

## 스크롤 압축기 누설 모델의 CFD 해와의 비교 연구

강 동 진<sup>†</sup>, 홍 석 준<sup>\*</sup>, 전 현 주<sup>\*</sup>

영남대학교 기계공학부, \*영남대학교 대학원

### A Comparative Study of Leakage Flow Models for Scroll Compressors with CFD Solutions

Dong Jin Kang<sup>†</sup>, Seok Jun Hong<sup>\*</sup>, Hyun Joo Jeon<sup>\*</sup>

School of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyungsan 712-749, Korea

<sup>\*</sup>Graduate School, Yeungnam University, Gyungsan 712-749, Korea

(Received December 3, 2002; revision received September 1, 2003)

**ABSTRACT:** The present paper studies the leakage flow model used in the performance prediction of a scroll compressor. Two leakage flow models, isentropic and Fanno flow model, are studied in detail. Their predictions are also compared with CFD solutions to check the validity as a leakage flow model. Comparison with CFD solutions shows that the isentropic flow model predicts excessive leakage flow rate, while the Fanno flow model shows acceptable agreement with CFD solutions. The excessive leakage flow rate by isentropic flow model results in under-prediction of the overall performance of a scroll compressor.

**Key words:** Leakage flow(누설유동), Isentropic flow(등엔트로피 유동), Radial clearance(반경방향 틈새), Tangential clearance(원주방향 틈새), Fanno flow(Fanno 유동)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$C_f$  : 벽면 마찰계수

$D_h$  : 수력 직경,  $4A/P$  [ $m$ ]

$h$  : 누설통로 높이, 엔탈피 [ $J/kg$ ]

$l$  : 누설유로 길이 [ $m$ ]

$m$  : 질량 [ $kg$ ]

$M$  : 마하수

$p$  : 압력 [ $Pa$ ]

$R$  : 기체상수

$t$  : 시간 [ $sec$ ]

$T$  : 온도 [ $^{\circ}K$ ]

$u$  : 내부에너지 [ $J/kg$ ]

$y$  : 스프링 변위 [ $m$ ]

#### 그리스 문자

$x$  : 비열비

$\eta$  : 단열효율

$\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

$\xi$  : 스프링 감쇠계수

$\theta$  : 선회각

$\omega$  : 스프링 자유주기

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-53-810-2463; fax: +82-53-813-3703

E-mail address: dj kang@yu.ac.kr

#### 하첨자

$c$  : 현재의 압축실

- down* : 하류  
*i* : 압축실로 유입되는 유체  
*leak* : 누설유로  
*m* : 최소값  
*o* : 압축실에서 유출되는 유체  
*up* : 상류  
*v* : 스프링

## 1. 서 론

스크롤 압축기(scroll compressor)는 용적형 압축기에 비해 효율이 높고 운전이 정속하여 이미 공조용 압축기로 널리 사용되고 있으며, 여러 분야로 그 응용이 확대되고 있다. 따라서, 넓은 영역에서 작동하는 스크롤 압축기의 성능에 대한 이해가 요구되며 압축기 성능을 정확히 예측하기 위한 연구가 폭넓게 수행되고 있다.

현재까지 연구문헌<sup>(1-5)</sup>으로 발표된 압축기 성능 예측 방법들은 스크롤 압축기 내에서 작동유체가 압축되는 일련의 과정을 간단한 열역학적 시스템으로 가정하는 단순한 모델을 사용하는데, 본 연구에서도 동일한 모델을 사용하였다. 이러한 단순한 열역학적 모델은 본질적으로 여러 가지 가정을 담고 있는데, 간단히 정리하면 다음과 같다. 우선, 스크롤 치형의 운동에 따른 작동유체의 운동(운동에너지와 비정상성 등)을 무시한다. 또한, 압축실 내의 열역학적 특성(압력, 온도 등)이 균일하다고 가정한다.

한편, 스크롤 압축기의 성능예측을 위해서는 압축과정에 대한 열역학적 모델 외에도 여러 가지 추가적인 모델이 필요한데, 그중에서도 압축기 성능에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 누설 모델을 들 수 있겠다. 스크롤 압축기 누설유동은 국내외적으로 여러 연구가에 의해 다양한 모델이 이미 제시된 바 있다. 예를 들면, Inaba et al.<sup>(6)</sup>은 누설유동을 등엔트로피 유동(isentropic flow)으로 가정하여 점성영향을 배제한 채 누설유동을 모델링하였다. Ishii et al.<sup>(7)</sup>은 누설유동을 완전히 발달한 비압축성 유동으로 가정하여 누설 모델을 제시하였다. 또 Yanagisawa et al.<sup>(8)</sup>과 Kang et al.<sup>(9)</sup>은 누설유동을 간단한 일차원 점성 압축성 유동으로 가정하여 Fanno 유동으로 근사하였다. Yanagisawa et al.<sup>(8)</sup>은 피스톤 압축기에, Kang et al.<sup>(9)</sup>

