

중형차 HVAC 임펠러 내의 열유동 해석

이동렬^{1*}

¹대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

Heat and Flow Analysis in the HVAC Impeller for Mid-Size Car

Dong-Ryul Lee^{1*}

¹School of Mechanical and Automotive Engineering, Catholic University of Daegu

요 약 본 연구는 HVAC 시스템의 성능 개선을 위해 원심 임펠러의 블레이드의 중심각, 토출구의 길이와 같은 형상을 변화시켜 수치적으로 해석하였다. 임펠러 내의 속도장, 압력장, 난류 강도, 온도장을 계산하기 위하여 상용 CFD 코드인 FLUENT를 사용하였다. 시스템의 워밍업에 상관없이 히터 파워 레벨이 증가하면 임펠러 내 주위의 온도는 외기 투입시 온도가 증가하였지만 내기 순환 시에는 온도가 오히려 감소하였다. 결과적으로 성능 개선을 통한 CO₂ 감소는 블레이드 중심각 및 토출구 길이의 변화를 통한 유속 및 유량의 변화를 통해 이룰 수 있었다.

Abstract In this research, various cases of centrifugal impeller for HVAC system have been numerically analyzed by changing center angle of blades and length of outlet. Commercial CFD code, FLUENT has been used to calculate velocity, pressure, turbulence intensity, and temperature that can lead numerous results. Regardless of warming up, when the heater power level was increased, the temperature inside surrounding impeller also increased due to flowing outer air, but the temperature decreased because of flowing inner air. Consequently, the variation of central angle of blades and length of outlet led difference of velocity and flow rate which can reduce CO₂ in gas emission.

Key Words : Impeller, Heat and Flow Analysis, Fluid Machinery, HVAC

1. 서론

HVAC 시스템이나 산업용 터보기계의 기계요소인 원심 펌프의 성능에 가장 핵심적이고 큰 비중을 차지하는 부품은 임펠러이다. 임펠러는 원심력을 이용한 회전에 의해 원심 펌프로 유입된 시험 유체의 에너지를 상승시키는 역할을 하며 성능을 위한 설계에 큰 영향을 끼친다.

하지만 임펠러 형상은 3차원이며 임펠러 내부의 형상이 복잡하여 시작품을 제작하여 내부의 열유동장을 실험적으로 해석하는 일은 개발기간 및 비용 측면에서 그리 용이한 작업이 아니다. 그리하여 이런 기기들의 열유동 해석을 위하여 다양한 3차원 상용 CFD 코드가 개발되어

왔고 지금도 활발한 연구가 진행 중이며 성능 향상을 위한 설계 작업을 실험에 의한 전형적인 방식에서 시뮬레이션에 의한 CFD 해석방법으로 전환되고 있는 것이 현재의 추세이다[1-3]. 최근에는 CFD 기술은 개발 부품의 2차원 및 3차원 격자 생성 방법, 수치해석 기법, 유동 및 난류모델, 경계 조건 설정, 후처리 기술 방법의 성공적인 진화로 인해 이런 개발 부품들의 해석 및 설계를 위한 3차원 열유동 해석을 위해 매우 효과적인 도구가 되고 있다[4].

이런 CFD 기술에 의한 3차원 열유동 해석을 활용하여 원심펌프 효율, 펌프 입력 동력, 유동 박리, 속도 및 압력 분포 등의 유동현상을 파악하고 궁극적으로는 유체 기기

이 논문은 2012년도 대구가톨릭대학교 교내연구비 지원에 의한 것임.

*Corresponding Author : Dong-Ryul Lee

Tel : +82-17-341-9203 e-mail: dlee@cu.ac.kr

접수일 12년 01월 16일 수정일 (1차 12년 02월 23일, 2차 12년 03월 20일, 3차 12년 04월 09일) 게재확정일 12년 04월 12일

