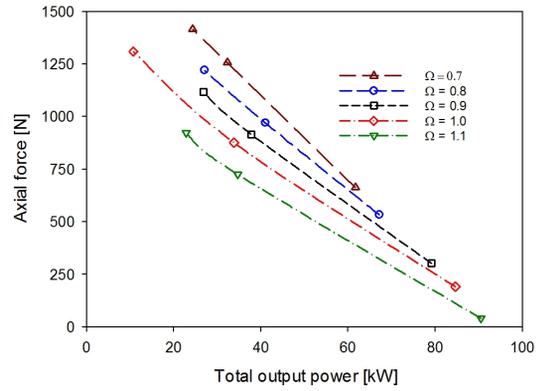


Fig. 12 Variation of axial force at the evaporation temperature of 110°C when the output powers were changed

동을 하게 되면 추력은 1,300 N에 근접하게 됨을 보여주므로 포화증기의 온도 설정에 따라 터빈은 최대출력으로 작동하는 것이 안전한 방법임을 알 수 있다.

이상의 경우에는 증발기에 포화온도가 설정되면 터빈에 공급되는 작동유체의 온도는 3°C의 가열도 가지는 경우에 대한 언급이었는데, 초기 기동 시에는 증발기에 공급되는 작동유체의 공급량에 따라서 가열도가 상당히 증가하게 되는 경우가 발생할 수 있다. 따라서 이를 고려하여 터빈 입구에 공급되는 전온도(125°C)는 일정하게 하고, 가열도를 변경하는 경우를 고려하면 포화증기의 온도는 가열도가 커지는 만큼 낮아지게 된다. 포화증기의 온도가 낮아지면 터빈에 공급되는 압력도 낮아지게 된다. Fig. 13은 가열도를 변경한 경우에 추력의 변화를 보여주고 있다. 가열도의 변화에 따른 작동점은 초크되어진 상태의 결과를 나타내는 것으로 최대 출력의 작동점이다. 터빈의 회전수에 따라서 가열도가 감소하는 경우에 추력이 증가하기도 하고 높은 회전수에서는 추력이 감소하기도 한다. 가열도의 감소는 포화증기의 온도가 증가하여 작동압력이 증가하는 경우이지만 압력의 증가에 따른 출력의 변화가 다를 수 있으므로 추력의 변화가 다르게 나타날 수 있다.

Fig. 14에서는 Fig. 13의 결과와 동일한 작동점의 상태를 나타내고 있는데, 가열도의 증가에 따라

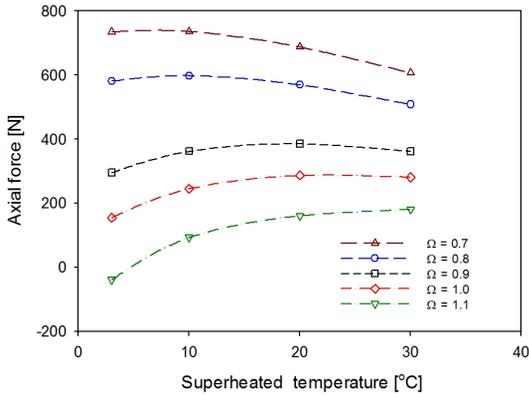


Fig. 13 Variation of axial force when the superheated temperatures were changed

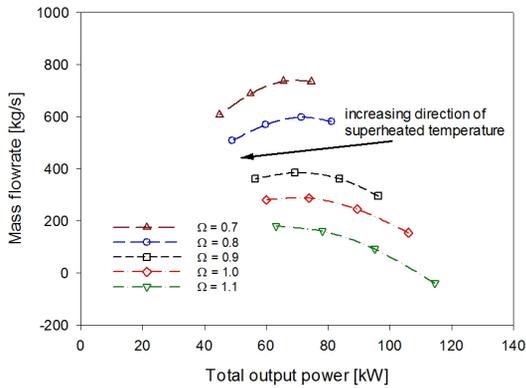


Fig. 14 Variation of mass flowrate and output power when the superheated temperatures were changed

출력은 감소하는 위치를 나타내고 있다. 따라서 터빈 입구에서의 온도가 높다고 하여 출력의 증가가 발생하는 것이 아니라 가열도가 낮아야만 출력의 증가가 있음을 알 수 있으며, 이를 낮추기 위하여서는 증발기 내에서 작동유체의 수위를 증가하여 증발된 기체상태의 작동유체가 증발기에 가열되는 것을 줄여야 함을 알 수 있다.

