

# 공기 터빈 및 노즐 설계에 따른 도장기기의 회전수 특성에 관한 연구

이 찬<sup>†1</sup>, 차 상원

<sup>1</sup> 우) 445-743 경기도 화성시 봉담읍 와우리 산 2-2  
수원대학교 기계공학과, 환경청정기술연구센터

(접수일자 : 2003. 10. 1 / 채택일자 : 2003. 11. 5)

## Study on the RPM Characteristics of Rotary Atomizer for Various Air Turbine and Nozzle Types

Chan Lee<sup>†1</sup>, SangWon Cha

<sup>1</sup> Dept. of Mechanical Eng., The Univ. of Suwon

Center for Environmental and Clean Technology, Suwon P.O.Box 77, Suwon, KOREA

### 요 약

회전형 도장기기의 핵심 부품인 공기 터빈 및 무화 디스크 설계를 위한 기본 설계개념 및 방법을 제시하였고, 이를 이용하여 도장기기를 설계, 제작하였다. 제작된 도장기기의 회전수 및 유량의 측정 결과는 전산유체역학적 해와 잘 일치하였다. 또한 공기 터빈 및 디스크 설계 사양에 따라 도장기기의 회전수가 현저히 변화됨을 알 수 있었고, 공기 터빈의 유로 기울기 20°, 노즐 수 2개일 때의 도장기기 성능이 가장 우수하였다.

**주제어** : 회전형 도장기기, 노즐, 터빈, 선상 무화, 전산 유체역학

**ABSTRACT** : Basic concepts and procedures for designing air turbine and atomizing disk, which require core technologies, of rotary atomizer were established. Experimental data agreed well with the computational fluid dynamics analysis results. The rotary atomizer RPM was varied remarkably for various air turbine and atomizing disk types. Experimentally, the atomizer with 20° slope-contraction and 2 nozzle air turbine has shown the most desirable performance.

**Key words**: Rotary painting equipment, Nozzle, Turbine, Ligament-type atomization, CFD

### 1. 서론

도장기술은 현대 산업사회의 모든 공업제품에 필수적인 기술로서, 제품의 기능적 측면뿐만 아니라 미관을 위해서도 제품 생산에 필수적이다. 도장기술이 모든 산업에 폭 넓게 사용되고 있음에도 불구하고, 도장기기 기술개발 노력은 국내외적으로 매우 미흡한 것이 현실이고, 대부분의 도장관련 업체들이 필요 기술을 경험에 의존하거나 부분적인 기술개발만을 통해 확보하고 있는 실정이다. 따라서 최근 환경문제와 결부되어 관심이 집중하고 있는 고효율 도장기기의 개발에 있어서도 도장 전문업체들이 효과적으로 대처하지 못하고 있다. 특히 기술기반이 더욱 취약한 국내업체의 경우, 이러한 고효율 및 고부가가치의 도장기기의 개발경험은 전무한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 고효율 도장기기의 설계개념을 정의하고, 핵심요소인 공기터빈의 설계 및 해석방법을 제시하였다, 또한 제작된 공기터빈 및 디스크의 기초실험을 수행함으로써 설계개념의 타당성을 검증하였다.

### 2. 도장기기 개발 설계 이론

#### 2.1 도장기기 Assembly의 개념설계

회전 무화형 도장기기는 무화기구인 디스크, 디스크의 구동수단인 공기 터빈, 디스크와 터빈이 연결된 회전축과 베어링, 그리고 외부 하우징 등으로 구성된다. 이러한 도장기기의 개발시 우선적으로 고려되어야 할 설계요구 조건은 도료의 효율적인 무화를 위한 회전수의 확보로서, 일반적으로 디스크를 무화기구로 사용하는 경우 무부하시 20,000~25,000 RPM 정도에서 회전수가 선정된다. 그러나 도장기기의 회전수는 터빈, 디스크, 회전축 및 베어링 등의 사양에 좌우되므로, 이러한 도장기기 구성요소들과 회전수와 상관관계를 알아볼 수 있는 개념설계 모델의 개발이 필요하다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 등속도의 회전을 하는 도장기기에 대해 다음과 같은 동력균형 관계식으로부터 개념설계 모델을 도출하였고 각 동력 성분