의 성능의 향상을 위하여 설계 형상 및 파라메타의 변경이 가능하게 되었다. 또한 이런 설계 방법들은 부품의 개발 기간 단축 및 비용 절감이 발생하게 되어 관련 대형 업체 및 부품업체들의 필수적인 개발 기술 요소가 되었다[4]. 최근 국제사회의 환경기준 강화로 인해 세계 자동차 및 유체기기 산업의 방향이 환경오염 물질의 감소로 초점이 맞춰지고 있다. 이에 발맞추어 국내 산업체는 에코드라이빙을 내세워 환경 기준에 적합한 제품을 개발 중이다. 주행 중 자동차 HVAC 시스템 작동은 엔진 회전수를 상승시키고, 그로 인해 연비를 떨어뜨리고, CO₂ 및 질소 산화물의 배출이 증가하게 된다. 이러한 문제점을 개선하고자 원심펌프 및 터보기계 성능 개선의 목적을 위하여 다음과 같은 다양한 연구가 진행되어 왔다. 압축기의 성능 향상을 위하여 회전차 내부의 3차원 점성 유동장 해석을 통한 회전차 내부의 유동 특성을 파악한 원심 압축기 회전차 내부유동의 수치해석적 연구[1], 상용 CFD 코드의 유동 평가에 대한 검증을 위해 상용 코드를 사용하여 원심펌프 임펠러의 유동을 해석하여 실험 데이터와 비교분석하여 임펠러 출구의 유동 변화에 대한 영향에 관한 연구[2], 자동차용 에어컨 출구의 송풍 장치와 유속의 관계 및 압력과의 관계에 대한 전산 유동 해석기법을 이용한 자동차용 에어컨 임펠러의 최적화에 관한 연구[5], 유체 기계 해석을 위한 상용 CFD 코드를 사용하여 원심펌프의 임펠러의 내부 유동을 해석하여 CFD코드의 수치 기법과 난류모델 및 격자 등을 변화하여 해석한 연구[4], Fan의 날개 개수와 유속의 관계를 수치해석한 자동차용 에어컨 회전차의 최적화에 관한 연구[6], 설계한 임펠러를 바탕으로 깃수, 출구폭을 서로 다르게 하여 동일한 회전수에 대해 가변 유량을 적용하여 임펠러 주위의 유동 해석을 수행한 상용코드를 이용한 원심펌프 임펠러 성능해석에 관한 연구[7], 동일한 회전수에 대한 가변 유량을 적용하여 임펠러 주위의 유동해석을 수행하여 유동 현상을 파악하고 자체 설계한 임펠러의 입구 및 출구 형상을 달리하여 실제 설계 조건과의 비교 및 평가를 수행한 CFD에 의한 원심펌프 임펠러 성능해석에 관한 연구[8], 특정한 설계 조건을 갖는 임펠러를 가지고, 상용 코드를 사용하여 유량과 회전 속도를 변화시켜 성능 평가 및 임펠러 내부에서의 유동 변화에 대한 전산 해석을 통한 초소형 2차원 임펠러의 성능 평가에 관한 연구[3], 전산해석으로 임펠러 슈라우드 면의 형상 변화를 통해 임펠러 입구의 내부 유동을 분석하고 성능을 비교한 연구[9] 등이 있다.

본 연구에서는 중형차의 HVAC 원심 임펠러 내부에 대해 상용 CFD 코드인 FLUENT를 사용하여 임펠러의 회전수를 변화시키며 또한 임펠러 블레이드 형상 및 임

펠러 토출구의 형상을 변경하여 임펠러 내부의 열 및 유동장을 해석 및 측정하여 임펠러 내부의 유동 현상을 파악하여 원심 임펠러의 성능 향상을 위한 최적 설계에 목적을 두었으며 중형 자동차 HVAC 시스템의 성능 향상을 통한 자동차 연비 감소 및 배출 오염 물질을 저감시키고자 한다.

2. 지배 방정식

실제 중형차의 임펠러 내의 열 및 유동장을 해석하기 위하여 비압축성 연속 방정식, Reynolds-averaged 운동량 방정식과 에너지 방정식, $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였다.[10-12]

연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_l}{\partial x_l}] \quad (2)$$

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3}(\rho k + \mu_t\frac{\partial u_l}{\partial x_l})\delta_{ij} \quad (3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \quad (4)$$

$k-\epsilon$ 난류모델 방정식

turbulent kinetic energy

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k - \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i}) = -\rho\epsilon + G_k + \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu \frac{\partial k}{\partial x_i}) \quad (5)$$

turbulent dissipation rate

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon - \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

에너지 방정식

$$G_k = -\rho u_i u_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}(k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_j h_j J_j \\ &+ \frac{Dp}{Dt} + (\tau_{ik})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \end{aligned} \tag{8}$$

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dT \tag{9}$$

여기서 μ : 층류점성계수, μ_t : 난류 점성계수, k : 난류 운동에너지, ϵ : 난류 운동에너지 소산율, G_k : 난류 운동에너지 생성률, h : 엔탈피, c : 비열 이며 사용된 모델 계수들의 값은 Table 1 에 나타나있다.

