

## 송풍-역풍 겸용 축류팬 피치각에서 역풍시 효율저하 원인에 관한 연구

김 화 영, 허 진 혁, 문 승 재\*, 이 재 현\*, 유 호 선\*\*, 임 윤 철\*\*\*  
 한양대학교 대학원 기계공학과, \*한양대학교 기계공학부, \*\*충실대학교 기계공학과, \*\*\*(주)명진에어테크

### A Study on the fan efficiency decrease on the backward flow in an axial fan

Hwa-Young Kim, Jin-Huek Hur, Seung-Jae Moon\*, Jae-Heon Lee\*, Hoseon Yoo\*\*,  
Yun-Chul Im\*\*\*

**ABSTRACT:** In this study, the numerical study has carried out to analyze the factors of the efficiency decrease at backward flow situation in an axial fan with adjustable blades. The analysis is carried out the pitch angle 36° on the forward flow and the pitch angle -26° on the backward flow. The numerical results show that the air flow rates of the pitch angle 36° and -26° are respectively calculated to 285 CMM and 212 CMM. The results are similar to the experimental results carried out by Chang<sup>(1)</sup>, and have made the maximum error of 10.6% when compared with the experimental results. The important reason of the fan efficiency decrease is that axial fan used for this study was designed to use for the forward flow. As the results, the pitch angle -26° has occurred the recirculation around the impeller blade, impeller cover and stator.

**Key words:** Hub(허브), Impeller(임펠러), Pitch Angle(피치각), Efficiency decrease(효율저하)

### 1. 서 론

터널에서는 축류팬을 이용한 환기방식이 설치가 용이하고, 설비비가 적어 경제적이며, 교통량 변화에 쉽게 대처할 수 있다는 장점 때문에 가장 보편적으로 사용되고 있다. 터널은 부분적으로 밀폐된 공간구조이므로 터널 내 화재발생시 화재 초기에 터널 이용객의 안전을 확보하고 피난구조 활동 및 화재진압활동을 펼 수 있도록 하기 위해서는 상황에 따라 기류방향을 평상시 송풍운전의 반대방향으로 형성시켜 줄 수 있는 역풍운전이 가능해야한다.

축류팬을 역풍운전의 목적으로 운용하기 위한

방법으로는 모터를 역방향으로 회전시키는 방법과 블레이드의 피치각을 조정하는 방법이 있다. 피치각을 조정하여 역풍운전을 하는 경우, 화재나 비상시 수십초 이내로 블레이드 피치각을 조정하여 역풍운전을 실시 할 수 있으므로 비 가동 기간이 거의 발생하지 않는다. Chang<sup>(1)</sup>은 KS B 6311의 표준화된 규격에 준하여 제작된 실험장치로 M사의 송풍-역풍 겸용 축류팬의 팬 성능 시험을 수행하여 최적의 역풍 피치각을 선정하였다. 이때 선정된 역풍 피치각으로 구동할 경우 송풍운전에서도 팬 효율이 1/3 수준으로 저하되었으나 실험을 통해서 그 원인을 파악하지 못하였다.

본 연구에서는 수치해석을 통해 송풍운전시와 역풍운전시의 내부유동을 분석하여 역풍운전시 효율저하 원인을 분석하고자 하였다.

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0425; fax +82-2-2220-4425

E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

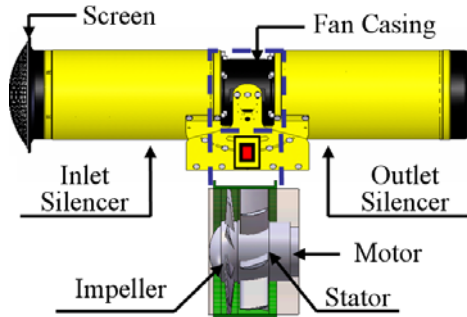


Fig. 1 Schematic diagram of the adjustable axial fan.

