

소규모 발전용 스크롤 팽창기 성능시험

김 현 진[†], 박 의 서, 라 필 찬*
 인천대학교 기계공학과, *(주) 필텍

Performance Test of Scroll Expander for Micro-Power Generation

Hyun J. Kim[†], Ik S. Park, Phil C. Rha*

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea
 *Philtech Co., Ltd., Chunan 000-000, Korea

(Received May 6, 2004; revision received February 1, 2005)

ABSTRACT: This paper addresses the development of a scroll expander for power generation from relatively low temperature steam source. It has a double-sided orbiting scroll member so that no thrust bearing is needed to support the base plate of the orbiting scroll. Three power transmission shafts are placed at the periphery of the orbiting scroll base plate, and these shafts can also function as anti-rotation devices. Final output is obtained from the main central shaft engaged with the three power transmission shafts through gear assembly. The clearance between the fixed and orbiting scroll elements was estimated by comparing measurement of the mass flow rate with calculation results of a computer simulation. Due to large clearance, the expander total and volumetric efficiencies were measured to be 34% and 43%, respectively. It has been shown through the computer simulation that the total and volumetric efficiencies could be improved to 65% and 83%, respectively, if the current clearance is reduced by half.

Key words: Scroll expander(스크롤 팽창기), Volumetric efficiency(체적효율), Clearance(간극)

기 호 설 명

a : 기초원 반경 [m]
 H : 랩 높이 [m]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 L : 출력 [kW]
 \dot{m}_a : 실제 유량 [kg/s]
 \dot{m}_{th} : 이론적 유량 [kg/s]
 N : 축 속도 [rpm]

P_1 : 흡입 압력 [MPa]
 P_2 : 토출 압력 [MPa]
 r_s : 선회 반경 [m]
 T : 토크 [N-m]
 t : 랩 두께 [m]
 V_1 : 행정체적 [m³]

그리스 문자

ϵ : 간극 [μm]
 ϕ_a : 커터 각 [$^\circ$]
 ϕ_e : 인블루트 끝각 [$^\circ$]
 η_{ad} : 단일팽창 효율 [%]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

- η_{mech} : 기계적 효율 [%]
- η_t : 팽창기 전효율 [%]
- η_v : 체적 효율 [%]
- ρ_1 : 밀도 [kg/m^3]

1. 서 론

스크롤 메카니즘은 선회 스크롤을 통해서 유체를 이송하는데 좋은 특성 때문에 다양한 적용 사례를 보이고 있다. 최근에 스크롤 메카니즘이 적용되는 분야 가운데 하나는 스크롤 팽창기이다. Yanagisawa⁽¹⁾는 자동차 에어컨용 스크롤 압축기를 개조한 스크롤 팽창기를 제작하여 팽창기의 흡입구 포트에(압축기에서는 토출구 포트) 압축 공기를 공급하여 출력 토크를 측정하는 실험을 하였다. 개조한 스크롤 팽창기를 사용하여 실험에서 75%의 효율을 얻었다. Zanelli and Favrat⁽²⁾는 스크롤 압축기를 개조하여, Rankine 사이클에서 스크롤 팽창기 실험을 수행하였다. 이를 통해 소용량의 발전을 위한 스크롤 팽창기를 개발하는 것이다. Nagatomo⁽³⁾는 냉매 사이클의 냉매 압축기를 개조하여 실험에 의해서 최대 74%의 팽창 효율을 획득하였다. Yanagisawa⁽⁴⁾는 무급유식 공기 팽창기에 대한 이론과 실험적 연구를 수행하였으며, 팽창 전효율을 낮추는 대부분의 인자는 선회 스크롤 구동에 의한 기계적 손실이라는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 스크롤 팽창기 시작품을 제작하여 스팀 사이클에서 성능을 시험하였다. Fig.1은 스팀 사이클에서 터빈의 대응으로 스크롤 팽창기가 사용될 경우의 스팀 사이클의 구성을 나타내었다. 스크롤 팽창기가 기존의 스팀 터빈을 대체할 경우에 대한 사항을 Fig.2에 터빈 사이클과 스크롤 팽창기의 사이클을 T-s 선도 상에서 비교하였다. 스팀 터빈 작동에서 저급 상태의 스팀

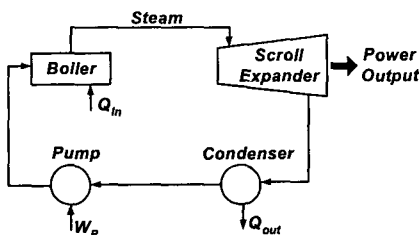


Fig. 1 Rankine cycle.