[표 1] 지배 방정식 내의 모델링 계수
[Table 1] Empirical modeling coefficients in the governing equation

| | | | | |
|-----------------|-----------------|-----------|------------|-------------------|
| $C_{1\epsilon}$ | $C_{2\epsilon}$ | C_{μ} | σ_k | σ_ϵ |
| 1.44 | 1.92 | 0.09 | 1.0 | 1.3 |

3. 수치해석 및 실험 방법

임펠러 블레이드의 원주각 및 임펠러 토출구의 길이의 설계 변경을 통해 임펠러 내의 시험 유체의 속도, 압력, 난류강도, 온도를 수치적으로 해석하였다. 블레이드의 원주각을 원래 각도(120°)에서 20°증가시킨 145°로 설계 변경을 하여 해석을 하였고, 임펠러 토출구 면의 길이 변화를 두어 수치해석하였다. 본 연구에서는 상용 해석 프로그램인 FLUENT 6.3.26을 사용하였다. 실제 중형차 HVAC 시스템의 히터 파워 레벨중 가장 연료 소모량이 많아서 환경오염 물질이 가장 심한 히터 파워 레벨 4에서의 임펠러 주변 온도를 측정하기 위하여 적외선 열화상 카메라를 사용하였다. 또한 임펠러 내부에서 워밍업 전의 내기 및 외기가 투입되었을 때의 온도와 워밍업 후의 내기 및 외기가 투입되었을 때의 온도를 각각 측정하였다.

3.1 해석 조건

해석 조건은 비압축성 유동, 정상 유동, 연속 방정식,

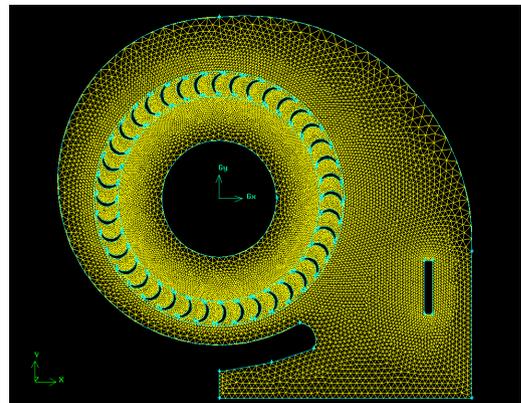
운동량 보존방정식, 에너지 보존방정식, k - ϵ 난류모델을 적용하였다. 블레이드의 회전 속도는 2000 및 3000 RPM, 시험 유체의 입력 압력은 200kPa, 블레이드수는 40개를 사용하였고 블레이드 형상은 두 가지를 적용하였다. 원래의 형상인 블레이드 1은 125°의 원주각을 가지고, 설계 변경을 한 블레이드2는 145°의 원주각을 갖는다. 또한 임펠러 토출구 길이에도 3가지 설계 변경조건을 적용하였다. 원래의 설계 형상인 Case 2는 145 mm, 그리고 30mm를 늘인 Case 1, 30mm를 줄인 Case 3이 있다.

[표 2] 설계 입력값
[Table 2] Design Input Values

| | | |
|---|--------------------|-------|
| Fluid Rotational Velocity (RPM) | 2000 | |
| | 3000 | |
| Inlet Fluid Pressure (kPa) | 200 | |
| Outlet Fluid Pressure (kPa) | 0 | |
| Number of Blades | 40 | |
| Circumferential Angle of Two Blades (°) | Blade 1 (original) | 125 |
| | Blade 2 | 145 |
| Outlet Length (m) | Case 1 | 0.175 |
| | Case 2 (original) | 0.145 |
| | Case 3 | 0.115 |

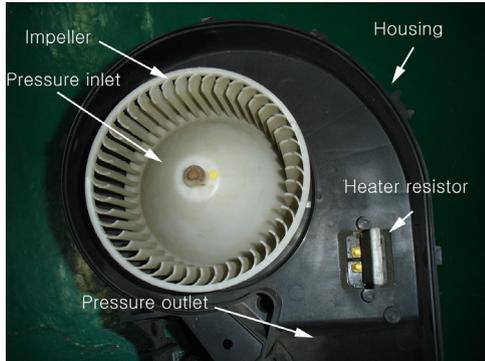
3.2 유한요소 생성

본 연구는 메쉬 생성을 위해 Gambit 2.4.6을 사용하였고 Fig. 1은 임펠러의 메쉬를 나타내고 있으며, 내부에서 3개의 유체 공간면을 위한 3개의 면(블레이드면, 블레이드 안쪽 면, 블레이드 바깥쪽 면)로 나누었다. 총 격자수는 33,000개이며, Tri-pave 타입을 사용하였다.



[그림 1] 임펠러 격자구조
[Fig. 1] Mesh of Impeller

Fig. 2는 실제 중형차 HVAC 시스템에 사용되는 임펠러이다. 임펠러 주위에는 하우징이 있고 HVAC의 유량의 레벨을 조절하는 히터가 위치하고 있으며 임펠러 입구(Pressure Inlet)로 들어온 시험 유체는 임펠러 토출구(Pressure Outlet)면을 통하여 나가게 된다.



