論文

DOI:10.5139/JKSAS.2011.39.7.596

원심 압축기의 임펠러 원판 마찰 손실에 대한 CFD 해석

김현엽*, 조이상**, 조진수**

CFD analysis of the Disk Friction Loss on the Centrifugal Compressor Impeller

Hyun-yop Kim*, Lee-sang Cho** and Jin-soo Cho**

ABSTRACT

To improve the total efficiency of centrifugal compressor, it is necessary to reduce the disk friction loss, which is defined as the power loss. In this study, the disk friction loss due to the axial clearance and the surface roughness effect is analyzed and proposed the new empirical equation for the reduction of the disk friction loss. The rotating reference frame technique and the 2-equation $k-\omega$ SST model using commercial CFD code FLUENT is used for the steady-state analysis of the centrifugal compressor impeller.

According to CFD results, the disk friction loss of the impeller is more affected by the surface roughness than the change of the axial clearance. For the minimization of the disk friction loss on the centrifugal compressor impeller, the magnitude of the axial clearance should be designed to the same size compare with theoretical boundary layer thickness and the surface roughness should be minimized.

초 록

원심 압축기의 원판 마찰 손실은 동력 손실의 한 종류로써, 원심 압축기의 전체 효율 향상을 위해 원판 마찰 손실을 줄여야 한다.

본 연구에서는 원심 압축기의 임펠러 디스크 면과 케이싱 사이의 축 간격 및 표면 조도 변화에 따른 원판 마찰 손실을 분석하였고, 원판마찰손실 저감을 위한 새로운 이론식을 제안하고자 한다. 원심 압축기 임펠러의 정상상태 해석을 위해서 상용 전산해석 코드인 FLUENT의 회전 좌표계와 2-equation $k-\omega$ SST 모델을 사용하였다. CFD 해석 결과, 원심압축기 임펠러의 원판 마찰 손실은 축 간격의 변화보다는 표면조도의 변화에 더 큰 영향을 받는 것으로 분석되었다. 원심압축기 임펠러의 원판 마찰 손실을 최소화하기 위해서 축 간격은 이론적인 경계층 두께와 동일하도록 설정하고 표면조도는 최소화해야 한다.

Key Words : Centrifugal compressor(원심 압축기), Disk friction loss(원판 마찰 손실), Axial clearance(축 간격), Surface roughness(표면 조도), CFD(전산유체역학)

1. 서 론

† 2010년 12월 2일 접수 ~ 2011년 6월 16일 심사완료

* 정회원, 한양대학교 항공공학과 대학원

** 정회원, 한양대학교 기계공학부

교신저자, E-mail : jscho@hanyang.ac.kr

서울특별시 성동구 행당동 17

원심 압축기는 임펠러, 디퓨저, 매니폴드로 구성되어 있으며, 압축기 중심의 흡입 매니폴드에 서 공기를 흡입하여 임펠러로 공기를 원주 방향으로 가속시키고 디퓨저의 확산을 통해 속도 에

너지를 압력 에너지로 변환시킨다[1].

원심 압축기는 단당 압력비가 높고 제작이 용이하며, 제작 단가가 저렴하다. 또한 구조가 튼튼하고 전체 무게가 가볍고, 외부 이물질에 의한 손상(FOD : Foreign Object Damage)에 강한 특성을 나타내므로 초기 항공기용 가스터빈 기관에 사용되었다. 그러나 원심압축기 입·출구의 전체 압력비가 단당 축류 압축기에 비해 낮으며, 압축기 효율도 비교적 낮다. 그리고 많은 양의 공기를 압축할 수 없고, 전면 면적이 커서 항력이 크다. 또한 단당 제작이 곤란하여 보통 2단으로 구성되므로, 대형 기관용으로 제작이 어려워 주로 소형 기관에 사용되고 있다[2].

2차 세계 대전 기간 동안 가스 터빈은 빠른 발전을 이루었으며, 주로 단순한 터보제트 기관을 만드는데 관심이 집중되었다. 제 2차 세계대전 이후 영국과 미국의 제트 전투기와 세계 최초의 제트 민간 여객기인 영국의 코메트(Comet)에 원심 압축기가 사용되었다. 그러나 1950대 말, 고효율의 축류 압축기의 등장으로 현재에는 헬리콥터용 터보 샤프트 엔진과 프로펠러 항공기용 터보 프롭 엔진 및 보조동력장치(Auxiliary Power Unit, APU)에 원심 압축기가 일부 사용되고 있으며[3~5], 주로 산업용 공기 압축기, 대형 터보냉동기, 터보차저, 고압 송풍기, 해양 플랜트용 FGC(Fuel Gas Compressor), 지상용 소형 발전기 등 압축공기가 사용되는 다양한 산업 분야에서 널리 사용되고 있다[6].