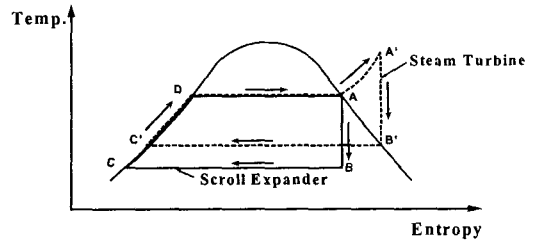


Fig. 2 Scroll expander steam cycle.

은 터빈 사용에 있어서 응축된 입자가 터빈의 블레이드에 부딪히는 현상이 발생하여 결과적으로 블레이드를 침식시킨다. 이런 문제점을 피하기 위해서는 터빈의 입구에 들어오는 스팀을 재가열을 해주어야 한다. 그러나 스크롤 팽창기는 터빈에 비해서 입구 조건의 스팀의 상태에 영향을 받지 않고 응축수가 포함된 스팀이나 또는 운수를 사용할 수 있으므로 유용하다. 따라서 기존의 폐열을 회수할 수 있으므로 에너지 절약 측면에서 유용한 장치이다.

2. 설계 개념과 스크롤 팽창기의 기본적인 구조

폐열에서 얻을 수 있는 스팀을 이용하여 얻을 수 있는 에너지와 팽창기의 각종 효율을 고려하면 식(1)과 같은 예상 출력에 관한 식을 세울 수 있다.

$$L = \eta_{ad} \eta_{mech} (\eta_v \dot{m}_a) \Delta h \tag{1}$$

여기서 L 은 스팀으로부터 얻은 동력을 나타내며 스크롤 팽창기가 가지고 있는 η_{ad} , η_{mech} , η_v 은 단열팽창 효율, 기계적 효율, 체적 효율을 실제적으로 사용된 스팀의 양과 흡·토출의 엔탈피차의 관계식으로 나타내었다.

\dot{m}_a 와 Δh 는 실제 유량과 팽창에 의해서 감소하는 스팀의 엔탈피를 나타낸다. 팽창기 전효율과 체적 효율은 각각 식(2), (3)에 표현하였다.

$$\eta_t = L / (\dot{m}_a \Delta h) = \eta_v \eta_{ad} \eta_{mech} \tag{2}$$

$$\eta_v = \dot{m}_{th} / \dot{m}_a \tag{3}$$

누설이 없는 상태의 이론적인 스팀 유량은 팽

Table 1 Scroll configuration factors

Wrap thickness	t [mm]	5
Wrap height	H [mm]	35
Base circle radius	a [mm]	3.724
Orbiting radius	r_s [mm]	6.7
Cutter angle	ϕ_a [deg.]	270
Wrap end angle	ϕ_e [deg.]	1,752

Table 2 Test conditions

Suction pressure	P_1 [MPa]	1
Discharge pressure	P_2 [MPa]	0.176
Pressure ratio	P_1/P_2	5.67
Orbiting scroll speed	N [rpm]	5,400

창기의 행정체적과 식(4)와 같은 관계가 있고

$$\dot{m}_{th} = \rho_1 V_1 N / 60 \quad (4)$$

스크롤 팽창기의 행정체적과 스크롤 설계인자들은 식(5)와 같은 관계가 있다.

$$V_1 = 2\pi a r_s H (2\phi_a + \pi) \quad (5)$$

여기서 a 는 인볼루트의 기초원 반경이고, r_s 는 선회 스크롤의 선회반경이고, H 는 스크롤 랩 높이이며, ϕ_a 는 커터각을 나타낸다. 또한 압력 팽창비로부터, 설계 체적비를 얻어 인볼루트 랩의 끝각 ϕ_e 을 식(6)에서 구할 수 있다.