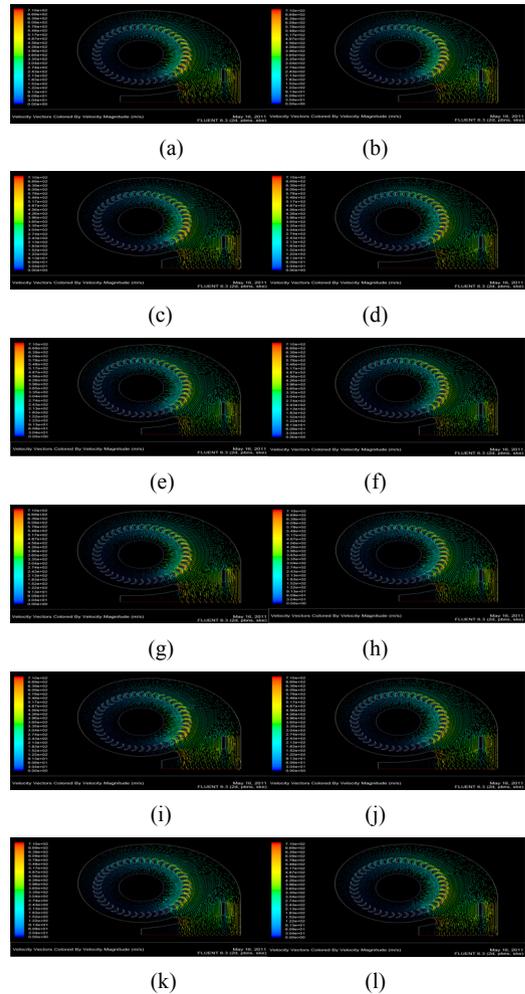
[그림 2] 실제 임펠러 개략도
[Fig. 2] Schematic Diagram of an Actual Impeller Assembly

4. 결과 및 고찰

4.1 수치해석 결과

본 연구에서는 실제 블레이드 형상(원주각 125°)을 변경한 원주각(145°)과 토출구 면의 형상 변경을 통해 속도장, 압력장, 난류강도, 온도 변화를 수치해석하였다. 임펠러의 중심을 X와 Y축의 중심으로 지정하여 X와 Y축을 중심으로 정압 상태의 시험 유체가 들어오고 오른쪽 아래의 토출구 면으로 유체가 나가게 된다.

Fig. 3은 3000RPM 및 2000RPM으로 회전하는 임펠러 내의 블레이드 I 및 II에서 3가지 토출구 형상에서의 시험 유체의 속도 벡터이다. 원주각의 변화에 대한 두 가지의 블레이드 I 및 II에서의 속도에 의한 유량은 블레이드 II에서 5% 이내의 유량 감소를 보여주고 있다. 오른쪽 임펠러 부분에 보이듯이 속도가 빠르게 나타나고 있다. 입구로 들어온 공기가 임펠러를 거쳐 토출구로 나가면서 속도가 빨라지는 것을 볼 수 있다. 히터 파워와 하우징 사이 좁은 틈에서 유동 면적이 작아지면서 속도가 빨라지는 것을 볼 수 있다. 그리고 토출구 길이가 짧을수록 토출구면의 속도변화에는 10% 이내에서 증가하는 것으로 보인다. 또한 블레이드 표면 속도분포가 상하 좌우 대칭 형태로 나타났으며 동일한 최고속도 약 23 m/s를 나타내었다.