## 2. 송풍-역풍 겸용 축류팬

### 2.1 구조

송풍-역풍 겸용 축류팬은 입구소음기(inlet silencer), 팬 케이싱(fan casing), 출구소음기(outlet silencer)로 구성 되어 있으며 개략적인 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 팬 케이싱에는 임펠러, 스테이터, 모터가 조립된 구조를 갖고 있다. 임펠러는 스테이터의 전단에 설치되고 모터는 스테이터 후단에 설치된다. 축류팬의 흡입구와 토출구 양편에는 운전시 발생하는 소음을 제거하기 위해 입구소음기와 출구소음기가 설치된다. 입구소음기 전단에는 스크린을 설치하여 유입공기의 안내역할 및 내부에 불순물이 유입되는 것을 방지한다. 또한 임펠러는 상황에 따라 피치각을 변경하여 송풍과 역풍겸용으로 사용이 가능하다.

### 2.2 특징

Fig. 2는 송풍 및 역풍 운전시 임펠러 피치각과 공기유동방향을 보여준다. 공기는 임펠러에서 유동력을 얻고 고정익(stator)을 통과하면서 직진성을 향상시키면서 모터를 통과하여 송출된다. 이 때 피치각은 그림처럼 임펠러의 회전 방향에 반시계방향으로 이루어진다.

역풍운전시에는 피치각이 그림과 같이 임펠러 회전방향에 시계방향을 이루며, 공기는 우측에서 유입되어 좌측으로 송출된다. 즉, 송풍운전을 기준으로 설계된 축류팬에서 블레이드의 피치각만 변동시켜 역풍을 발생시키는 구조이다.

Table 1 Experimental results of fan efficiency

pitch angle	$\eta$ [%]
36°	43
-26°	14.7

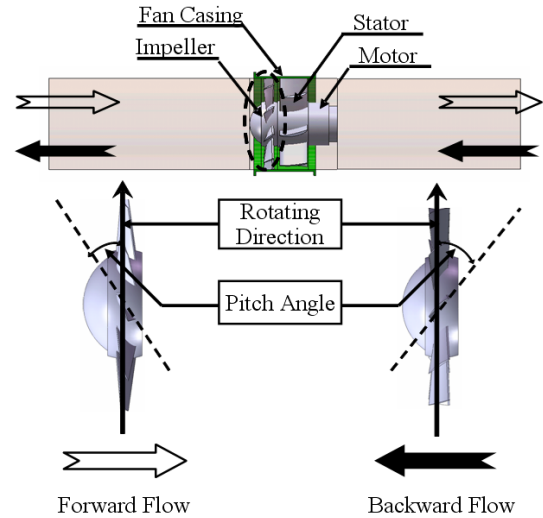


Fig. 2 Impeller shape and Air flow direction.

## 3. 송풍-역풍시 팬효율 비교

Chang<sup>(1)</sup>은 본 연구의 대상인 송풍-역풍 겸용 축류팬의 팬 성능 시험을 수행하여 송풍 피치각 36° 대비 역풍 피치각 -26°를 선정하였다. 송풍 및 역풍 피치각에서 팬효율을 Table 1에 나타내었다. 팬효율은 송풍 피치각 대비 역풍 피치각에서 약 1/3 수준으로 저하되었음을 알 수 있었다. 효율저하 원인을 분석하기 위해 수치해석을 통한 축류팬 내부 유동특성을 분석해야한다.

## 4. 팬 내부 유동특성 분석방법

### 4.1 지배방정식

일반적으로 회전기계에 의한 유동을 해석하는 경우 유동장을 정상상태로 고려할 수 있고, 경계조건을 결정하기가 쉽다는 장점 때문에 대부분 상대좌표계를 사용하여 해석한다.<sup>(2)</sup> 본 연구에서는 축류팬 유동을 3차원 비압축성 정상유동으로 간주하고 절대좌표계와 상대좌표계를 사용하였다.

수치해석을 위해 사용된 지배방정식은 연속방정식, 운동량방정식, 난류운동에너지방정식 및 난류운동에너지 소산율방정식을 사용하였으며 고정부(stationary zone)는 절대좌표계(stationary reference frame)의 절대속도에 의한 지배방정식이 사용되었고 회전부(roating zone)는 상대좌표계(rotating reference frame)의 상대속도에 의한 지배방정식이 사용되었다. 절대속도 및 상대속도에 의한 지배방정식은 Table 2와 Table 3에 각각 나타내었

Table 2 Governing equations and coefficients with respect to stationary reference frame