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1/n} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{2\phi_e - 3\pi}{2\phi_a + \pi} \quad (6)$$

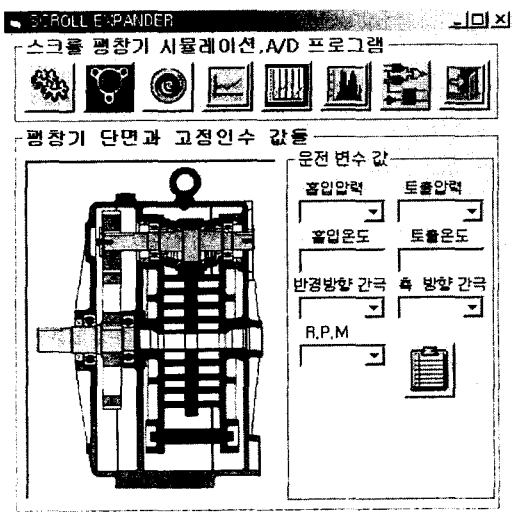


Fig. 3 Main form of scroll expander program.

식(1)에서 식(6)으로부터 얻은 스크롤 설계인자들의 값을 Table 1에 나타내었다.

설계인자들을 고려하여 스크롤 팽창기 설계 및 성능분석 시뮬레이션 프로그램, 그리고 데이터 획득 프로그램을 제작하였다. 스크롤 팽창기 성능분석 시뮬레이션 프로그램은 기존의 스크롤 압축기의 성능 프로그램을 바탕으로 제작하였다.

Fig. 3에 스크롤 팽창기의 설계 프로그램의 메인 폼을 나타내었다. 상단의 실행 버튼은 순서대로 스크롤 팽창기의 설계변수 계산과 체적선도, 압력선도, 스크롤 팽창기에 걸리는 힘과 최종적으로 동력계산 순으로 계산되어진다. 운전조건의 변화가 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해서 흡입압력, 흡입온도, 토출압력, 토출온도, 그리고 스크롤 간극의 크기를 입력값으로 넣을 수 있도록 하였다. 또한 스크롤 팽창기의 회전수도 입력값으로 하여 제작 가공된 스크롤 팽창기의 운전조건에 맞추어 계산이 수행될 수 있도록 하였다.

실험결과는 컴퓨터와 센서의 통신을 통해 실시간으로 얻을 수 있도록 하여 시뮬레이션 프로그램과 실험결과를 한 프로그램으로 살펴볼 수 있도록 하였다. 시뮬레이션을 통해 설계된 인자들을 가지고 15 kW의 동력을 얻기 위한 실험조건을 Table 2에 나타내었다.

스크롤 팽창기 설계 프로그램을 통해 설계·제작된 고정 스크롤과 선회 스크롤을 Fig. 4에 나타내었고, Fig. 5는 스크롤 팽창기의 단면도를 보

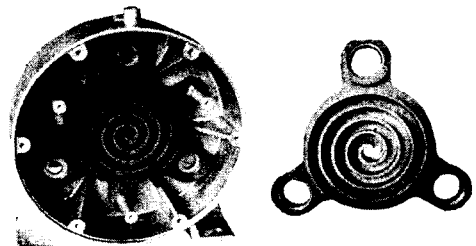


Fig. 4 Manufactured fixed and orbiting scroll elements.

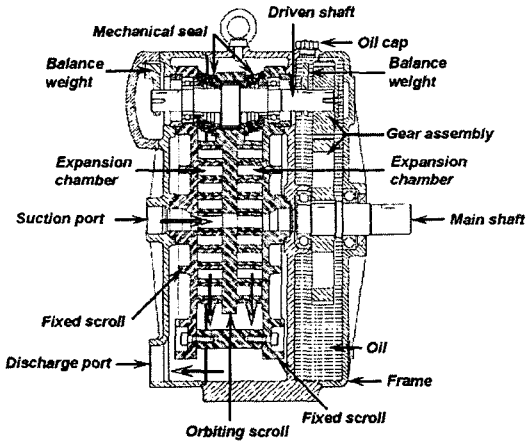


Fig. 5 Schematic of scroll expander assembly.