에 대한 모델은 다음과 같다:

$$\text{Actual fluid power} = \text{Disk friction power} + \text{Bearing friction} \\ \text{by turbine(A)} \quad \text{of disk and turbine(B)} \quad \text{power(C)} \quad (1)$$

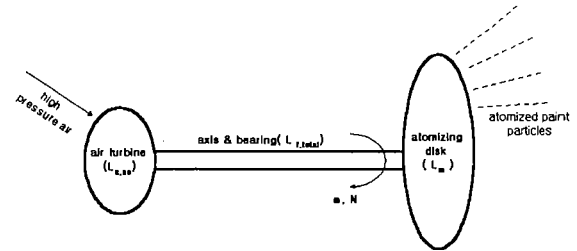


Fig. 1. Power balance of painting equipment.

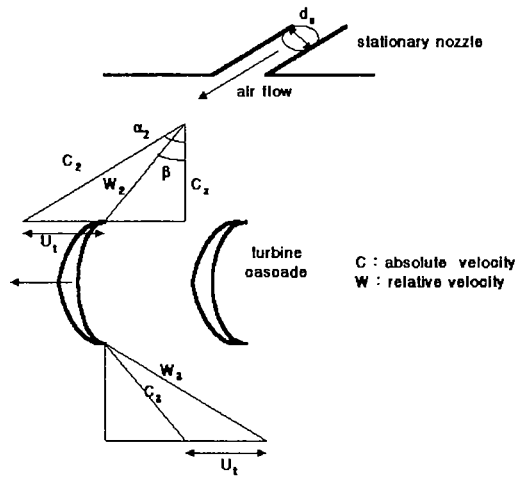


Fig. 2. Velocity triangle of air turbine.

공기터빈의 동력은 Fig. 2의 속도삼각형으로부터 구해진다. 도장기기 노즐커버의 노즐로부터 유입되는 공기는 충격형(impulse type) 터빈 cascade를 통과하면서 동력을 발생한다. 그러나 터빈을 통과하는 공기는 실제적으로는 터빈 cascade의 출구각으로 편차를 가지고 흐르며, 터빈 내부에서 압력손실이 수반되므로, 실제적인 터빈동력(  $L_{a,ac}$  )은 이론동력에 터빈효율(  $\eta_T$  )을 고려하여야 한다. 그러므로 실제 터빈동력은 (2) 식과 같이 정리할 수 있다[1].

$$\begin{aligned}
 L_{a,ac} &= \eta_T L_{a,ideal} = \eta_T 2m_{air} U_i C_x \tan \beta N_n \\
 &= 2\eta_T N_n m_{air} \left( \frac{\omega D_i}{2} \right) C_2 \cos a_2 \tan \beta \\
 &= 2\eta_T N_n m_{air} \left( \frac{\omega D_i}{2} \right) \left( \frac{m_{air}}{\frac{\pi}{4} d_n^2 \rho_2} \right) \cos a_2 \tan \beta \\
 &= 4\eta_T N_n m_{air}^2 \left( \frac{\omega D_i}{\pi d_n^2 \rho_2} \right) \cos a_2 \tan \beta
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

이때  $m_{air}$ 는 노즐을 통한 공기유량,  $U_i$ 는 터빈 회전속도,  $C_x$ 는 축방향속도,  $\beta$ 는 터빈의 설치각도,  $N_n$ 은 노즐의 개수를 나타낸다. 또한  $C_2$ ,  $a_2$ ,  $\rho_2$ 는 노즐출구의 유속, 각도, 밀도를,  $D_i$ ,  $d_n$ 은 터빈의 직경, 노즐의 관경을, 그리고  $\omega$ 는 도장기기의 회전각속도를 의미한다. 터빈효율( $\eta_T$ )는 Soderberg의 상관관계식 [1]을 이용하여 평가하였다.