Continuity equation ;
$\text{div}(\rho \vec{V}) = 0$
X-momentum equation ;
$\text{div}(\rho v_x \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} v_x)$
Y-momentum equation ;
$\text{div}(\rho v_y \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} v_y)$
Z-momentum equation ;
$\text{div}(\rho v_z \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} v_z)$
Turbulent kinetic energy equation ;
$\text{div}(\rho k \vec{V}) = \text{div}(\alpha_k \mu_{eff} \text{grad} k) + G_k - \rho \epsilon$
Dissipation rate equation of turbulent kinetic energy ;
$\text{div}(\rho \epsilon \vec{V}) = \text{div}(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \text{grad} \epsilon) + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$
where,
$\vec{V} = v_x \hat{i} + v_y \hat{j} + v_z \hat{k}$
$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$
$C_\mu = 0.845, C_{1\epsilon} = 1.42, C_{2\epsilon} = 1.68$
$\alpha_k = \alpha_\epsilon = 1.393$

다. 지배방정식의 자세한 유도과정은 참고문헌에서 볼 수 있다.<sup>(2,4)</sup> 난류모델로는 RNG  $k-\epsilon$  모델을 사용하였으며 각 식에서의 기호선정은 일반적인 교과서에서의 예를 따랐다.<sup>(3)</sup> 회전에 의한 원심력과 Coriolis 힘은 운동량방정식의 생성항  $\vec{B}$ 의 형태로 나타나게 된다.

회전을 고려하기 위한 상대속도 개념을 Fig. 3에 도시하였다. 여기서  $\vec{W}$ ,  $\vec{V}$  및  $\vec{U}$ 는 각각 상대속도벡터, 절대속도벡터 및 회전에 따른 속도벡터를 의미하며 이때  $\vec{U}$ 는 회전각속도벡터  $\vec{\omega}$ 와 회전체까지의 거리벡터  $\vec{r}$ 의 곱으로 나타내며 상대속도벡터  $\vec{W}$ 는 식(1)과 같이 표현된다.<sup>(2)</sup>

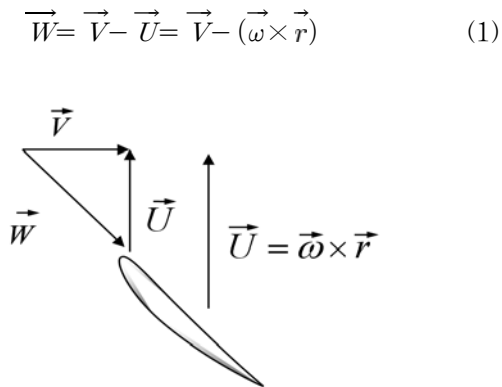


Fig. 3 Schematic diagrams for concept of relative velocity formulation.

Table 3 Governing equations and coefficients with respect to rotating reference frame

Continuity equation ;
$\text{div}(\rho \vec{W}) = 0$
X-momentum equation ;
$\text{div}(\rho w_x \vec{W}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} w_x) + B_x$
Y-momentum equation ;
$\text{div}(\rho w_y \vec{W}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} w_y) + B_y$
Z-momentum equation ;
$\text{div}(\rho w_z \vec{W}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} w_z) + B_z$
Turbulent kinetic energy equation ;
$\text{div}(\rho k \vec{W}) = \text{div}(\alpha_k \mu_{eff} \text{grad} k) + G_k - \rho \epsilon$
Dissipation rate equation of turbulent kinetic energy ;
$\text{div}(\rho \epsilon \vec{W}) = \text{div}(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \text{grad} \epsilon) + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$
where,
$\vec{W} = w_x \hat{i} + w_y \hat{j} + w_z \hat{k}$
$\vec{B} = B_x \hat{i} + B_y \hat{j} + B_z \hat{k} = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r})$
$\vec{\omega} = (0, 0, \Omega) \quad \vec{r} = (x, y, z)$
$\Omega = \frac{2\pi n}{60}, n = 3600[\text{rpm}]$
$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$
$C_\mu = 0.845, C_{1\epsilon} = 1.42, C_{2\epsilon} = 1.68$
$\alpha_k = \alpha_\epsilon = 1.393$

## 4.2 해석영역 및 경계조건

축류팬 내부의 유동특성을 분석하기 위하여 본 연구에서 선정한 팬의 형상과 해석영역을 Fig. 4에 도시하였다. 해석영역을 살펴보면 경계조건 설정의 타당성 및 해석결과의 정확성을 보장하기 위하여 실제 축류팬의 입구 및 출구를 연장하였다. 회전부는 임펠러 부분이며 나머지 부분은 고정부이다.