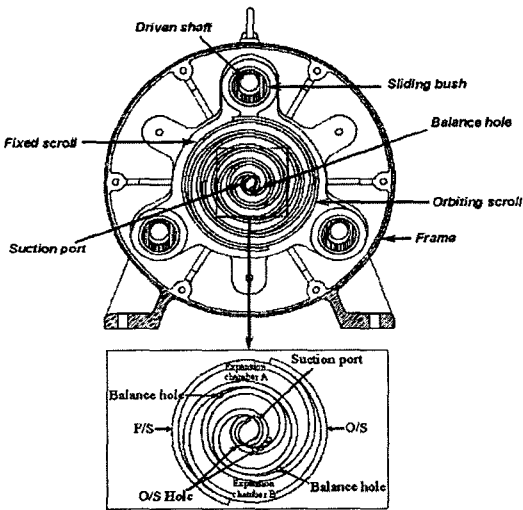


Fig. 6 Scroll expander of wrap assembly.

여준다. 스크롤 팽창기는 중앙에 선회 스크롤이 위치하며 양쪽으로 스크롤 랩을 갖도록 설계하였다. 이러한 구조는 축 방향 가스력을 지지하기 위한 스러스트 베어링이 필요 없고, 선회 스크롤에 작용하는 전복 모멘트 문제도 해결할 수 있는 장점을 가진다.

Fig. 5의 흡입 포트를 통해 들어온 스팀의 팽창력에 의해 선회 스크롤이 회전되고, 선회 스크롤 경판 외곽에 120도 간격으로 설치되어 있는 동력 전달축과 기어의 조합에 의해서 중앙의 출력축을 회전시켜 동력을 얻을 수 있다. 또한 3개의 동력 전달축은 하우징의 베어링에 의해 지지되고, 선회 스크롤이 자전하는 것을 방지한다. 작동유체가 동력전달축 및 하우징 외부로 누설되는 것을 막기 위해서 동력전달축 외부에는 메카니컬셀을 이용하여 씰링을 하였다.

Fig. 6은 양단 구조를 가지고 있는 스크롤 팽창기의 불균형을 해결하기 위한 방법을 나타내었다. 스팀이 스크롤 팽창기의 선회 스크롤 한쪽으로 들어오는 관계로 흡입구 쪽의 챔버와 경판 후단의 챔버 간의 스팀의 차이에 압력 팽창의 불균형을 해결하기 위하여 선회 스크롤 흡입구 주변에 밸런스 홀을 뚫어 스팀의 균형적인 팽창을 유도하였다.

3. 실험장치 및 실험방법

실험장비의 개략도를 Fig. 7에 나타내었다. 보일러에서 포화증기로 1 MPa 이상의 압력의 스팀을 발생시킨 후 조절용 밸브를 통해 스크롤 팽창기 흡입 포트로 스팀이 유입된다. 흡입포트 입구에

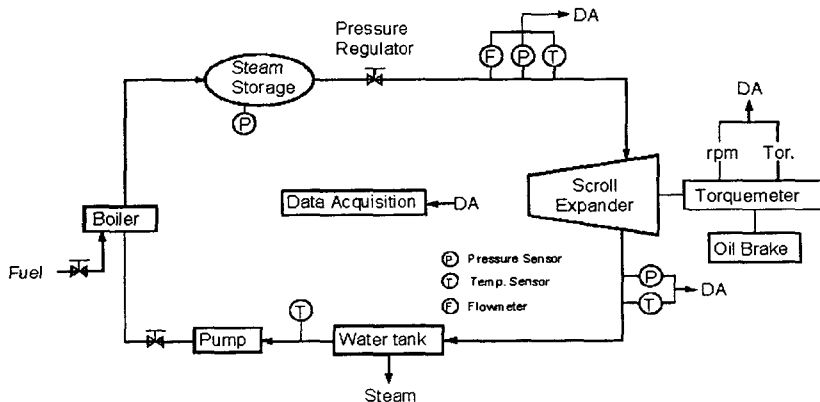


Fig. 7 Test facility for the steam scroll expander.