터빈 및 디스크를 회전 원판으로 가정하여 Pfeleiderer의 경험식 [2]를 이용하면, 터빈 및 디스크와 주위 유체와의 마찰동력은 다음 식 (3)으로 표현된다.

$$\begin{aligned}
 L_{f,total} &= L_{f,turbine} + L_{f,disk} \\
 &= K_1 \rho_\infty U_i^3 D_i^2 + K_1 \rho_\infty U_d^3 D_d^2 \\
 &= \frac{K_1}{8} \rho_\infty \omega^3 (D_i^5 + D_d^5)
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

이때  $K_1$ 은  $0.88 \times 10^{-3}$  이고,  $\rho_\infty$ 는 주위 유체의 밀도이다. 또한  $U_d$ ,  $D_d$ 는 디스크의 회전속도 및 직경을 나타내며, 외부 하우징의 영향은 무시하였다.

회전축에 부착되는 베어링에 의해 발생하는 마찰동력은 다음과 같이 표현된다[2].

$$L_m = 9.8 f W U_a = 4.9 f W D_a \omega \tag{4}$$

이때  $W$ ,  $D_a$ 와  $U_a$ 는 회전차(터빈, 디스크)의 중량, 회전축의 직경과 원주속도를 나타낸다. 또한  $f$ 는 베어링의 마찰계수를 의미하며, 볼베어링의 경우 0.0015, 평판 베어링의 경우 0.005, 밧철 베어링의 경우 0.003의 값을 갖는다. 그러므로 (1) 식과 (2), (3) 및 (4) 식으로부터, 회전수는 다음과 같이 구해진다.

$$\omega = \left[ \frac{4 \eta_T m_{air}^2 N_n \frac{D_i}{\pi d_n^2 \rho_2} \cos a_2 \tan \beta - 4.9 f W D_a}{\frac{K_1}{8} \rho_\infty (D_i^5 + D_d^5)} \right]^{1/2} \tag{5}$$

## 2.2 공기 터빈의 설계 및 전산유체역학적 해석

(5) 식을 이용하여, 도장기기의 설계요구사항인 회전수에 부합되는 노즐의 관경( $d_n$ ), 각도( $a_2$ ) 및 개수( $N_n$ ) 그리고 터빈의 직경( $D_i$ ), 각도( $\beta$ ) 및 터빈유량( $m_{air}$ )을 결정할 수 있으며, 이러한 값들이 터빈의 기본설계사항들(Basic design specifications)이 된다.

노즐의 설계를 위해서는 주어진 터빈유량을 노즐로부터 터빈으로 유동시킬 때 노즐 내부에서 고압공기의 가속과정을 살펴보아야 하고, 최종적으로 노즐출구에서 유동이 질식(Choking)되는지 여부를 설계단계에서 검토하여야 한다. 즉 노즐출구에서의 질식을 방지하기 위해서는 노즐의 길이와 관경을 조절할 필요가 있으며, 이러한 노즐의 가속과정과 질식여부는 Fanno line을 따르는 압축성 유동해석 방법 [3]을 사용하여 확인하였다.

위에 기술한 공기터빈 개념설계 모델에 의거하여 수축-확대 단면(Converging-diverging cross section)의 유로를 갖는 터빈을 설계 하였다. 수축-확대 유로를 갖는 공기터빈의 설계는 노즐로부터 유입되는 공기의 유속, 방향 및 터빈 회전수를 고려하여, 터빈으로 유입되는 공기의 상대 유속 및 입사각(Incidence angle)이 터빈의 설치각도와 잘 일치하도록 설치각도 50°로 결정하였다. 도장기기 터빈은 제작의 편이상 50°각도의 입, 출구를 직선 camber line으로 대칭적으로 연결하여 설계하였고, 목 설계를 위해서는 유로의 단면적을 흐름방향에 따라 0°, 10°, 20° 기울기로 축소-확대되도록 3가지 형태의 터빈을 설계하였다[4]. 또한, 설계된 터빈 형상에 대해 좀더 엄밀한 전산유체역학적 해석(Computational fluid dynamics analysis)을 통해 [5], 터빈 표면에서의 유동박리(Flow separation) 및 충격파 형성 여부를 검토하여, 최종적인 터빈 형상 설계가 이루어졌다.