은 스크롤 압축기에 각각 적용한 바 있다. Zhen et al.<sup>(10)</sup>과 Prins et al.<sup>(11)</sup>도 준 1차원 압축성 유동방정식을 사용하여 누설유동을 모델링하였다. 이 모델은 누설통로에서의 면적변화가 없을 경우 Fanno 유동과 동일한 결과를 낳는다. 본 연구에서는 여러 가지 누설 모델 중에서 가장 널리 사용되고 있는 등엔트로피 유동 모델과 Fanno 유동 모델 두 가지를 CFD(computational fluid dynamics) 해석결과와 비교하여 두 가지 모델의 타당성을 유체역학적 측면에서 연구하였다.

스크롤 압축기에서는 크게 두 가지 서로 다른 형태의 누설유동이 일어난다. 하나는 선회 스크롤 치형의 끝 단면과 고정 스크롤 바닥면 사이에 존재하는 간극을 통한 끝간극 누설(tip clearance leakage) 혹은 반경방향 누설(radial leakage)이다. 나머지 하나는 선회 스크롤과 고정 스크롤 사이에 존재하는 원주방향 간극을 통한 누설로 접선방향 누설(tangential leakage)이다. 이 중에서 후자는 제작기술의 발달로 간극의 크기가 수  $\mu\text{m}$ 로 제작할 수도 있고, 누설길이도 상대적으로 짧아 압축기 성능에 미치는 영향이 반경방향 누설에 비해 상대적으로 작다고 말할 수 있겠다.

본 연구에서는 두 가지 누설 모델을 이용하여 스크롤 압축기의 성능을 예측하고, 이때 예측된 누설유량을 CFD 해석결과와 비교 검토하여 모델의 타당성을 실증적으로 살펴보고자 한다.

## 2. 스크롤 압축기 성능예측

### 2.1 스크롤 압축기

본 연구에서 예제로 선택한 스크롤 압축기는 일본의 Mitsubishi사가 자동차 에어컨용으로 제작한 150 cc급 압축기이다. 스크롤 압축기의 주요 제원은 Table 1에 정리되어 있다.

### 2.2 열역학적 모델링

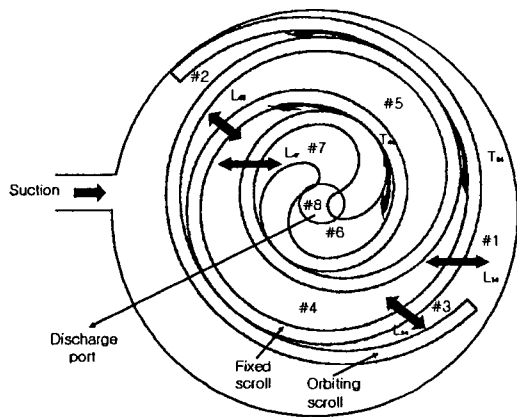
스크롤 압축기의 성능예측은 작동유체의 흡입, 압축, 그리고 토출과정을 적절히 모델링하는 것부터 시작한다. Fig. 1(a)는 스크롤 선회에 따라 형성되는 다수의 압축실을 도식적으로 보이기 위해 그린 그림으로, 9개의 압축공간이 형성됨을 보여준다. 또, Fig. 1(b)에 도시한 바와 같이 토출

Table 1 Summary of specification of a scroll compressor

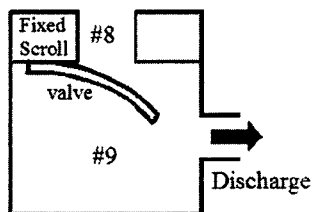
	Parameter	Value	Parameter	Value
Scroll design parameter	Displacement	150 cc/rev	Scroll height	44.5 mm
	Scroll thickness	4.0 mm	Basic circle radius	3.4 mm
	Involute maximum angle	945°	Orbiting radius	6.5 mm
	$\alpha_1=0, \alpha_2=68.4, \theta_A=354.4, \theta_C=354.4, \gamma=112.4, \beta=14, r_1=3.9 \text{ mm}, r_2=10.4 \text{ mm}$			
Scroll compressor design parameter	Suction plenum	340 cc	Discharge plenum	150 cc
	Suction port area	1.8 cm <sup>2</sup>	Discharge port area	0.8 cm <sup>2</sup>
	Discharge port periphery	41 mm	Discharge port volume	2.6 cc
Discharge valve	Natural frequency	218.7 Hz	Damping coefficient	0.02
	Stop height	3.1 mm	Mass	0.5 g
	Thickness	0.4 mm		
Operating conditions	Refrigerant	R-134a	Suction pressure	294.3 KPa
	Discharge pressure	1,471.3 KPa	Superheat	10
	Compressor speed	2,000 rpm	Suction temperature	11
	Radial clearance	15 μm	Axial clearance	10 μm