원심 압축기의 성능특성에 대한 전산 해석 및 실험에 대한 연구가 진행되어 왔으며, 최근에는 축류 압축기에 비해 낮은 원심압축기의 효율 향상을 위한 연구가 진행되고 있다.

원심압축기의 성능 및 효율 특성에 영향을 미치는 손실에는 내부 손실(internal loss)과 외부 손실(external loss)이 있다. 원판 마찰 손실(disk friction loss)은 외부 손실인 기계손실의 일종으로, 표면 마찰 및 회전 원판과 케이싱 사이 유체의 순환에 의해 발생한다[7].

Zimmermann[8]은 회전하는 원판 디스크에서 발생하는 표면 마찰 손실에 대한 성능 실험을 수행하였다. Wild[9]는 회전체에서 발생하는 원판 마찰 손실에 대한 수치해석 결과와 실험 결과를 비교하였다. 그리고 Gülich[10]은 터보기계 임펠러와 케이싱 사이의 축 간격(axial clearance) 및 표면 조도(surface roughness)를 변화시키며 실험을 수행하여, 원판 마찰 손실을 분석하였다.

터보기계 회전체의 원판 마찰 손실은 일반적으로 마찰 계수와 작동유체의 밀도, 임펠러의 회

전 속도, 회전면의 면적에 비례하여 증가한다. 따라서, 터보기계 회전체의 원판 마찰 손실을 줄이기 위해 임펠러 디스크와 케이싱 사이의 축 간격에 대한 영향[11~13]과 표면 조도에 대한 실험적 연구[14]가 진행되어 왔다.

Poullikas[15]는 회전 원판의 표면조도 변화에 따른 실험을 수행하여 원판마찰손실에 관한 실험식을 제안하였다. 그리고 Nemdili와 Hellmann[16, 17]은 기존의 실험 결과[11~13]와 달리 축 간격이 증가함에 따라 원판마찰손실이 감소하다가 다시 증가한다는 결론을 얻었다.

회전체의 원판마찰 손실에 대한 기존 연구는 주로 원심 펌프에 대한 실험적 연구로써, 원심압축기 설계 및 성능예측 단계에 활용하기 위해서는 원심 펌프에 대해 Poullikas[15] 및 Nemdili와 Hellmann[16, 17]가 제시한 실험식의 검증이 필요하다.

본 연구에서는 원심압축기 임펠러의 축간격 및 표면조도에 의해 발생하는 원판마찰손실을 예측하기 위해 상용 코드인 FLUENT를 이용하여 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD) 해석을 수행하였다. 전산해석 결과는 원심 펌프의 실험을 통해 제시된 Poullikas[15] 및 Nemdili와 Hellmann[16, 17]의 실험식과 비교 분석되었고, 원심압축기의 설계 및 성능예측 단계에서 원판마찰손실 저감을 위해 활용하고자 새로운 실험식을 제안하고자 한다.

II. 본 론

2.1 전산해석기법

원심 및 축류 압축기의 임펠러와 같은 회전체의 정상상태 해석에는 주로 회전 좌표계(rotating reference frame, RRF)가 사용된다.

본 연구에서 사용된 회전 좌표계 중 단일 회전 좌표계(single rotating reference frame, SRF)는 등속 회전운동에 대한 정상상태 해석 기법이다. 이 해석 기법은 혼합면 기법(mixing plane method) 또는 미끌림 격자 기법(sliding mesh method)을 사용하는 비정상상태(unsteady state) 해석 기법에 비해 추가적인 계산이나 사용자 지정 함수(User Defined Function, UDF)를 사용하지 않으므로 계산 시간을 줄일 수 있다.

Figure 1은 원심 압축기 임펠러의 CFD해석을 위해 사용된 회전 좌표계와 고정 좌표계를 나타낸 것이다[18]. 여기서 $\vec{r}$ 는 회전 좌표계의 위치 벡터, $\vec{\omega}$ 는 각속도를 나타낸다.