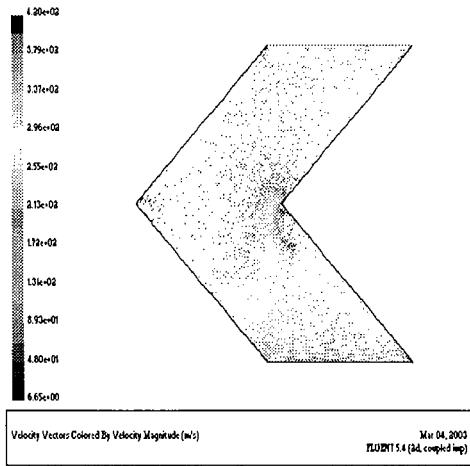


Fig.3 CFD result of turbine with 0° slope-contraction.

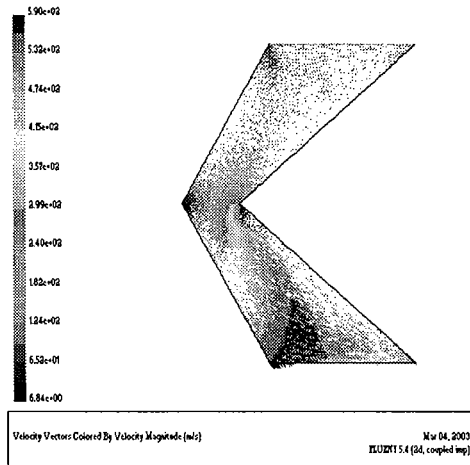


Fig.4 CFD result of turbine with 10° slope-contraction.

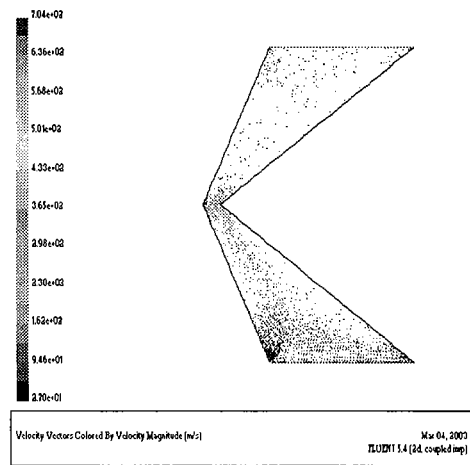


Fig.5 CFD result of turbine with 20° slope-contraction.

Figs. 3, 4 와 5 는 터빈 내부의 압축성 유동 현상에 대한 전산유체역학적 해석 결과들을 보여주고 있으며, 공기가 축소-확대 유로를 통과하며 압력이 감소하고 유속이 증가하는 팽창현상을 거침을 알 수 있다. 또한 그림에서 보여지듯이, 목 부위의 코너에서 유동박리 현상이 발견되나 매우 빠른 속도의 주 유동(Main stream)에 의해 유동박리 구간은 비교적 작게 유지되며, 이로 인해 터빈 성능에는 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다. 또한 터빈 목에서 충격파의 발생이 관찰되지 않았으므로, 터빈을 거치는 공기 유동은 설계점(60 LPM)에서는 질식현상을 거치지 않을 것으로 판단되며, 이외에도 유로의 설계에 있어서 20o의 기울기를 가지는 경우가 상대적으로 더 큰 팽창과정을 거치므로, 터빈을 회전시키는 토오크도 더 클 것으로 예상된다. 그리고 Soderberg의 상관관계식에 의하면 터빈의 효율은 82%로 평가되었다.