포트 아래 쪽에는 토출 밸브가 설치되어 본 연구에서는 간단한 질량과 스프링 시스템으로 모델링하였다.

Fig. 1에 도시한 각 압축실에 대하여 다음에 정리한 연속방정식, 에너지보존방정식, 상태방정식, 그리고 다음에 설명할 누설 모델을 적용하여 압축기 성능예측을 수행하였다.



(a) Schematic diagram of a scroll compressor



(b) Schematic diagram of the discharge port

Fig. 1 Scroll compressor modeling.

연속방정식

$$\frac{dm_c}{dt} = \sum \frac{dm_i}{dt} - \sum \frac{dm_o}{dt} \quad (1)$$

에너지보존방정식

$$\sum \frac{dm_i}{dt} h_i = p \frac{dV_c}{dt} + \sum \frac{dm_o}{dt} h_o + \frac{dm u_c}{dt} \quad (2)$$

상태방정식

$$p = \rho RT \quad (3)$$

여기서  $\sum$ 는 각 압축실로 유출입되는 모든 누설에 대하여 합한다. 또 에너지보존방정식은 열전달을 무시하여 얻은 식이다.

본 연구에서 선정된 스크롤 압축기는 토출 밸브를 장착하고 있으므로, 밸브의 거동을 다음의 식(4)와 같이 질량과 스프링 시스템으로 간단히 모델링하였다. 이와 같은 모델링 방법은 압축기 성능해석 연구에 널리 사용되는 보편적인 방법의 하나이다.<sup>(5,12)</sup>

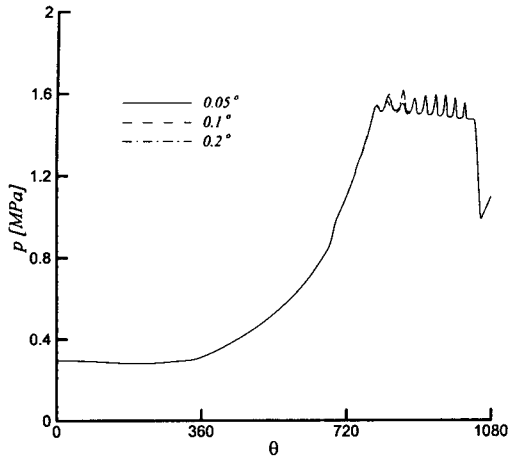


Fig. 2 Effects of incremental angle size.

$$y'' = \frac{A_e(p_{\text{plenum}} - p_{\text{discharge}})}{m_v} - 2\xi\omega y' - \omega^2 y \quad (4)$$

본 성능해석에 사용한 수치해석적 방법은 여러 문헌에 나타나 있는 보편적인 방법으로, 선회 스크롤의 일정 회전각에 대하여 식(1)~(3)을 각 압축실에 대하여 적분하여 압력, 온도, 질량 등 여러 가지 물리량을 구하게 된다. 또 식(4)는 4계 Runge-Kutta법으로 적분하였다. 이때 일정 선회각의 크기가 압축기 성능예측에 미치는 영향에 대하여 조사하기 위해 0.2°, 0.1°, 그리고 0.05°에 대하여 계산을 수행하였다. Fig. 2는 그 결과를 도시한 그림으로 선회각에 대한 압축실의 압력변화를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이, 선회각이 0.1°인 경우 0.05°인 경우에 비해 압축실 압력의 최대 차이가 3% 이내로 성능해석에 적합한 오차를 범위 내로 판단되어, 이후의 모든 결과는 선회각을 0.1°로 하여 얻은 결과임을 밝혀 둔다.

### 2.3 누설 모델

등엔트로피 누설유동은 임의의 두 압축실 사이의 누설유동을 비점성 압축성 유동으로 가정하여 다음의 식(5)를 사용하여 누설유량을 계산한다.

$$\dot{m} = C_d A p_{up} \sqrt{\frac{2x}{(x-1)RT_{up}}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{2/x} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{(x+1)/x}} \quad (5)$$

단, 식(5)에서  $p_{down}/p_{up} \leq (2/(x+1))^{x/(x-1)}$ 이면, 압력비  $p_{down}/p_{up}$ 은  $(2/(x+1))^{x/(x-1)}$ 로 일정하게 두는데, 이는 누설유동이 질식(choking)되었음을 가리킨다.