Fig. 1. Coordinate systems of stationary and rotating reference frames

Fig. 2. The sum of moment at a specified moment center

원심 압축기의 임펠러에서 발생하는 원판 마찰 손실은 임펠러 유동 해석을 통해서 구해진 임펠러 디스크 면의 점성 모멘트를 힘으로 변환시켜 계산하였다.

Figure 2는 임펠러 디스크 면에서 발생하는 원판 마찰 손실을 계산하기 위한 특정 모멘트 중심 A에서의 모멘트 총합을 나타낸 것이다.

원심 압축기 임펠러의 원판 마찰 손실을 예측하기 위한 지배 방정식(연속방정식, 운동량 방정식 및 에너지 방정식)은 식 (1)에 나타난 바와 같이, Anderson[19]에서 자세히 설명하고 있다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = J \quad (1)$$

여기서 U, F, G, H 및 J 는 점성유동에 대한 열벡터를 나타낸다.

원심 압축기 임펠러의 원판마찰손실에 대한 CFD 해석에는 압축성 유동 해석에 사용되는 밀도 기저 SIMPLE 기법(density based SIMPLE method)이 사용되었다. 그리고 임펠러의 원판마찰손실 예측에 필요한 점성모멘트를 계산하기 위해 2-equations $k-\omega$ SST (Shear-Stress Transport)

난류모델[20]을 사용하였다. $k-\omega$ SST 난류 모델은 복잡한 역압력 구배에 의한 유동박리와 압축성 유동해석에 가장 적합한 난류 모델로 사용되고 있다.

2.2 임펠러 모델링

본 연구에서 사용된 원심 압축기 임펠러는 상용 공기 압축기의 1단에 사용되는 임펠러이며, 질량 유량은 1.57kg/s, 압축비는 2.85이다.

Figure 3은 본 연구에서 사용된 원심 압축기의 임펠러 형상을 나타낸 것이다.

원심압축기 임펠러의 제원은 Table 1에 자세히 나타내었다. 임펠러는 총 9개의 블레이드와 9개의 스플리터 블레이드(splitter blade)로 구성되어 있으며, 회전수는 35,000rpm이다.

Figure 4는 CFD 해석을 위해 모델링된 원심압축기 임펠러의 블레이드 형상을 나타낸 것으로, 임펠러 블레이드에 대한 각 부분의 명칭을 나타내고 있다.

Fig. 3. The geometry of the centrifugal compressor

Fig. 4. The notation and 3-D shape of the impeller

Table 2는 원심 압축기의 원판 마찰 손실을 해석하기 위해 축 간격(s)을 임펠러 디스크 반경(R_2)으로 무차원화하여 나타낸 것이다. 임펠러의 축 간격 변화에 따른 원판 마찰 손실 발생을 예

Table 1. Specification for the impeller of the centrifugal compressor

Component	Dimension
Impeller radius(R_2)	108.5mm
Inlet tip radius(R_{1t})	65.1mm
Inlet hub radius(R_{1h})	21.0mm
Axial clearance(s)	0.5mm
Impeller tip height(b_2)	15.3mm
Vaneless space(R_3-R_2)	20mm
Number of blades(N_b)	9 (9 splitters)
Rotational speed(N)	35,000rpm

Table 2. The variation of the impeller axial clearance for the CFD analysis (surface roughness : 0.016mm)

Component	Axial clearance(s)	s / R_2
Case 1	0.5mm	0.0046
Case 2	1.0mm	0.0092
Case 3	1.5mm	0.0138
Case 4	2.0mm	0.0184
Case 5	2.5mm	0.0230
Case 6	3.0mm	0.0276
Case 7	3.5mm	0.0323
Case 8	4.0mm	0.0369
Case 9	4.5mm	0.0415
Case 10	5.0mm	0.0461

Table 3. The variation of the impeller disk surface roughness for the CFD analysis (axial clearance : 3.5mm)

Component	Surface roughness(K_s)
Case 1	0.004mm
Case 2	0.008mm
Case 3	0.012mm
Case 4	0.016mm
Case 5	0.020mm
Case 6	0.024mm
Case 7	0.028mm
Case 8	0.032mm

측하기 위해 축 간격을 0.5mm부터 5.0mm까지 0.5mm 간격으로 모델링하였다.