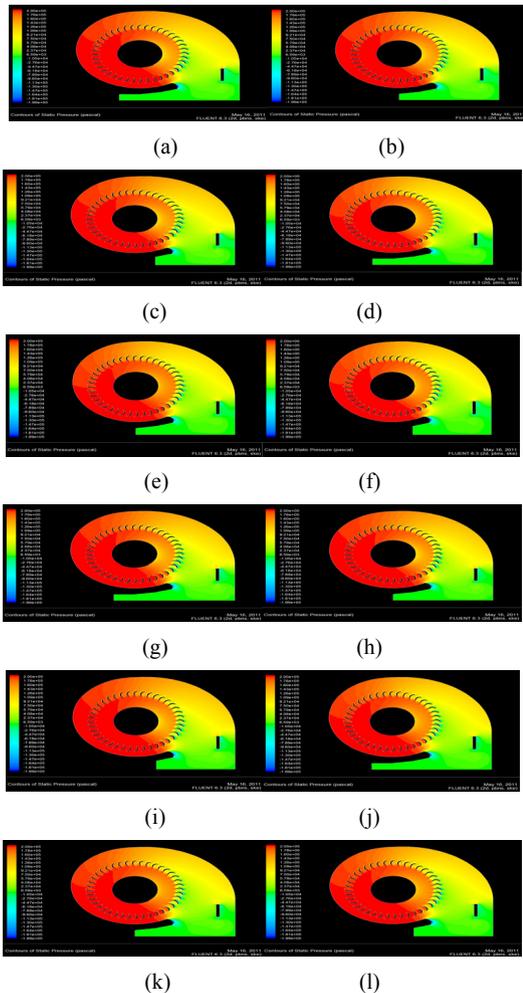


[그림 3] 임펠러 내의 유체 속도 벡터
[Fig. 3] Fluid Velocity Vectors in Impeller with

- (a) Blade I at 3000rpm at outlet 1
- (b) Blade I at 3000rpm at outlet 2
- (c) Blade I at 3000rpm at outlet 3
- (d) Blade II at 3000rpm at outlet 1
- (e) Blade II at 3000rpm at outlet 2
- (f) Blade II at 3000rpm at outlet 3
- (g) Blade I at 2000rpm at outlet 1
- (h) Blade I at 2000rpm at outlet 2
- (i) Blade I at 2000rpm at outlet 3
- (j) Blade II at 2000rpm at outlet 1
- (k) Blade II at 2000rpm at outlet 2
- (l) Blade II at 2000rpm at outlet 3

Fig. 4는 3000RPM 및 2000RPM으로 회전하는 임펠러 내의 블레이드 I 및 II에서 3가지 토출구 형상에서의 시험 유체의 압력 분포이다. 높은 압력에서 낮은 압력으로 유동의 흐름이 생기는 것을 알 수 있다. 유동 면적이 큰 왼쪽 면에서 높은 압력이 생기고 오른쪽 토출구로 갈수록

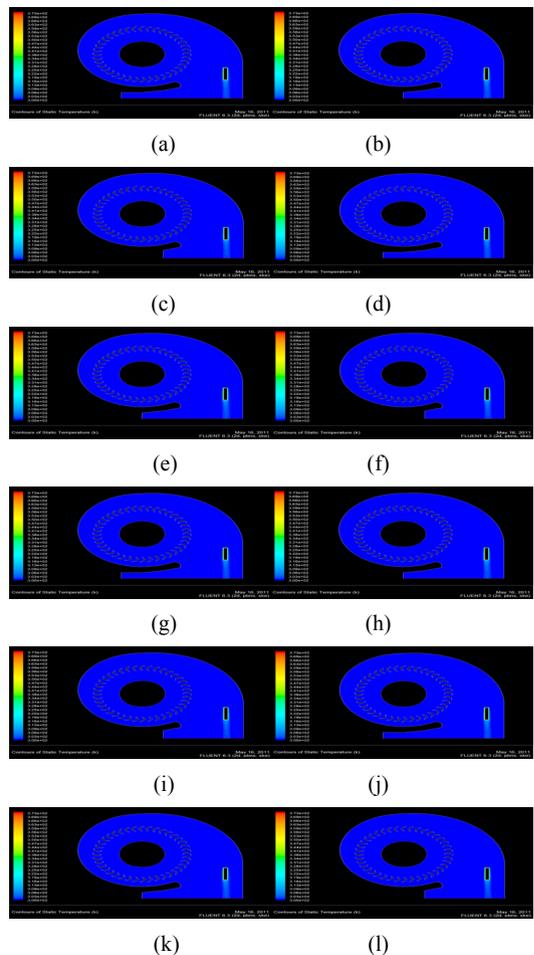
록 면적이 작아져 압력이 낮아지는 것을 알 수 있다. 토출구 면의 돌출 부분과 히터 파워에서 높은 압력이 형성되는 것을 알 수 있다. 속도장과 비교해 보았을 때 압력이 높은 곳은 속도가 느렸고, 압력이 낮은 곳은 속도가 높을 것을 알 수 있다. 이는 압력이 높은 곳에서 낮은 곳으로 유동의 흐름이 있다는 것을 알 수 있다. 또한 토출구 면이 가장 넓은 Outlet 3에서 일 때 블레이드 표면에서 가장 낮은 압력인 약 -140,000 Pa를 보여 주었다.