두번째 누설 모델은 Fanno 유동 모델로 누설유동을 일차원 압축성 점성유동으로 가정하여 얻은 다음의 식(6)을 이용하여 누설유량을 구하게 된다.

$$4C_f \frac{l_{\text{leak}}}{D_h} = 4C_f \frac{l^*}{D_h} f(M_{up}) - 4C_f \frac{l^*}{D_h} f(M_{down}) \quad (6)$$

여기서, 우변의 두 항은 다음의 식(7)과 같이 정의된다. 또 우측 항에서  $l^*$ 는 질식(choking)까지의 관 길이인데, 실제 계산에서는 아래의 식(7)과 같이 우측의 두 항 전체가 마하 수의 함수로 표현됨으로  $l^*$  값을 구할 필요는 없다.

$$4C_f \frac{l^*}{D_h} f(M) = \frac{1-M^2}{M^2} \frac{x+1}{2x} \ln \frac{(x+1)M^2}{2\left(1+\frac{x+1}{2}M^2\right)} \quad (7)$$

### 3. CFD를 이용한 누설유동 해석

본 연구에서는 누설유동 모델의 타당성을 살펴보기 위해 상용 소프트웨어인 FLUENT를 이용하여 누설유동을 수치해석하여, 그 결과를 누설유동 모델의 예측치를 살펴보고 누설유동 모델의 타당성을 유체역학적 관점에서 연구하였다.

반경방향 누설통로와 접선방향 누설통로는 각각 Fig. 3과 같이 간단한 기하학적 모델로 근사하였다. 특히, 접선방향 누설통로의 경우 누설유량이 변화하지 않을 때까지 누설통로 길이를 증가시켜 계산을 수행하였다.

Fig. 4는 반경방향 누설통로에서 격자 의존도를 조사한 결과로 100×30, 150×45, 그리고 200×60의 세 가지 계산을 수행하여 얻은 평균 유속과 벽면 마찰계수 분포를 도시하고 있다. 그림에서 알 수 있듯이, 세 가지 계산결과가 거의 완벽하게 일치하고 있어 수치해가 충분한 격자 독립성을 확보하였다고 판단된다. 또한, 본 연구에서 제시한 모든 수치해석 결과는 150×45 격자에서 얻은 것임을 밝혀 둔다.

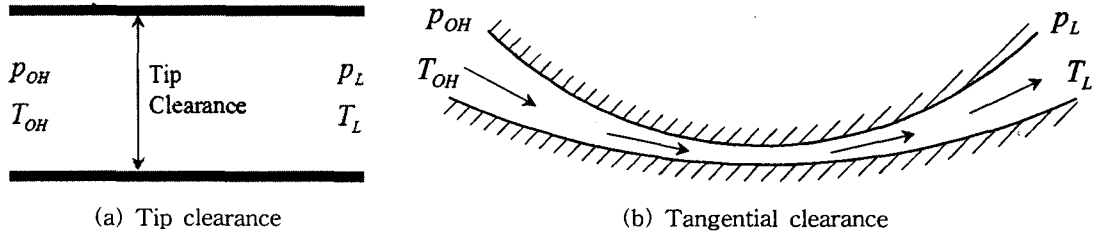


Fig. 3 Computational model for leakage flows.