Table 3은 원심 압축기 임펠러의 표면 조도(K_s) 변화에 따른 CFD 해석 조건을 나타낸 것이다. 임펠러 디스크의 표면 조도는 CFD 상용 툴인 FLUENT에서 벽면 조건(wall condition)을 변화시키며, 물리적인 표면조도의 영향을 모사하도록 설정하였다.

2.3 격자 생성 및 해석 조건

원심 압축기 임펠러의 내부 유동장은 주기적인 축대칭 유동장이므로, 해석 시간의 단축 및 해석 격자수의 감소를 위해 임펠러의 1개 블레이드 유로 간격(40도)에 대해 격자를 생성하였다.

임펠러 블레이드의 해석 격자는 정렬 격자인 육면체 격자(hexahedral mesh)로써, 격자 독립성 평가(grid independence test)를 통해 약 150만개로 결정하였다. 또한, 빠른 속도로 회전하는 임펠러 디스크와 정지된 케이싱 면의 속도 구배를 반영하고 좁은 축 간격에서의 경계층을 정확히 모사하게 위해 임펠러 디스크 면과 케이싱 면 부근의 격자를 매우 조밀하게 생성하였다.

Fig. 5. Volume meshes and detailed view of impeller disk region

Table 4. Boundary and Initial conditions for CFD analyses of the impeller

Component	Value
Inlet total pressure(MPa)	0.1MPa
Inlet static pressure(MPa)	0.090MPa
Inlet temperature(K)	297K
Outlet total pressure(MPa)	0.285MPa
Rotational speed(rpm)	35,000rpm
Mass flow rate(kg/s)	1.57kg/s

Figure 5는 원심 압축기에 대해서 생성된 3차원 격자의 형상과 회전축 중심에서의 격자 확대도를 나타낸 것이다.

Table 4는 원심 압축기의 CFD 해석을 위한 경계 조건과 초기조건을 나타낸 것이다. 원심 압축기 임펠러는 주기적인 회전운동을 하므로, 주기적인 경계조건을 적용하였다.

2.5 원판 마찰 손실 예측 기법

원심 압축기의 임펠러에서 발생하는 원판 마찰 손실(P_{DF})은 아래의 식 (2)를 통해서 구할 수 있다[16].

$$P_{DF} = C_M \cdot \rho \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \right)^3 \cdot R_2^5 \quad (2)$$

여기서 C_M 은 원판 마찰 손실 계수를 나타내며, ρ 는 공기의 밀도, N 은 임펠러 디스크의 회전수, R_2 는 임펠러의 반경을 나타낸다.

회전체의 원판 마찰 손실 계수를 구하는 방법으로는 다음의 3가지 방법이 있다.

1960년에 Daily와 Nece[21]는 밀폐된 케이싱에서 회전하는 디스크에 대해서 실험을 수행하였으며, 실험 결과를 바탕으로 마찰 손실 계수를 예측할 수 있는 실험식을 다음과 같이 제시하였다.

$$C_M = \left(0.0102 \cdot \left(\frac{s}{R_2} \right)^{0.1} \right) / Re^{0.2} \quad (3)$$

여기서 s 는 임펠러 면과 케이싱 사이의 축 간격, Re 는 레이놀즈 수로 식 (4)와 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho U R_2}{\mu} \quad (4)$$

1995년에 Poulikkas[15]는 Daily와 Nece[21]의 실험식을 개선하여 식 (5)와 같은 실험식을 제안하였다.

$$C_M = \left(\frac{K_s}{R_2} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{s}{R_2} \right)^{0.1} / Re^{0.2} \quad (5)$$

2007년에 Nemdili와 Hellmann[17]은 Daily와 Nece[21]의 실험식과 Poulikkas[15]의 실험식을 바탕으로 새로운 실험식을 다음과 같이 제시하였다. 이들은 식 (3)과 식 (5)와는 달리 축 간격이 증가함에 따라 원판 마찰 계수가 증가함을 실험을 통해 증명하였다.

$$C_M = \left(\frac{K_s}{R_2} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{s}{R_2} \right)^{0.1} \cdot \left(\frac{b_4}{s} \right)^{0.2} / Re^{0.2} \quad (6)$$

여기서 b_4 는 디퓨저 출구의 폭(diffuser outlet width)을 나타낸다.