[그림 4] 임펠러 내의 유체 압력
 [Fig. 4] Fluid Static Pressure Distributions in Impeller with
 (a) Blade I at 3000rpm at outlet 1
 (b) Blade I at 3000rpm at outlet 2
 (c) Blade I at 3000rpm at outlet 3
 (d) Blade II at 3000rpm at outlet 1
 (e) Blade II at 3000rpm at outlet 2
 (f) Blade II at 3000rpm at outlet 3
 (g) Blade I at 2000rpm at outlet 1

- (h) Blade I at 2000rpm at outlet 2
- (i) Blade I at 2000rpm at outlet 3
- (j) Blade II at 2000rpm at outlet 1
- (k) Blade II at 2000rpm at outlet 2
- (l) Blade II at 2000rpm at outlet 3

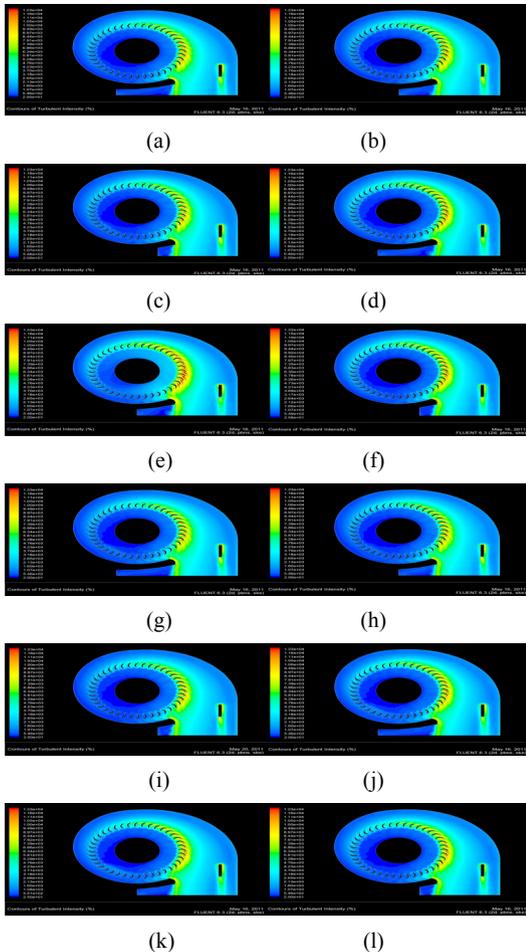
Fig. 5는 3000RPM 및 2000RPM으로 회전하는 임펠러 내의 블레이드 I 및 II에서 3가지 토출구 형상에서의 시험 유체의 온도 분포이다. 밝게 보이는 부분이 히터 파워로부터 나오는 열에 의해 온도가 높은 부분이며 유동의 방향으로 온도가 서서히 낮아지는 것을 알 수 있다.



[그림 5] 임펠러 내의 유체 온도장
 [Fig. 5] Fluid Temperature Distributions in Impeller with
 (a) Blade I at 3000rpm at outlet 1
 (b) Blade I at 3000rpm at outlet 2
 (c) Blade I at 3000rpm at outlet 3
 (d) Blade II at 3000rpm at outlet 1
 (e) Blade II at 3000rpm at outlet 2

- (f) Blade II at 3000rpm at outlet 3
- (g) Blade I at 2000rpm at outlet 1
- (h) Blade I at 2000rpm at outlet 2
- (i) Blade I at 2000rpm at outlet 3
- (j) Blade II at 2000rpm at outlet 1
- (k) Blade II at 2000rpm at outlet 2
- (l) Blade II at 2000rpm at outlet 3

Fig. 6은 3000RPM 및 2000RPM으로 회전하는 임펠러 내의 블레이드 I 및 II에서 3가지 토출구 형상에서의 시험 유체의 난류강도를 보여준다. Reynolds 수와 비례하는 난류강도는 속도가 빠른 구간에서 증가함을 보여준다. 속도장과 유사한 형태를 보여준다. 속도변화가 큰 모서리부분, 히터 파워 및 오른쪽 블레이드에서 난류강도가 커지는 것을 알 수 있다.



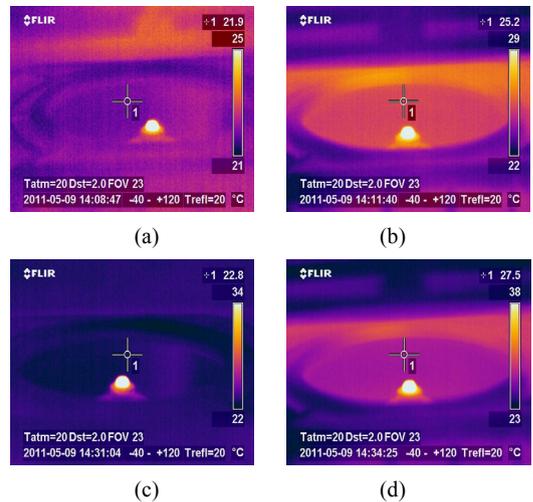
[그림 6] 임펠러 내의 유체 난류강도
[Fig. 6] Turbulent Intensity Distributions in Impeller with