Table 3 Test apparatus of performance

Boiler	Maker Model Max Pre. (kg/cm ²)	Miura TX-300 10
Pressure sensor	Maker Model Range (kgf/cm ²)	Oval P72S 0~30
Temp. sensor	Maker Model Range (°)	Oval T201 0~300
Flow meter	Maker Model Range (kg/hr)	Oval Vxw1015 38~595
Torque meter	Maker Range (kg-m) Output (V)	Sungdo 0~30 0~5
Tacho meter	Maker Range (rpm) Output (V)	Sungdo 0~9999 0~10

서 흡입 스팀의 유량과 온도 및 압력이 측정되고, 유입된 스팀은 스크롤 팽창기를 구동시키는데 스크롤 팽창기의 출력축과 연결된 토크메타 및 타코메타를 통해 축의 토크와 회전수가 측정된다. 스크롤 팽창기를 구동시킨 후 스팀은 토출 배관을 통해 물탱크로 이송되는데 이때 토출 스팀의 압력과 온도가 측정된다. 측정된 값들은 A/D를 통해 실시간으로 컴퓨터로 저장된다. 실험에 사용된 각종 센서들을 Table 3에 나타내었다. 보일러는 물탱크로부터 펌프를 통해 계속적

으로 물을 공급받는다. 실제 실험에 사용된 장비의 구성을 Fig. 8에 나타내었다.

스크롤 팽창기의 회전수는 출력축 하단에 설치한 유압 펌프를 사용하여 부하를 발생시킴으로써 조절하였다.

4. 실험결과 및 분석

유압 펌프의 부하 조절을 통해 Fig. 9(a)에서 보는 것과 같이 스크롤 팽창기의 출력축의 회전수를 A에서 D까지 단계별로 내렸다. 초기에 일정하지 않고 신호가 뛰는 것은 보일러의 초기작동이 안정화되지 못하였기 때문이다. A 상태는 평균적으로 1,380 rpm을 가지는데 조립된 기어 비가 2.33배이므로 선회 스크롤은 3,215 rpm으로 회전을 한다.

스크롤 팽창기의 회전수가 감소할수록 Fig. 9(b)에서 보는 것과 같이 흡입압이 조금씩 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 스크롤 팽창기의 회전수가 감소할수록 스크롤 팽창기를 통해 외부로 배출되는 양이 적기 때문에 보일러 내부의 압력 상승으로 인한 결과이다.

스팀의 유량은 축 속도에 따라 변하지 않고 일정하다(Fig. 9(d)). 축 토크는 축 속도가 감소하면서 증가되는 것을 알 수 있다(Fig. 9(e)). 축 속도와 축 토크의 곱으로 결정되는 축 출력은 일정한 값을 유지한다(Fig. 9(f)).

Fig. 9(a)에서 A 상태부터 D 상태까지의 각 구간에 대한 유량의 평균값을 구하고 Fig. 10에 축 속도에 대해서 나타내었다. 측정된 평균 유량에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션과 비교하여 스크롤 부

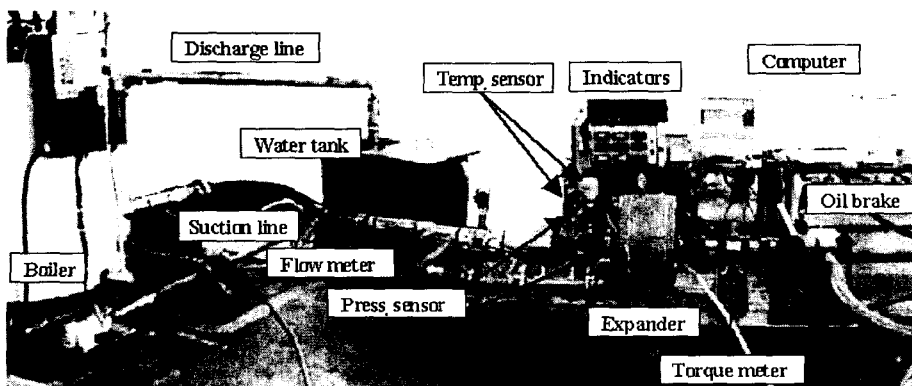
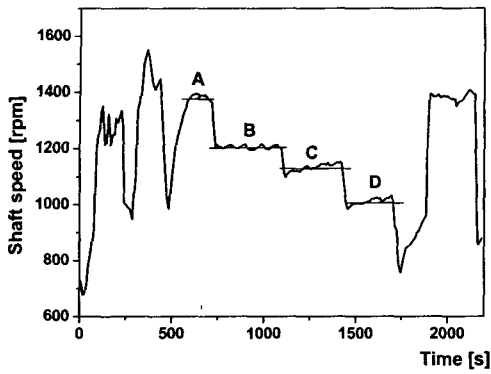
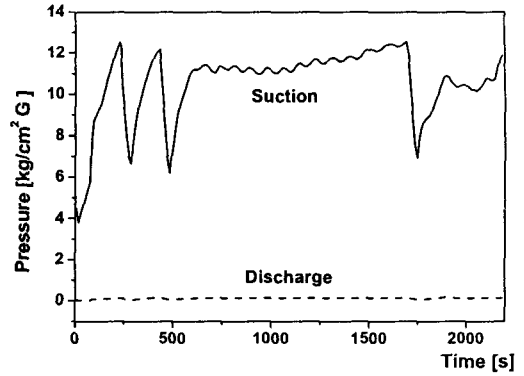