#### 4. 결론

유기랭킨 사이클 2단 구심터빈에서 스러스터 베어링의 올바른 설계를 위하여 시스템의 운전

특성을 고려하여 추력에 대한 연구를 수행하였다. 설계점의 작동에서는 에어포일 베어링이 충분히 감당할 수 있는 추력의 크기를 나타내었으나, 기동과정에서나 탈설계점에서 작동하는 경우에는 설계점에서의 추력보다 5배 이상의 추력이 발생되었다. 따라서 장치의 수명을 올리기 위하여서는 기동 시에는 낮은 포화증기온도에서 최대출력을 유지하며, 공급열량의 증가에 따라 포화증기 온도를 증가하면서 최대출력 선도를 따라 설계점에 도달하는 것이 올바른 기동방법임을 알 수 있다. 아울러 예측의 정확도를 보다 향상하기 위하여 추력에 대한 추가적인 실험이 필요하다.

#### References

1. S. Y. Cho and C. H. Cho, 2015, "Effect on the Cycle by the Properties of Working Fluids Using Organic Rankine Cycle", J. of Fluidmachinery, Vol. 18, No. 4, pp. 5-12.
2. <http://www.accessenergykorea.com/thermapower-orc> (2018. 6 open access)
3. S. Y. Cho, Y. B. Jung and K. P. Kyun, 2018, "Design Technology of 2-Stages 100kW Class Radial turbines for Organic Rankine Cycle," J. of Korean Society for Power System Engineering, Vol. 22, No. 4, pp. 96-103. (DOI:10.9726/kspse.2018.22.3.011)
4. C. H. Park, S. Y. Ham, D. E. Hong and J. K. Kim, 2015, "Development of High Speed Spindle for Machine Tool with Magnetic Bearings," Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., Vol. 25, No. 12, pp. 895-900.
5. <http://leaders.asiae.co.kr/news/articleView.html?idxno=48488> (2018. 6 open access)
6. I. Lee, S. Hong, Y. Kim, and B. Choi, 2015, "Prediction of Axial Thrust Load under Turbocharger Operating Conditions," Transactions of KSAE, Vol. 24, No. 6, pp. 642-648.
7. I. Harada, K. Kobayasi and S. Ono, 2010, "Prediction of Axial Thrust for Mixed-Flow

- Pumps with Vaned Diffuser by Using CFD," Int. Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 3, No. 2, pp. 160-168.
8. S. D. Gatta, S. Salvadori, P. Adami and L. Bertolazzi, 2006, "CFD Study for Assesment of Axial Thrust Balance in Centrifugal Pumps," Conf. on Modelling Fluid Flow (CMFF'06), Budapest, Hungary, September 6-9.
  9. V. Godbole, R. Patil and S. S. Gavade, 2012, "Axial Thrust in Centrifugal Pumps ; Experimental Analysis," 15th Int. Conf. on Experimental Mechanics (ICEM15), PAPER-2977, Porto, Portugal, July 22-27.
  10. R. W. Miller, 1996, "Flow Measurement Engineering Handbook," 3rd ed. New York McGraw-Hill.
  11. NIST, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties," RefProp version 9.0.
  12. G. F. Heitt and I. H. Johnston, 1963, "Experiments Concerning the Aerodynamic Performance in Inward Radial Flow Turbines," Proc. Inst. Mech. Engr. Vol. 178 Part 3I (ii) pp. 28-42.
  13. Rital, 2016, CAE Software for Radial Turbines, Version 7.13, Concept ETI, Inc.