- (a) Blade I at 3000rpm at outlet 1
- (b) Blade I at 3000rpm at outlet 2
- (c) Blade I at 3000rpm at outlet 3
- (d) Blade II at 3000rpm at outlet 1
- (e) Blade II at 3000rpm at outlet 2
- (f) Blade II at 3000rpm at outlet 3
- (g) Blade I at 2000rpm at outlet 1
- (h) Blade I at 2000rpm at outlet 2
- (i) Blade I at 2000rpm at outlet 3
- (j) Blade II at 2000rpm at outlet 1
- (k) Blade II at 2000rpm at outlet 2
- (l) Blade II at 2000rpm at outlet 3

4.2 실험 결과

Fig. 7은 중형차의 HVAC 시스템 임펠러 내의 적외선 카메라 사진이다. 유량 조절 히터 파워의 레벨 4에서의 임펠러 내의 주변 온도를 측정한 사진이다. (a)와 (b)는 워밍업 전의 내기 및 외기가 투입되었을 때의 각각의 온도이고, (c)와 (d)는 워밍업후의 내기 및 외기가 투입되었을 때의 각각의 온도이다. 그림의 우측상단에 실시간 온도로 보여진 바와 같이 워밍업 전후의 임펠러 내의 온도는 워밍업 후에 0.9°C 정도 상승하였고 워밍업 전후에 외기가 투입되었을 때는 워밍업 후에 외기가 투입되어 온도가 2.3°C 정도 상승하였다.

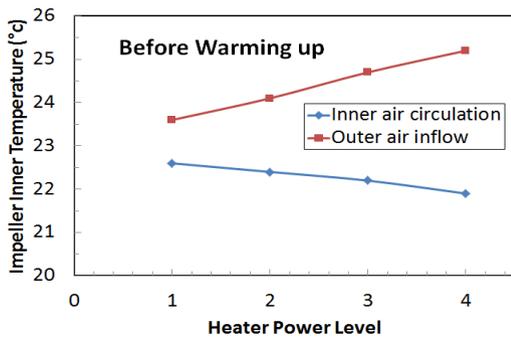
또한 워밍업 전보다 워밍업 후의 임펠러 내의 주변의 온도가 4°C ~ 5°C 더 높았다.



[그림 7] 워밍업 전후의 내기 순환 및 외기 투입시 임펠러 내의 적외선 온도 사진

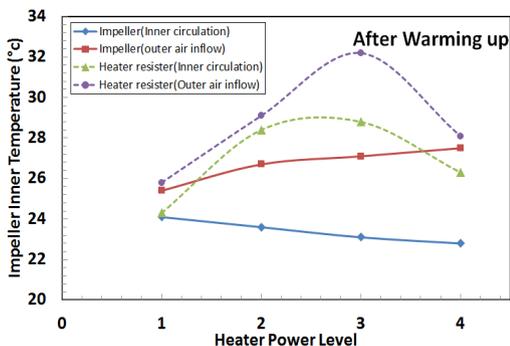
[Fig. 7] Infra-red Photograph of Impeller with Inner Air circulation and Outer Air Inflow before Warming-up and after Warming-up

Fig. 8 및 Fig. 9는 워밍업 전후에서 유량 조절 히터 파워의 레벨과 임펠러 내의 온도와의 관계를 보여주고 있다. 외부 공기의 유입이 있을 경우 유량이 클수록 온도가 높은 것을 볼 수 있다. 이는 상온의 외부 공기와 임펠러와의 마찰력으로 인해 더욱 온도가 증가한 것 같다. Fig. 8 및 Fig. 9에서 알 수 있듯이 내기가 투입되었을 때 임펠러의 온도는 서서히 떨어졌지만 외기가 투입되었을 때는 내기와 반대로 온도가 올라가는 현상이 발생되었다. 히터 파워의 온도도 유입되는 유량이 증가할수록 온도가 증가하지만 레벨 2이후부터 온도가 떨어지는 것으로 보아 투입되는 공기에 의한 냉각효과로 보인다.



[그림 8] 워밍업 전의 내기 순환 및 외기 투입시 히터 파워 레벨에 대한 임펠러 내 온도변화

[Fig. 8] Impeller Inner Temperature vs. Heater Power Level with Inner air circulation and Outer air inflow before warming up



[그림 9] 워밍업 후의 내기 순환 및 외기 투입시 히터 파워 레벨에 대한 임펠러 내 온도변화

[Fig. 9] Impeller Inner Temperature vs. Heater Power Level with Impeller and Heater resistor after warming up

5. 결론

본 연구는 중형차 HVAC 시스템 임펠러 내의 블레이드의 원주각(125°, 145°)과 토출구 길이 (175mm, 145mm, 115mm)에 따른 온도, 압력, 속도, 난류강도를 수치적으로 해석하였고 유량 조절 히터 파워의 레벨 4에서의 임펠러 내의 주변 온도를 실험적으로 측정하였다.