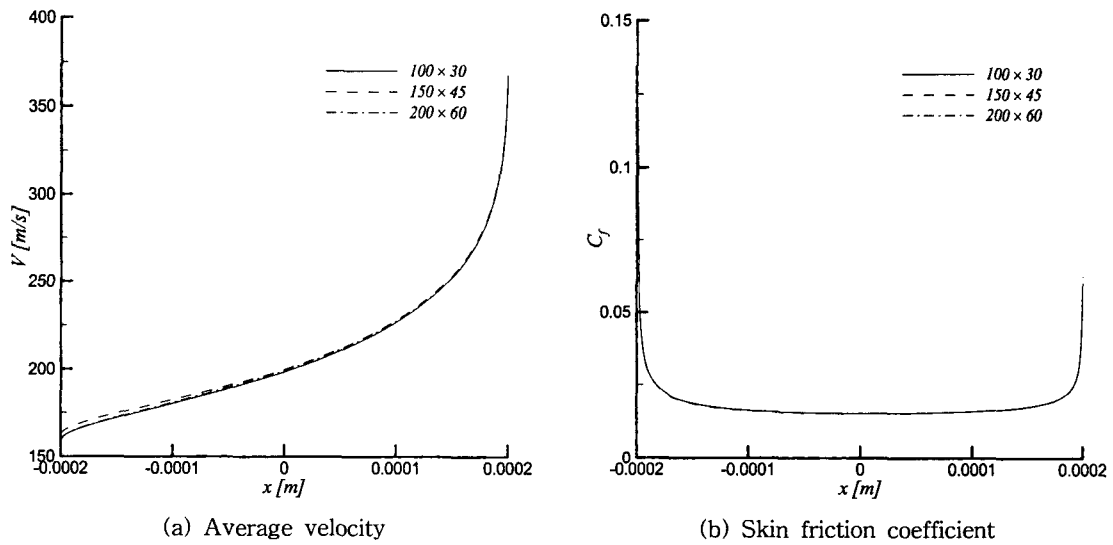


Fig. 4 Independency of CFD solutions.

접선방향의 누설통로에 대하여서도 같은 방법으로 검증을 하였다. 다만, 접선방향으로는 위치에 따라 누설통로의 높이가 변하므로, 최소 누설통로를 중심으로 누설통로의 길이를 변화시키며 그 영향을 동시에 살펴보았다. Fig.5은 길이를 최소 누설통로 높이의 200, 300, 400배 잡은 경우의 계산영역을 간단히 도시한 그림이다. 이들 세

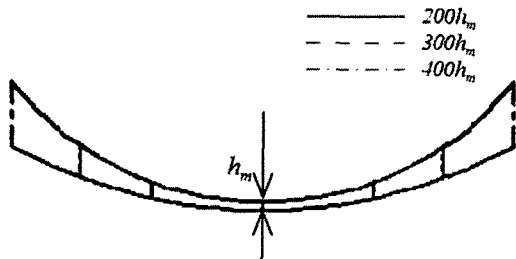


Fig. 5 Computational domains for tangential clearance flows.

가지 계산영역에 대하여 계산을 수행하여 얻은 결과는 다음과 같다.

Fig.6은 누설통로에 따른 밀도와 벽면 마찰계수의 변화를 도시한 그림인데, 그림을 살펴보면 누설 통로 입구(그림에서 왼쪽)를 제외한 대부분의 유동영역에서 거의 동일한 거동을 보이고 있음을 알 수 있다. 다만, 누설통로 길이가 200배인 경우는 통로 길이가 짧아 통로 출구(그림에서 오른쪽)에서의 밀도와 벽면 마찰계수 변화를 제대로 보여주지 못하고 있지만, 그외 영역에서는 다른 경우와 별다른 차이가 없다. 따라서, 누설통로 길이가 최소 통로 높이의 약 300배 이상인 경우 충분히 정확한 수치해를 얻을 수 있다고 말할 수 있겠다. 사실, 접선방향 누설통로의 기하학적 특성상 통로 길이가 300배인 경우에도 통로의 높이 기울기는 약 0.004°에 불과하여, 일차원 압축성 유동으로 가정한 Fanno 유동 모델로도 좋은 예측이 가능함을 짐작할 수 있다.