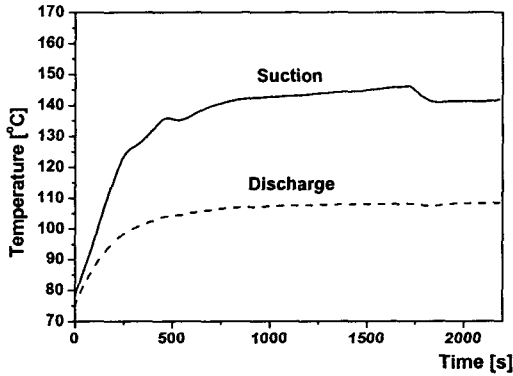
Fig. 8 Picture of test facility.



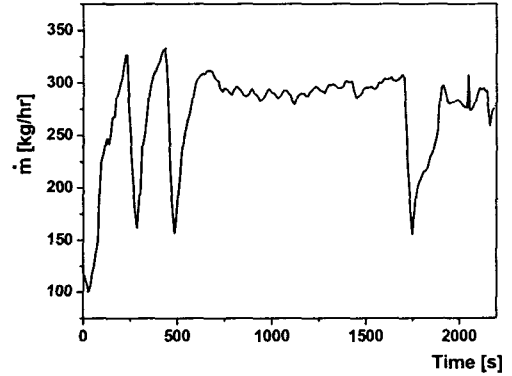
(a) Shaft speed



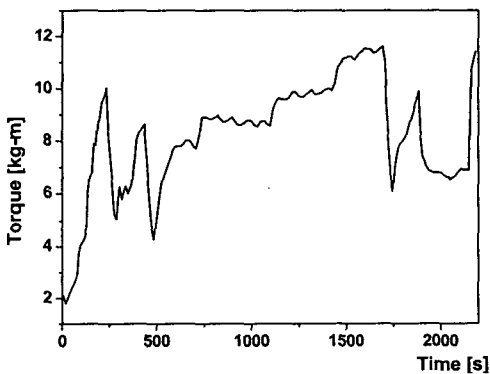
(b) Steam pressure



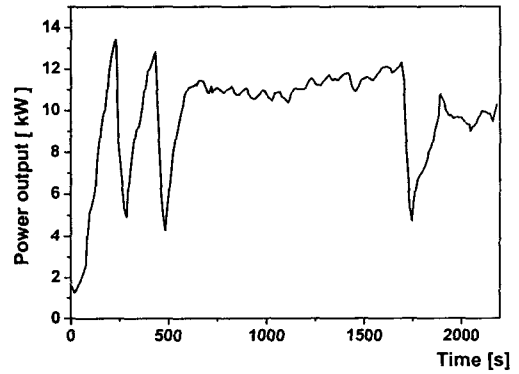
(c) Steam temperature



(d) Steam flow rate



(e) Torque output



(f) Power output

Fig. 9 Time traces of measurement signals.

재간의 간극에 대해서 예측을 하였다.

스크롤 팽창기의 간극에는 두 가지 형태가 있다. 스크롤 랩 측면간의 간극인 플랭크 간극과 랩 선단과 경판면 간의 간극인 틱간극이다. 이 두 가지 간극에 대해서 따로 생각하여 스크롤 상

태를 판단하기는 매우 어렵기 때문에 이 두 가지 간극의 크기가 같다고 가정하였다.