### 3. 도장기기의 기초 실험

터빈 및 디스크의 최적의 설계사양을 선정하기 위하여 위에서 기술한 설계방법에 따라 여러 종류의 핵심 부품들을 제작하였다. 즉, 공기터빈 노즐의 직경은 2, 2.5mm, 노즐의 수는 2, 4개 그리고 0, 10, 20°의 유로 기울기를 갖는 수축-확대 터빈을 제작하여 각각의 회전수 성능을 실험하였다. 한편 무화디스크 크기의 성능을 평가하기 위하여 8, 10, 12cm의 직경의 디스크를 제작하였다. Fig. 6 은 원주방향으로 28개의 유로를 갖는 수축-확대 공기터빈 형상을 보여주고 있다.

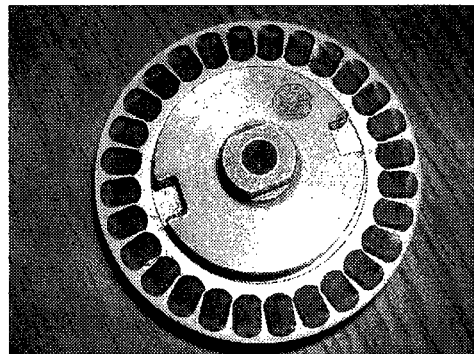


Fig. 6. Converging-diverging cross section type air turbine.

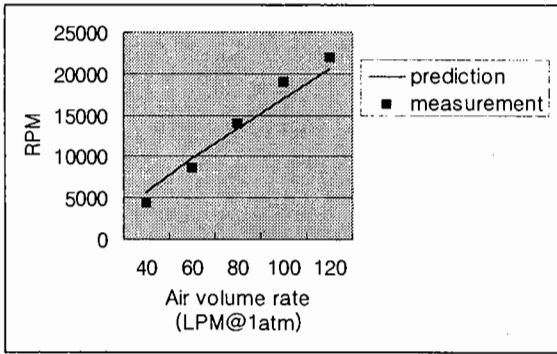


Fig.7 Painting equipment RPM vs air volume.

노즐에서의 질식 여부를 확인하기 위한 실험은 공기량 60 LPM(1atm 기준), 6기압 상태에서 수행하였으며 이 때의 질량유량은 2.89 g/s이었다. 그러나 노즐출구에서의 질식유량은 3.96 g/s이므로, 도장기기는 질식상태에 도달하지 않은 것으로 판단되었다. Fig 7은 본 방법에 의한 예측결과와 실제 회전수 측정결과간의 비교를 보여주고 있으며, 본 방법이 매우 정확함을 보여준다.

위에서 언급한 설계방법에 의거하여 제작한 여러 종류의 축소-확대 유로를 갖는 공기터빈, 노즐 및 디스크의 성능을 평가하기 위하여 무부하시의 회전수를 stroboscope로 측정하였다. 측정 결과, Table 1에서 볼 수 있듯이 유로 단면적의 기울기가 0°인 공기터빈은 10° 및 20°기울기를 갖는 공기터빈에 비하여 동일유량에서의 회전수가 훨씬 낮으며, 20°기울기 터빈의 무부하 회전수가 가장 높은 것을 알 수 있었다. 한편 노즐의 수를 2개로 가공하였을 때의 특성이 4개의 노즐을 갖는 터빈에 비하여 성능이 우수함을 확인할 수 있었다. 이러한 현상은 동일한 터빈유입 공기량에 대해, 2개의 노즐의 경우 4개의 노즐에 비해 터빈으로 유입되는 공기의 속도가 증가되고 이에 비례하여 터빈의 토크도 상대적으로 증가되므로, 동일한 유량을 2개의 노즐로 터빈에 분사시키는 것이 터빈의 효율을 다소 감소시키나[6], 결과적으로 터빈의 회전수 증대에는 2개의 노즐이 더욱 효과적인 것으로 판단된다. 또한 모든 실험조건에서 질식(choking) 현상은 나타나지 않았으며, 따라서 터빈유로의 단면적 기울기는 20°, 노즐의 수 2개를 최적의 설계기준으로 하였다.