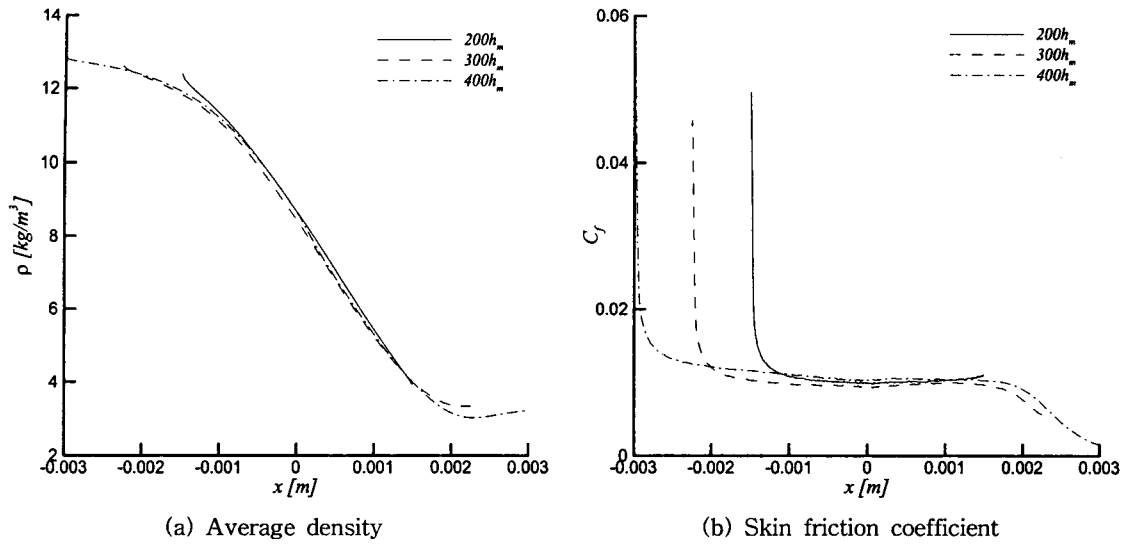


Fig. 6 Study of domain size effects.

4. 결과 및 토의

앞서 서술한 바와 같이, Table 1과 같은 스크롤 압축기에 대하여 성능예측을 수행하였다. 이때 누설 모델에 따른 압축기 성능예측의 차이를 살펴보기 위해 Fanno 모델과 등엔트로피 누설 모델 결과를 서로 비교하였다. 또한, 두 모델의 누설유량 예측치를 CFD 결과와도 비교하여 그 타당성을 살펴보았다.

Fig. 7은 선회각에 따른 압축실 압력변화를 도

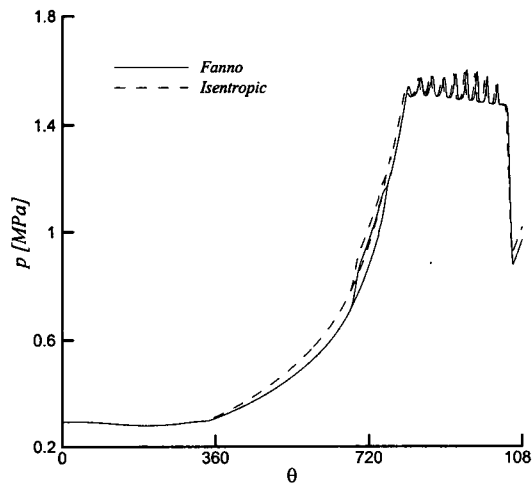


Fig. 7 Effects of leakage flow model on pressure variation.

시한 그림으로, 두 가지 누설 모델의 차이를 잘 살펴볼 수 있다. 그림을 살펴보면 등엔트로피 누설 모델은 Fanno 누설 모델에 비해 압축실 압력을 약간 높게 예측하였다.

두 가지 누설 모델의 예측능력을 보다 분명하게 살펴보기 위해 압축실 4와 7번 사이의 누설유량을 CFD 해석결과와 함께 Fig. 8에 비교하여 도시하였다. 그림에서 Fanno 누설 모델 결과는 벽면 마찰계수  $C_f$ 는 Blasius해인  $64/Re$ 를 사용하였다. 그림을 살펴보면 등엔트로피 누설 모델은

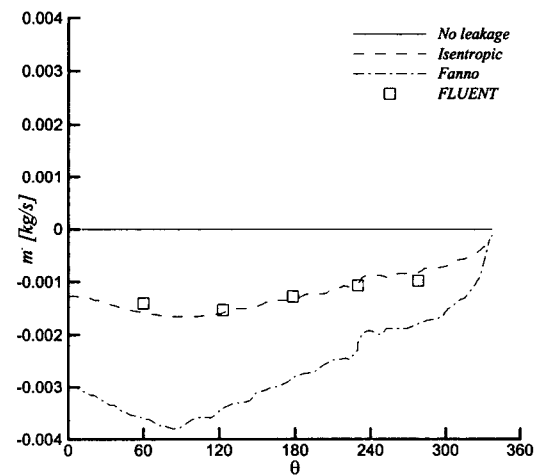


Fig. 8 Comparison of leakage flow rate through a tip clearance.

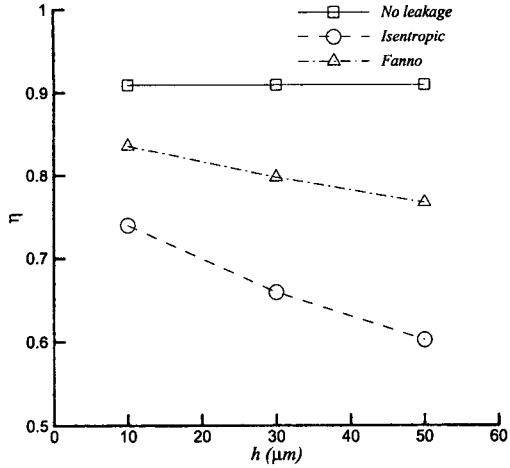


Fig. 9 Effects of leakage flow model on the adiabatic efficiency.