수치해석 적용시 지배방정식과 함께 정의되는 경

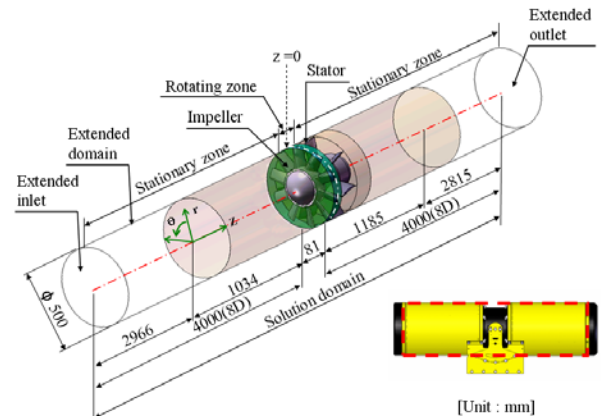


Fig. 4 Schematics of the solution domain in the present study.

Table 4 Boundary conditions of the model adopted in the present study

Location	Condition
Inlet	$p = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0$
Outlet	$p = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \epsilon}{\partial z} = 0$
Impeller surface	$\vec{W} = k = \epsilon = 0$
Wall	$\vec{V} = k = \epsilon = 0$

계조건은 해석영역 입구 및 출구, 내부벽면, 고정익, 모터 및 임펠러 표면에 경계조건을 부여하였으며 이를 Table 4에 나타내었다. 이중 해석영역 입구와 출구는 압력경계조건(pressure boundary condition)을 적용하였다. 고정영역의 내부벽면, 임펠러 커버, 고정익 그리고 모터는 절대속도  $\vec{V}=0$ 인 벽면경계조건(wall boundary condition)을 적용하였고 회전영역의 내부벽면 및 임펠러 표면에는 상대속도  $\vec{W}=0$ 인 벽면경계조건을 적용하였다.

본 연구에서는 수치해석을 위하여 상용 프로그램인 Fluent 6.3을 사용하였으며 이때 사용된 격자계는 비정렬격자계로 사용된 제어체적의 수는 약 170만개이다. 수렴조건은 반복계산시 각 종속변수에 대하여 잉여값(residual)이  $1.0 \times 10^{-3}$ 이하일 때 수렴하였다고 판정하였으며, 약 2900회의 반복계산으로 수렴된 결과를 얻을 수 있었다.

#### 4.3 타당성 검증

본 연구에서는 수치해석 결과의 검증을 위하여 피치각  $36^\circ$ 와  $-26^\circ$ 에서의 풍량을 측정된 Chang<sup>(1)</sup> 실험결과와 수치해석 결과를 비교하였으며 이를 Table 5에 나타내었다. 수치해석 결과값은 실험 결과값 대비 최대 10.6%의 오차를 가지는 것으로 나타나 비교적 유사하므로 본 수치해석은 타당하다고 판단된다. Table 5에서 계산된 오차  $\epsilon$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \frac{Q_n}{Q_e} \quad (2)$$

Table 5 Air flow rate compared of experimental results and numerical results

pitch angle	Q [CMM]		$\epsilon$ [%]
	experimental	numerical	
$36^\circ$	269	285	5.9
$-26^\circ$	237	212	10.6

Table 6 Fan efficiency compared of experimental results and numerical results

pitch angle	$\eta$ [%]		$\epsilon$ [%]
	experimental	numerical	
$36^\circ$	43	41	4.6
$-26^\circ$	14.7	11	25

여기서,  $Q_e$ 는 실험에서 측정된 풍량[m<sup>3</sup>/min]이고  $Q_n$ 는 수치해석으로 계산된 풍량이다.