- (1) 블레이드의 원주각이 20° 증가함에 따라 5% 이내의 유량 감소를 보여 주었다.
- (2) 블레이드 표면 속도분포가 상하 좌우 대칭 형태로 나타났으며 동일한 최고속도 약 23 m/s를 나타내었다.
- (3) 토출구 면이 가장 넓은 Outlet 3에서 일 때 블레이드 표면에서 가장 낮은 압력인 약 -140,000 Pa를 보여 주었다.
- (4) 하우징과의 거리가 가까운 왼쪽에 위치한 블레이드에서 가장 높은 압력이 나타났고, 토출구 면으로 갈수록 압력이 낮아졌다.
- (5) 워밍업 전보다 워밍업 후의 임펠러 내의 주변의 온도가 4°C ~ 5°C 더 높았다.
- (6) 내기 순환만 한 경우 히터 파워 레벨이 올라갈수록 온도가 감소하였으나, 외기를 투입한 경우 온도가 올라가는 것을 볼 수 있었다.

후기

이 논문은 2012년도 대구가톨릭대학교 교내연구비 지원에 의한 것임.

References

- [1] Seong, S., Lee, J., Pak, E., "Numerical Study of Flow through Centrifugal Compressor Impeller" The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Winter Conference, pp.257~262, 1996.
- [2] Shim, C., Hong, S., Kang, S. "Flow Evaluations of Centrifugal Pump Impeller", The Journal of Fluid Machinery, R&D Conference, pp. 285~292, 2000.
- [3] Lee, W., Kim, J., Chung, J., "Performance Evaluation of a Small Scale Two-Dimensional Impeller by Computational Fluid Dynamics", The Journal of Fluid Machinery, R&D Conference, pp. 473~478, 2006.
- [4] Y. Choi., Y. Lee., S. Hong., S. Kang., "Performance

Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code," Journal of Fluid Machinery, Vol. 4, No. 1, pp 38~45. 2001.

- [5] Lim, H. J., Lee, S. H., Byun, K. S., Oh, S. J., "A study of the Optimized impeller for Automatic HVAC system by Computational Fluid Dynamics", The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Winter Conference, pp.662~667, 2001.
- [6] Lee, S. H., Lim, H. J., "A Study of the optimized impeller for automobile HVAC system", Korean Society of Automotive Engineering, Spring Conference, pp. 1307~1312, 2002.
- [7] Mo, J., Nam, K., Kang, S., Lim, H., Lee, Y. "A Study on a Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code", The Korean Society of Power System Engineering, Spring Conference, pp.110~115, 2002.
- [8] Nam, K., Mo, J, Kang, S., Im, H., Lee, Y. "A Study on a Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller using CFD", The Korean Society of Marine Engineering, Spring Conference, pp. 89~94, 2002.
- [9] Lee, H., Choi, H., Lee, W., Jung, J., Lee, Y., Kim, K., Chung, J., "Aerodymics Performance of Multi-Blade Fan, Accodring to Different Shape of Impeller Shroud Side", The Journal of Fluid Machinery, R&D Conference, pp. 486~487, 2010.
- [10] Willoughby, D., Carol, G., Sun, R., Williams J., and Maxwell, T., "A quasi 3-D Computational Procedure for Prediction of Turbulent Flow through the Front-End of Vehicles", SAE paper 850282, USA, 1985.
- [11] China, H. and Kameyama, J., "A Two Dimensional Computational Procedure for Prediction of Engine Cooling Air Flow", JSAE Review, Vol 9, No 2, pp. 94~95, 1988.
- [12] Han, T. and Skynar, M., "Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of Front End Air Flow for a Simplified Engine Compartment", SAE paper 921091, USA, 1992.

이 동 렬(Dong-Ryul Lee)

[정회원]



- 1986년 2월 : 연세대학교 기계공학과 (공학학사)
- 1995년 5월 : 뉴욕주립대학교(스토니부룩)대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1995년 5월 ~ 1995년 12월 : 뉴욕주립대학교(스토니부룩) 대학원 기계공학과 박사후 연구원
- 1995년 12월 ~ 1997년 3월 : 삼성자동차 기술연구소 선임연구원
- 1997년 3월 ~ 현재 : 대구가톨릭대학교기계자동차공학부 교수

<관심분야>

열전달, 유변학, 열음향