Fanno 누설 모델과 CFD 예측결과에 비해 모든 회전각에서 누설유량을 과다하게 예측하고 있음을 알 수 있다. Fig. 9는 스크롤 압축기의 단열효율을 도시한 그림으로, 반경방향 틈새의 크기에 관계없이 등엔트로피 누설 모델은 Fanno 누설 모델에 비해 단열효율을 지나치게 낮게 예측하고 있음을 알 수 있다. 사실 등엔트로피 누설 모델은 비점성 유동 모델로 Fanno 모델에 비해 누설유량을 크게 예측하겠지만, Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 그 차이가 지나치게 과다하다. 또 과다한 누설유량은 Fig. 9에 도시한 바와 같이 단

열효율 저하로 예측되었다. 물론, 등엔트로피 누설 모델에서도 유량계수  $C_d$ 를 조작하여 그 예측능력을 개선할 수 있지만,<sup>(13)</sup> 누설 모델 자체가 비점성 유동 모델인 것은 감안하면, Fanno와 같은 점성 누설 모델을 사용하는 것이 더 바람직하다고 판단된다.

접선방향 누설유량에 대해서도 같은 방법으로 살펴보기 위해 압축실 4번과 6번 사이의 누설을 자세히 계산하였다.

Fig. 10은 접선방향 최소 틈새가 15 μm일 때 얻은 것으로, Fanno 누설 모델은 CFD 결과와 상당히 좋은 일치를 보이지만, 등엔트로피 누설 모델은 누설유량을 과도하게 크게 예측하고 있음을 알 수 있다.

Fanno 누설 모델이 왜 보다 만족스러운 예측을 보이는지 이해하기 위해 CFD 결과와 보다 자세히 비교하여 보았다.

Fig. 11은 반경방향 틈새가 10 μm일 때 얻은 CFD 결과로 누설통로를 따라 평균 Mach 수 변화를 도시하고 있다. 그림에는 Fanno 누설 모델을 이용하여 얻은 입구와 출구에서의 Mach 수를 같이 그렸는데, 상류(upstream)와 하류(downstream)은 각각 누설통로 입구와 출구를 가리킨다. 그림을 살펴보면, Fanno 누설 모델에서의 입구와 출구 사이의 Mach 수 증가 정도가 CFD 결과로부터 크게 벗어나지는 않았다. 이는 Fanno 누설 모델 유체역학적 측면에서 타당함을 다시 한번 보

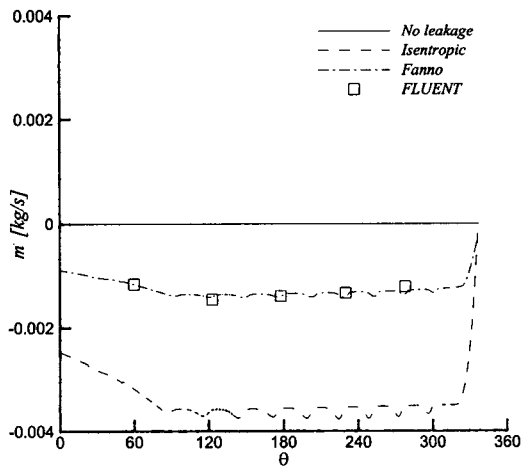


Fig. 10 Comparison of the leakage flow rates through a tangential clearance.

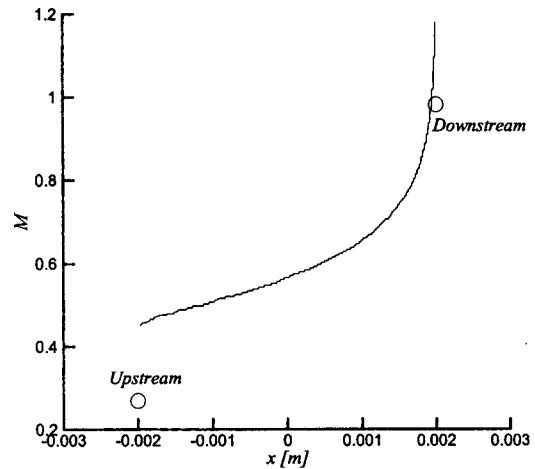


Fig. 11 Comparison of the Mach numbers at the ends of a circumferential clearance.