#### 5. 결과 및 고찰

실험 및 수치해석을 통하여 계산된 팬효율을 Table 6에 나타내었으며 팬효율  $\eta$ 는 식(3)과 같다.<sup>(5)</sup>

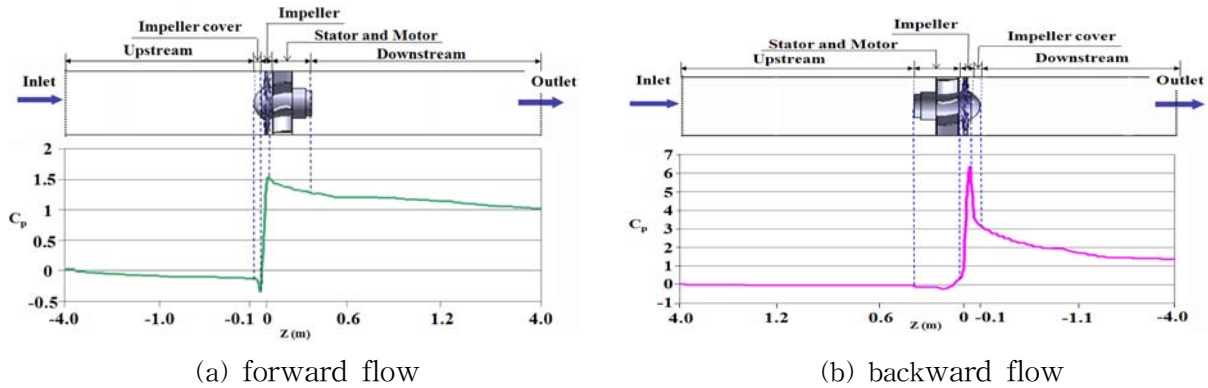
$$\eta = \frac{(P_{t,out} - P_{t,in})Q}{T\omega} \quad (3)$$

여기서,  $P_t$ 는 전압[Pa]을 의미하며 하첨자 *in*과 *out*은 각각 축류팬 입구와 출구를 나타낸다.  $Q$ 는 유량[m<sup>3</sup>/s]이며,  $T$ 와  $\omega$ 는 각각 토크[N·m]와 각속도[rad/s]이다. 수치해석 결과에서의 팬효율은 Chang<sup>(1)</sup>실험에서의 팬효율과 최대 25% 오차 가지는 것으로 나타났다. 팬효율의 오차는 풍량의 오차에 비해 다소 높으나 실험결과 및 수치해석 결과 모두 역풍 피치각에서의 팬효율이 송풍 피치각 대비 약 1/3 수준으로 감소하였으므로 운전모드 변경에 따른 전압효율변화의 경향은 유사함을 알 수 있었다.

팬효율 계산을 위한 식 (3)에서 입구의 전압  $P_{t,in}$ 은 대기압으로 일정하게 유지되므로 출구의 전압  $P_{t,out}$ 이 낮아질수록 팬효율이 감소하는 것을 알 수 있다. 따라서 입구에서 출구까지 각 위치에 따른 팬 내부에서의 전압변화 분석을 통해 효율저하의 주원인이 되는 구간을 파악할 수 있으며 이를 위해 무차원수인 전압계수 도입하였다. 전압계수  $C_p$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{P_t - P_{t,in}}{\frac{1}{2}\rho V_{in}^2} \quad (4)$$

여기서,  $P_t$ ,  $P_{t,in}$ ,  $V_{in}$ 는 각각 전압, 입구측의 전압, 입구면에서의 축방향 평균속도이다. 축방향 각 위치에서의 전압은 질량가중평균(mass weighted average)으로 계산하였으며 식은 다음과 같다.



(a) forward flow (b) backward flow  
Fig. 6 Total pressure coefficients along the axial direction.

$$P_t = \frac{\int P \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i|} \quad (5)$$

여기서,  $P_i$ ,  $\rho_i$ ,  $v_i$  및  $A_i$ 는 각각 격자면에서 전압, 밀도, 속도 그리고 단면적이다.

### 5.1 전압계수 변화

팬 내부를 여러 구간으로 구분한 후 각 구간 입출구에서의 전압계수의 변화량을 구하면 각 구간 내부에서의 유동이 효율저하에 미치는 영향을 정량적으로 평가할 수 있다. 구간 내에서 전압계수가 상승한 경우 유체가 유동력을 얻은 것을 의미하며, 전압계수가 감소한 경우 유체와 벽의 마찰, 유체의 점성 및 장애물에 의한 유체의 속도(크기와 방향)변화 등에 의해 전압손실이 발생한 것을 의미한다.