Fig. 10에서 고정 스크롤과 선회 스크롤 간의 간극이 $\epsilon=64\mu\text{m}$ 인 경우에 질량유량에 대한 실험 측정치와 시뮬레이션이 거의 일치하는 것을 알

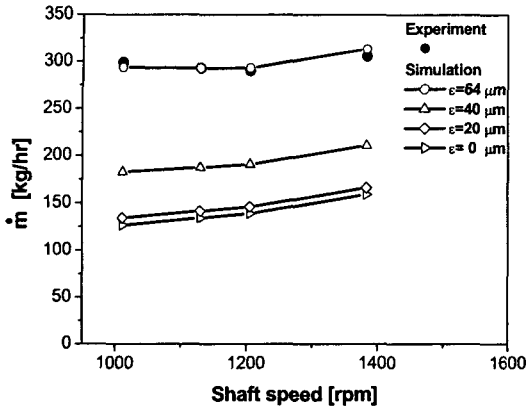


Fig. 10 Steam flow rate vs. shaft speed: $P_1 = 1.2 \sim 1.32$ MPa.

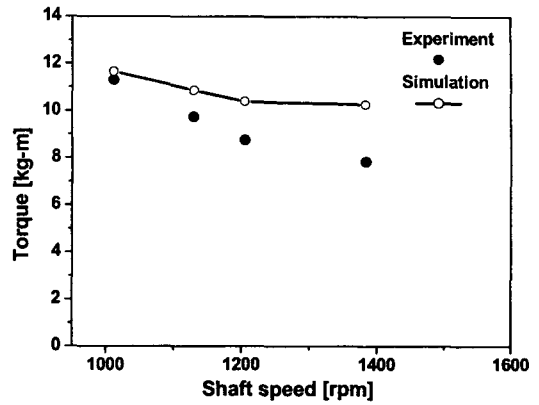


Fig. 12 Shaft torque vs. shaft speed: $P_1 = 1.2 \sim 1.32$ MPa, $\epsilon = 64 \mu\text{m}$.

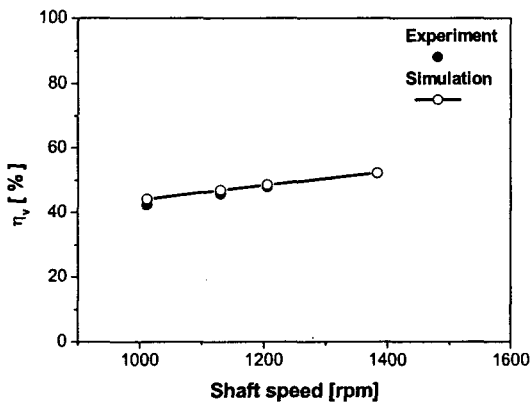


Fig. 11 Volumetric efficiency vs. shaft speed: $P_1 = 1.2 \sim 1.32$ MPa, $\epsilon = 64 \mu\text{m}$.

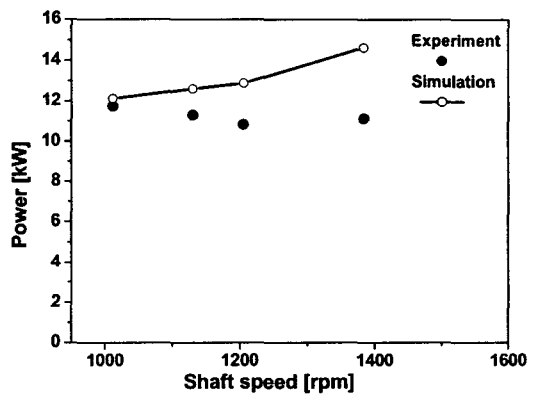


Fig. 13 Power output vs. shaft speed: $P_1 = 1.2 \sim 1.32$ MPa, $\epsilon = 64 \mu\text{m}$.

수 있다.

Fig. 11은 축 속도에 대한 체적효율의 변화를 보여준다. 축 속도가 1,000 rpm에서 1,400 rpm으로 증가하는 동안 체적효율은 42.3%에서 52.1%로 증가한다.