III. 해석 결과 및 고찰

3.1 임펠러 유동해석 결과

원심 압축기 임펠러에서 발생하는 원판 마찰 손실은 공기의 밀도와 온도에 영향을 받으므로 임펠러의 내부 유동해석을 수행하였다.

Figure 6은 원심 압축기 임펠러 내부의 정압분포를 나타낸 것이다. 임펠러 입구 영역에서 흡입 효과로 인해 압력 강하가 다소 발생한 후 출구 영역까지 일정하게 압력이 상승함을 확인 할 수 있었다. 정압분포가 가장 높은 임펠러 출구에서 전압력은 0.285MPa를 나타내었으며, 압축기 입출구의 압력비는 2.85이다.

Figure 7은 원심 압축기 임펠러의 블레이드 유로 뿐만 아니라 임펠러 디스크 면과 케이싱 면 사이 정압분포를 나타낸 것이다. 해석결과 원심 압축기 임펠러 블레이드에 의해 압축된 공기가 임펠러 디스크와 케이싱 사이의 간격으로 유입되어 원판 마찰 손실에 영향을 미치게 된다는 것을 확인할 수 있었다.

Table 5는 원심 압축기 임펠러 유동해석 결과를 바탕으로 임펠러 측면과 케이스 사이의 측면 간격을 통해서 임펠러 디스크 면으로 유입되는 유동의 데이터와 출구 데이터의 비교한 것이다.

Fig. 6. Static pressure distributions of the impeller

Fig. 7. Static pressure distributions for the cross plane of the impeller

Table 5. CFD analysis results of impeller side gap and outlet

Parameters	Side gap	Outlet
Total pressure	0.241MPa	0.285MPa
Static pressure	0.197MPa	0.219MPa
Total temperature	407.8K	412.2K

3.2 축 간격에 따른 원판 마찰 손실

원심 압축기 임펠러 디스크와 케이싱 사이의 축 간격 변화에 따른 원판 마찰 손실 발생량을 예측하기 위해서 임펠러 디스크와 케이싱 사이의 축 간격을 0.5mm에서 5mm까지 0.5mm씩 증가시키며 CFD 해석을 수행하였다.

Figure 8은 원심압축기 임펠러 디스크 면에서의 유동장 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 보면, 원심 압축기 임펠러의 회전에 의해서 유동의 흐름도 반시계 방향으로 회전하며 반경방향 속도성분도 다소 발생함을 알 수 있었다. 그리고 임펠러 디스크 측면과 케이싱 사이의 간격을 통해서 유입된 유동이 케이싱 바닥면을 통해 회전 중심으로 이동하고, 다시 임펠러 디스크의 회전 원심력에 의해서 반경 방향으로 진행되었다.

Fig. 8. Velocity vector of impeller disk plane view

Fig. 9. Disk friction loss due to change of the axial clearance

Figure 9는 임펠러 디스크와 케이스의 사이의 축 간격에 따른 원판 마찰 손실 해석 결과를 나타내었다. 그림에서 보듯이, Poullikkas[15]이 제시한 식 (5)의 결과는 축 간격이 증가함에 따라 원판 마찰 손실 발생량이 증가하였다. 그러나 Nemdili와 Hellmann[17]이 제시한 식 (6)의 결과에 의하면 축 간격이 늘어남에 따라 원판 마찰 손실 발생량이 감소하였다.

본 연구에서 사용된 원심압축기 임펠러에 대해 참고문헌[11-13]에서 제시한 이론식을 이용하여 계산한 결과, 임펠러 반경이 108.5 mm인 경우 임펠러 디스크에서의 경계층 두께가 3.472mm이다. 따라서, 임펠러 원판에 대한 경계층 범위 내에서 축 간격이 증가하는 경우 원판 마찰 손실은 감소하는 경향을 나타내었고, 축간격이 경계층 두께와 비슷한 3.5mm($s/R_2 = 0.032$)에서 원판 마찰손실이 최소값(1,784.58W)을 나타낸 후 다시 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 원심압축기 임펠러의 축 간격이 넓은 경우 회전하는 임펠러 디스크로 인해서 재순환되는 유동이 움직일 수 있는 공간이 넓어지므로 원판 마찰 손실은 증가하게 된 것이다. 그리고, 축 간격이 좁은 경우에는 재순환 유동이 움직일 수 있는 공간이 제한되기 때문에 벽면 점성력의 영향만 받게 되어 원판 마찰 손실이 감소하게 된 것이다.