송풍운전 및 역풍운전시 입구에서 출구까지 각 위치에 따른 전압계수를 Fig. 6에 나타내었다. 역풍운전시 팬효율 저하의 주원인이 되는 구간을 찾기 위해 팬 내부를 상류구간(upstream), 임펠러 커버구간(impeller cover), 임펠러구간(impeller), 고정익과 모터구간(stator and motor), 및 하류구간(downstream)으로 구분하였다. 송풍운전시 각 구간에서의 전압계수 변화량은 상류구간 -0.12, 임펠러 커버구간 -0.20, 임펠러구간 1.72, 고정익과 모터구간 -0.26 그리고 하류구간은 -0.24이며, 역풍운전시 각 구간에서의 전압계수 변화량은 상류구간 -0.12, 고정익과 모터구간 -0.11, 임펠러 구간 6.53, 임펠러 커버구간 -3.24 그리고 하류구간 -1.66인 것으로 나타났다. 송풍 및 역풍운전시 전

압계수가 상승하는 임펠러 구간을 제외한 대부분의 구간에서 전압계수 감소량은 0.11에서 0.26사이의 값을 나타냈다. 그러나 역풍운전시 임펠러 커버구간 및 하류구간에서의 전압계수 감소량이 각각 -3.24 및 -1.66으로 전압계수가 급격히 감소하므로 이 구간에서 발생하는 유동특성으로 인해 역풍운전시 효율이 저하될 것으로 판단된다.

### 5.2 유동특성

역풍운전시 임펠러 커버구간 및 하류구간에서 전압계수의 감소가 발생한 원인을 분석하기 위해 송풍 및 역풍운전시 축류팬 내부의 속도벡터 분포를 Fig. 7(a) 및 Fig. 7(b)에 나타내었다. Fig. 7은  $r=0 \sim 0.25$  m,  $\theta=90^\circ$ ,  $z=-0.7 \sim 0.7$  m 단면에서의 속도벡터분포이다. 그림을 살펴보면 송풍 및 역풍운전시 하류구간에서 유동의 재순환이 발생하여 하류구간의  $r=0$  m 부근에 역류가 형성되었으며, 역풍운전시 발생하는 재순환영역의 크기가 송풍운전시 보다 크고 역류의 속도가 빠른 것을 알 수 있다. 또한 역풍운전시 속도벡터분포 Fig. 7(b)를 살펴보면 임펠러 커버구간 및 하류구간에서 발생한 재순환 유동에 의해 임펠러를 빠져나온 유체의 유동 단면적이 좁아져 송풍운전에 비해 유속이 빨라졌으며 유속의 방향이 팬 내부벽면 방향으로 향하는 것을 확인 할 수 있다.

관내 유동에서의 전압손실은 유동의 흐름을 방해하는 저항력들에 의해 발생되며, 그 중 유체의 점성에 의해 발생하는 저항력을 전단응력이라 한다. 뉴턴의 점성법칙에 따르면 유체내에서 발생하는  $z$ 방향 전단응력  $\tau_{rz}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