여주는 결과라 하겠다. 물론 입구와 출구에서 다소 정량적인 차이가 보이는데, 이는 다음과 같은 이유 때문으로 판단된다. 먼저 CFD 해석시 입구에서 균일한 유동으로 가정하여 경계층이 급격히 증가하면서 Mach 수도 급격히 증가하는 것으로 판단된다. 이에 비해 Fanno 누설 모델에서는 완전히 발달된 유동으로 가정하는데, Fig. 6에서 살펴본 바와 같이 이와 같은 가정은 특히 누설통로의 입구와 출구에서 다소 무리한 가정임을 알 수 있다. 그러나, 일반적으로 누설통로는 길이가 높이의 수백 배에 달하는 긴 덕트이어서 전체 유동장을 완전히 발달된 유동으로 근사한 Fanno 누설 모델이 전반적으로 만족스러운 예측능력을 보이는 것으로 판단된다. 실제로 본 연구에서 다룬 스크롤 압축기의 경우 반경방향 누설통로의 높이가  $10\ \mu\text{m}$ 이고 길이가 4mm이어서 높이의 400배에 달하는 긴 사각 덕트이다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 스크롤 압축기 성능예측에 널리 사용되고 있는 두 가지 누설유동 모델을 자세히 비교 연구하였다. 특히, CFD 유동해석 결과와의 비교를 통해 두 가지 모델을 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

등엔트로피 모델은 누설유량 계산식이 단순하여 빠르게 누설유량을 예측할 수 있지만, 누설유량을 항상 과다하게 예측하였다. 이에 비해 Fanno 누설 모델은 누설유량 예측에 반복 계산을 수행해야 하는 번거로움과 느린 수렴성이 단점이지만 만족스러운 예측치를 보여주었다. 두 가지 누설 모델이 누설유량 예측에서 차이를 보이는 것은 누설유동이 가지는 점성영향 때문으로 판단된다. 등엔트로피 누설 모델의 경우 유량계수  $C_d$ 의 조작을 통해 모델의 누설유량의 예측성을 어느 정도 보완할 수는 있지만,  $C_d$ 계수 모델의 개발부족 및 논리적 취약성 등을 고려할 때 Fanno 누설 모델과 같은 점성 누설 모델의 채택이 올바른 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조

기술 지역협력연구센터의 지원으로 수행되었다.

## 참고문헌

1. Caillat J.L., Ni, S. and Daniels, M., 1988, A computer model for scroll compressor, Proceedings of 1988 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 47-55.
2. Morishita, E., Sugihara, M., Inaba, T. and Nakamura, T., 1984, Scroll compressor analytical model, Proceedings of 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 487-495.
3. Tojo, K., Ikegawa, M., Maeda, N., Machida, S. and Shiibayashi, M., 1986, Computer modeling of scroll compressor with self adjusting back pressure mechanism, Proceedings of 1986 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 872-885.
4. Kang, T.G., Park, K.W., Park, H.Y. and Chung, Y.G., 1997, Performance analysis of a scroll compressor considering quasi one-dimensional leakage modeling and heat transfer loss, KSME J., B, Vol. 21, No. 10, pp. 1339-1349.
5. Lee, G.H., Kim, H.S., Cho, K.N. and Yoo, J.Y., 1998, Effect of geometric parameters on the performance of an automotive scroll compressor using R-134a, KSME J., B, Vol. 22, No. 11, pp. 1635-1645.
6. Inaba, T., Sugihara, M., Nakamura, T., Kimura, T. and Morishita, E., 1986, A scroll compressor with sealing means and low pressure side shell, Proceedings of 1986 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 887-900.
7. Ishii, N., Bird, K., Sano, K., Oono, M., Iwamura, S. and Otokura T., 1996, Refrigerant leakage flow evaluation for scroll compressors, Proceedings of 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 633-638.
8. Yanagisawa, T. and Shimizu, T., 1985, Leakage losses with a rolling piston type rotary



- compressor, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 8, No. 2, pp. 75-84.
9. Kang, D. J., Kim, J. W. and Sohn, C. B., 2002, Effects of leakage flow model on the thermodynamic performance of a scroll compressor, *Proceedings of 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, C20-5.
  10. Zhen, F. and Zhiming, C., 1994, A calculating method for gas leakage in compressor, *Proceedings of 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 47-53.
  11. Prins, J. and Ferreira, C. A. I., 1998, Quasi one-dimensional steady state models for gas leakage, *Proceedings of 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 571-582.
  12. Myszka, D. H., 1998, An analytical model for the discharge process in scroll compressors, *Proceedings of 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 625-630.
  13. Youn, Y., Kim, Y. C. and Min, M. K., 2001, Characteristics of flank and tip seal leakage in a scroll compressor for air-conditioners, *KACRE J.*, Vol. 13, No. 9, pp. 134-143.