3.3 표면 조도에 따른 원판 마찰 손실

원심압축기 임펠러 디스크면의 표면 조도 변화에 따른 원판 마찰 손실을 예측하기 위해 Fluent의 Wall condition에서 표면 조도 수치를 0.004mm에서 0.032mm까지 0.004mm씩 증가시키며 8가지 경우에 대해 CFD 해석을 수행하였다.

Fig. 10. Disk friction loss due to change of surface roughness

원심 압축기 임펠러 디스크면의 표면 조도 변화에 따른 원판 마찰 손실은 유효 점도(effective viscosity)에 의해 영향을 받으며, 유효 점도는 원심 압축기 내부 난류 유동에서의 실제 점도를 나타낸다. 임펠러의 표면 조도 변화에 따라 표면 마찰 저항이 변하게 되고, 표면 마찰 저항에 따른 열 손실로 발생하는 미세한 온도 변화는 작동 유체의 점성계수를 변화시키게 된다.

Figure 10은 임펠러 디스크면의 표면 조도 변화에 따른 원판 마찰 손실을 나타낸 것이다. Poulikkas[15] 및 Nemdili와 Hellmann[17]이 제시한 실험식을 이용한 경우와 CFD 해석을 통한 원판 마찰 손실의 예측결과는 각각 다른 값을 나타내었지만, 표면 조도가 증가할수록 원판 마찰 손실이 증가한다는 유사한 결과를 나타내었다.

원심 압축기 임펠러의 내부 유동이 층류 유동인 경우 표면 조도의 변화는 내부 유동에 큰 영향을 미치지 않는다. 그러나, 난류 유동에서는 표면의 작은 거칠기도 얇은 점성 저층(viscous sublayer)에 영향을 미치고, 벽 마찰이나 운동량 및 열전달에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서, 임펠러 디스크와 케이싱의 표면 조도 변화가 작더라도 원판 마찰 손실의 변화량은 커지게 된다.

원심 압축기 임펠러의 표면 조도 변화에 따른 원판 마찰 손실은 축 간격 변화에 비해 더 크게 발생하는 것으로 예측되었다.

Figure 11은 원심압축기 디스크면의 표면 조도 변화에 따른 임펠러 디스크와 케이싱 사이 유동장의 평균 유효 점도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보면, 임펠러 디스크면의 표면 조도가 증가함에 따라 평균 유효 점도도 일정하게 증가하였다. 임펠러 디스크면의 표면 조도가 0.032mm인 경우는 표면 조도가 0.004 mm인 경우에 비해 평균 유효 점도가 약 139% 높게 예측되었다.

Fig. 11. Averaged effective viscosity due to change of surface roughness

(a) surface roughness : 0.008mm

(b) surface roughness : 0.016mm

(c) surface roughness : 0.024mm

Fig. 12. Effective viscosity distributions inside the axial clearance

Figure 12는 원심 압축기 임펠러의 표면 조도가 0.008mm, 0.016mm, 0.024mm, 0.032mm인 경우, 임펠러 팁 부근에서의 유효 점도 분포를 나타낸 것이다. 이것은 임펠러 디스크면의 표면 조도가 증가함에 따라 공기와의 마찰이 증가하여 유효 점도가 상승하게 된 것으로, 공기와의 마찰은 임펠러 디스크 부근의 공기 온도를 부분적으로 상승시키게 된다.

원심압축기 임펠러의 축 간격 및 표면조도에 의해 발생하는 원판마찰손실을 예측하기 위한 CFD 해석을 수행하여, 원심압축기의 설계 및 성능예측 단계에서 원판마찰손실 저감을 위해 활용 가능한 새로운 실험식을 식 (7)에 나타내었다.

$$C_M = \left(\frac{K_s}{R_2} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{s}{R_2} \right)^{0.11} \cdot \left(\frac{b_4}{s} \right)^{0.016} / Re^{0.2} \quad (7)$$

이 실험식은 CFD 해석결과에 대해 비선형 적합곡선(nonlinear curve fitting)을 적용하여 유도한 것으로, 다양한 형상의 임펠러에 대한 CFD 해석 뿐 아니라 실험을 통한 검증이 필요하다.