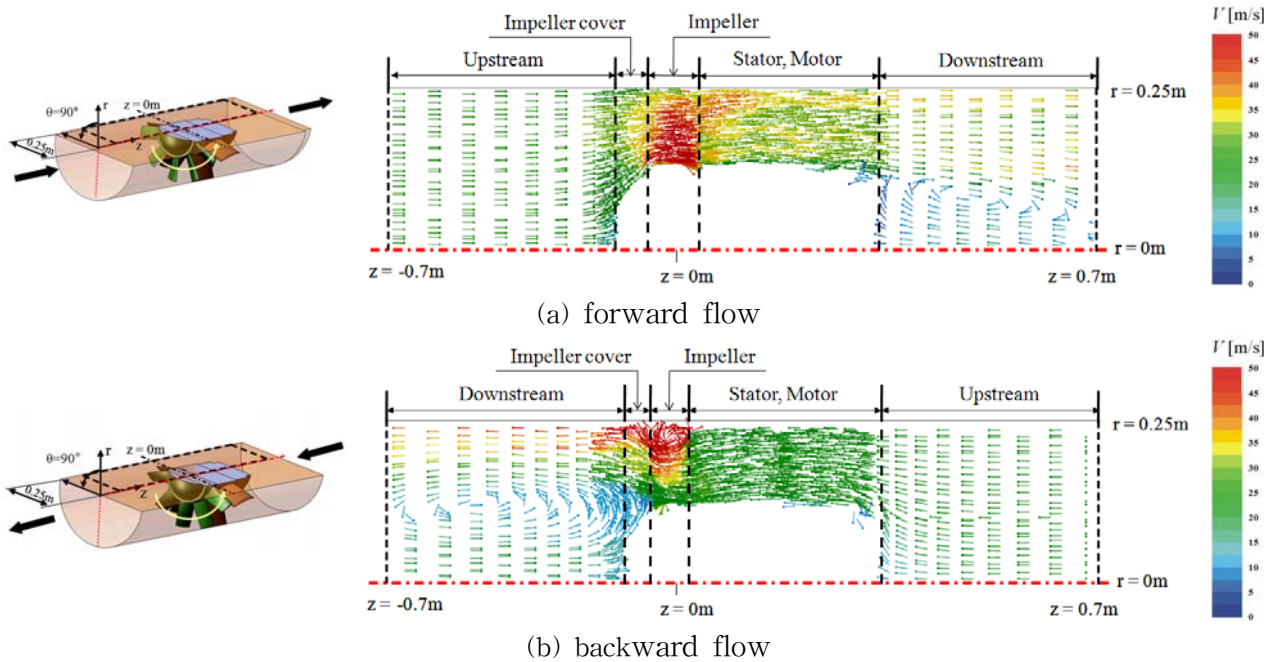


Fig. 7 Distributions of velocity vectors. ( $r=0\sim 0.25$  m,  $\Theta=90^\circ$ ,  $z=-0.7\sim 0.7$  m)

$$\tau_{rz} = \mu \frac{dv_z}{dr} \quad (6)$$

여기서,  $\mu$ ,  $v_z$  및  $r$ 은 각각 점성계수,  $z$ 방향 속도 및  $r$ 방향 위치를 나타낸다. 식 (6)에 따르면 반경 방향에서의 속도구배가 클수록 전단응력이 크게 작용하는 것을 알 수 있다. 즉, 반경방향의 속도구배가 클수록 전압손실이 크게 발생하는 것이다. 역풍운전시 발생하는 역류의 속도 및 벽근처에서의 속도가 송풍운전시 보다 빠르기 때문에 송풍운전에 비해 속도구배가 크다. 따라서 식 (6)에 나타난 전단응력에 의한 영향으로 전압손실이 발생되어 역풍 피치각에서 효율이 저하된 것으로 판단된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 M사의 송풍-역풍 겸용 축류팬을 모델로 하여 역풍시 선정된 피치각에 대한 효율저하 원인에 대하여 분석한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 전압계수 변화를 분석한 결과 역풍운전시 임펠러 커버구간 및 하류구간에서의 전압계수 감소량이 각각 -3.24 및 -1.66으로 전압계수가 급격히 감소하므로 이 구간에서 발생하는 유동특성으로 인해 효율이 저하될 것으로 판단된다.

(2) 역풍운전시 임펠러 커버구간 및 하류구간에서의 속도벡터분포를 분석한 결과 재순환 영역에 의해 송풍운전시 보다 점성에 의한 유동 저항력이 커져 효율이 저하된 것으로 판단된다.

## 참고문헌

1. Chang, T. S., 2008, An Experimental Study on Selection Pitch Angle on backward flow of an Axial Fan with Adjustable Pitch Angle Blades, Proceedings of the SAREK
2. Ryu, I. K., 2003, Airflow characteristics with impeller design and noise characteristics with arrangement of silencer in an axial turbo fan, Hanyang university, Seoul, Korea.
3. Patankar, S. V., 1980, Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New York.
4. Vavra, Michael H 1974, Aero-thermodynamics and flow in turbomachines, Robert E. Krieger, New York, pp. 107-119.
5. Fluent Inc., 2003, FLUENT 6.1 User's Guide, Lebanon.