Fig. 9(e)의 시간에 대한 A에서 D 구간의 평균 토크를 Fig. 12에 시뮬레이션 결과와 함께 나타내었다. 축 속도가 1,000 rpm일 경우 시뮬레이션 결과와 측정된 값이 일치하지만 축 속도가 증가함에 따라 측정치와 시뮬레이션의 차이가 점점 크게 벌어진다. 이는 고속으로 갈수록 동력전달 축 주위에 설치한 메카니컬 씰링에서의 마찰손실이 증가하기 때문으로 여겨진다.

Fig. 9(f)에 의하면 측정된 동력은 일정하게 나

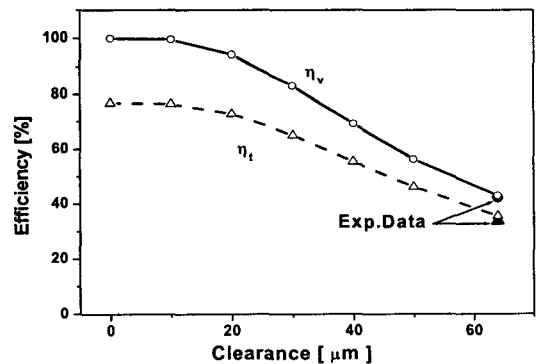


Fig. 14 Effects of clearance on volumetric and expander total efficiencies: $P_1 = 1.2$ MPa, $N = 1,000$ rpm.

타나지만, Fig. 13에 나타난 것을 보면 시뮬레이션에서는 축 속도가 올라감에 따라 출력도 증가한다.

축 속도가 1,000 rpm이고, 흡입압이 $P_1=1.32$ MPa 경우에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 간극의 영향을 살펴보았다. Fig. 14는 간극의 변화에 대하여 시뮬레이션을 통해 계산된 체적효율과 팽창기 전효율의 변화를 보여준다. 스크롤 간극 $\epsilon=64 \mu\text{m}$ 에서 측정된 실험치를 함께 포함시켰다. 제작된 팽창기는 전효율과 체적효율이 각각 34%와 43%이다. 스크롤 간극이 $\epsilon \approx 30 \mu\text{m}$ 으로 감소된다면 전효율과 체적효율은 각각 65%, 83%로 향상된다.

5. 결 론

비교적 저온의 스팀으로부터 출력을 얻는 용도의 스크롤 팽창기를 개발함에 있어 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 양쪽 팽창구조를 갖는 스크롤 팽창기를 개발하였다. 양쪽 팽창구조를 태함으로써 스러스트 베어링을 배제하였으며, 선회 스크롤은 전복 모멘트를 받지 않는다.

(2) 축 속도가 1,000~1,400 rpm인 경우에 체적효율이 $\eta_v=42.3\sim 52.1\%$ 이고, 축 속도가 1,000 rpm인 경우에 전효율이 $\eta_t=33.8\%$ 으로 측정되었다.

(3) 측정된 유량과 시뮬레이션을 통해 얻은 유량의 비교를 통해 제작된 스크롤 팽창기의 고정 스크롤과 선회 스크롤 간의 간극이 대략 $64 \mu\text{m}$

정도로 평가되었다.

(4) 간극이 $30 \mu\text{m}$ 으로 줄어든다면 전효율과 체적효율이 각각 65% 및 83%로 향상될 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Yanagisawa, T., Shimizu, T., Fukuta, M. and Handa, T., 1988, Study on fundamental performance of scroll expander, JSME, Vol. 54, No. 506, pp. 2798-2803.
2. Zanelli, R. and Favrat, D., 1994, Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 459-464.
3. Nagatomo, S., Ootaka, T. and Morishima, A., 1999, Effects of operating conditions on expander performance characteristics, Trans. of JSRAE, Vol. 16, No. 1, pp. 59-66.
4. Yanagisawa, T. T., Fukuta, M., Ogi, Y. and Hikichi, T., 2001, Performance of an oil free scroll type air expander, IMechE Conference Transactions: Compressors and Their System, pp. 167-174.
5. Kim, H. J., Lee, E. S., Joo, N. S. and Rha, P. C., 2001, Design of scroll expander, Proceedings of the 3rd International Compressor Technique Conference, Wuxi City, pp. 261-267.