IV. 결 론

항공기용 원심 압축기 임펠러 디스크에서 발생하는 원판 마찰 손실에 대한 CFD 해석을 통해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 원심 압축기 임펠러 디스크와 케이싱 사이의 축 간격이 경계층 두께 보다 짧을 경우 축 간격이 증가함에 따라 원판 마찰 손실은 감소하며, 경계층 부근에서 최소값을 나타내었다. 그러나 경계층 두께 보다 축 간격이 증가하게 되면 원판 마찰 손실도 다시 증가하였다.

(2) 원심 압축기 임펠러의 표면 조도 변화에 따른 원판 마찰 손실은 축 간격 변화에 비해 더

크게 발생하는 것으로 예측되었다. 또한 표면 조도가 증가함에 따라 임펠러 디스크와 케이싱 사이의 유동장에서 유효 점도도 증가함을 알 수 있었다. 향후 이 결과를 원심 압축기 임펠러 디스크 설계에 적용한다면 원판 마찰 손실 감소에 기여하여 원심 압축기 효율 향상을 기대할 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

이 논문은 2009년도 동남광역경제권 선도 산업 육성 사업의 일환으로 수행된 연구임(No. 70007626).

참고문헌

- 1) Sayers, A. T., *Hydraulic and compressible flow turbomachines*, McGraw-Hill, 1990.
- 2) 오형우, 정명균, "원심 압축기의 성능 예측," *한국자동차공학회논문집*, 제5권 제2호, 1997, pp. 136~148.
- 3) Whittle, F., "The early history of whittle jet propulsion gas turbine", *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, 152, 1945, pp. 419-35.
- 4) Cheshire, L. J., "The design and development of centrifugal compressors for aircraft gas turbines", *Proceedings of the institution of mechanical engineers*, 153, 1945, pp. 426~433.
- 5) Saravanamutto, H. I. H., Rogers, G. F. C., Cohen, H., *Gas turbine theory*, Prentice Hall, 2008.
- 6) 강정식, 임병준, 차봉분, 양수석, "원심압축기의 기술동향," *항공우주산업기술동향*, 2권 1호, 2004, pp. 64~69.
- 7) Dennis G. S., *Principals of Turbomachinery*, Macmilan, 1950.
- 8) Zimmermann, H., "Friction Losses and Flow Distribution for Rotating Disks With Shielded and Protruding Bolts", *ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, 1986, pp. 547~552.
- 9) Wild, P. M., Djalali, N., and Vickers, G. W., "Experimental and Computational Assessment of Windage Losses in Rotating Machinery", *ASME Trans. J. Fluids Eng.*, Vol. 118, 1996, pp. 116~122.

- 10) Gülich, J. F., "Disk Friction Losses of Closed Turbomachine Impeller", *Forsch Ingenieurwes*, 2009, pp. 68:87~95.
- 11) William, W. P., *Fundamentals of turbomachinery*, Wiley, Canada, 2008.
- 12) Gülich, J. F., *Centrifugal Pumps*, 2nd Ed., Springer, 2010.
- 13) Stepanoff, A. J., *Turboblowers: theory, design, and application of centrifugal and axial flow compressors and fans*, Wiley, 1955.
- 14) White. F. M., *Viscous fluid flow*, McGraw-Hill, Inc., 1991.
- 15) Poullikkas, A., "Surface Roughness Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Discs", *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 117, 1995, pp. 526~528.
- 16) Nemdili, A., and Hellmann, D. H., "Development of an empirical equation to predict the disc friction loss of a centrifugal pump", *Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara*, 2004, pp. 235~240.
- 17) Nemdili, A., and Hellmann, D. H., "Investigations on fluid friction of rotational disks with and without modified outlet sections in real centrifugal pump casing", *Forsch Ingenieurwes*, 2007, pp. 71:59~67.
- 18) *FLUENT 6.3 User' Guide*, Fluent Inc., 2006, pp. 10-4, 29-4.
- 19) Anderson, J. D. Jr, *Computational Fluid Dynamics, The Basic with Applications*, McGraw-Hill, 1995, pp. 82~94.
- 20) Menter, F. R., "Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598~1605.
- 21) Daily, J. W., and Nece, R. E., "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Discs", *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 82, No. 1, 1960, pp. 217~232.