Table 1. Disk RPM for various design specifications using converging-diverging type air turbine

터빈 유로 기울기(°)	노즐 수 (개)	디스크 직경 (cm)	회전수(RPM)					
			최대		중간		최소	
			유량 (LPM)	회전수 (RPM)	유량 (LPM)	회전수 (RPM)	유량 (LPM)	회전수 (RPM)
0	2	12	90	15,830	50	9,100	30	2,450
		10	90	18,200	50	12,100	30	8,380
		8	90	23,600	50	12,860	30	10,300
	4	12	130	12,500	90	9,010	50	3,050
		10	130	19,550	90	12,300	50	3,370
		8	130	23,930	90	16,250	50	4,290
10	2	12	90	18,430	50	8,900	30	6,670
		10	90	22,730	50	9,770	30	7,240
		8	90	35,210	50	16,880	30	10,460
	4	12	130	12,920	90	8,050	50	3,590
		10	130	19,360	90	13,050	50	4,220
		8	130	25,080	90	17,150	50	4,870
20	2	12	90	16,080	50	9,650	30	7,150
		10	90	26,110	50	13,900	30	10,320
		8	90	36,120	50	17,420	30	13,220
	4	12	130	12,680	90	10,030	50	3,280
		10	130	21,580	90	13,920	50	4,580
		8	130	28,230	90	17,150	50	6,050

#### 4. 결 론

도장기기의 터빈 및 디스크 설계를 위한 기본 설계 개념 및 방법을 제시하였고, 본 방법을 이용하여 터빈 및 디스크의 형상을 설계하였다. 또한 설계된 터빈 형상들에 대해 전산유체역학적 방법을 이용하여 터빈 내부 유동 특성을 검토하였다. 본 방법에 의해 설계, 해석된 결과들이 실제 터빈의 회전수 및 유량 측정 결과와 잘 일치하였고, 도장기기의 터빈 및 디스크 설계 사양에 따라 도장기기의 회전수가 12,000-36,000 RPM 범위에서 매우 현저히 변화됨을

알 수 있었다. 또한 도장기기의 전 유량 범위에 대해서 노즐 및 터빈의 최적 설계 조합이 존재함을 알 수 있었다.

### 감사의 글

본 연구는 국가청정생산지원센터의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사의 뜻을 표합니다.

### Nomenclature

C : flow velocity[ m/s ]  
 D : diameter[ m ]  
 dn : nozzle diameter[ m ]  
 f : friction factor  
 La : power[ watt ]  
 mair : air flow rate[ kg/s ]  
 Nn : number of nozzles  
 Ut : rotational speed at turbine tip[ m/s ]  
 W : weight[ kg ]  
 $\alpha$  : absolute flow angle[ deg ]  
 $\beta$  : relative flow angle[ deg ]  
 $\rho$  : density[ kg/m<sup>3</sup> ]  
 $\omega$  : angular frequency of turbine[ sec<sup>-1</sup> ]  
 $\eta$  : turbine efficiency

### subscript

a : axis  
 ac : actual  
 d : disk  
 id : ideal  
 m : mechanical loss  
 t : turbine  
 x : axial flow  
 $\infty$  : ambient  
 2 : turbine exit

### 참고문헌

- [1] Dixon, S. L. : "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", 3rd edn, Pergamon Press(1978)
- [2] 하재현, 박선종 : "유체기계", 문운당(1998)
- [3] Sadd, M. A. : "Compressible Flow Flow", Prentice-Hall Inc.(1985)
- [4] Lewis, R. I. : "Turbomachinery Performance Analysis", ARNOLD(1996)
- [5] FLUENT v5.3 manual, FLUENT Inc.(1999)
- [6] Balje, O.E. : "Turbomachines, A Guide to Design, Selection and Theory", John Wiley & Sons(1981)