

P-기법을 이용한 터보분자펌프 로터의 구조해석 및 형상최적설계[§]

원보름* · 정해영** · 한정삼*†

* 안동대학교 기계설계공학과, ** (주)대주기계 유체기계기술연구소

Structural Analysis and Shape Optimization for Rotor of Turbomolecular Pump Using P-Method

Bo Reum Won*, Hae Young Jung** and Jeong Sam Han*†

* Dept. of Mechanical Design Engineering, Andong Nat'l Univ.,

** Fluid Machinery Technology & Research Center, DAE JOO Inc.

(Received December 28, 2012 ; Revised August 15, 2013 ; Accepted August 20, 2013)

Key Words: Turbomolecular Pump(터보분자펌프), P-method(P-기법), Rotor Blade(로터 블레이드), Structural Analysis(구조해석), Optimum Design(최적설계)

초록: 터보분자펌프는 회전하는 로터 블레이드의 고속회전을 통해 진공을 생성하는 고진공, 고정정 펌프로 로터의 고속회전에 따른 구조적 안전성이 우선 평가되어야 한다. 본 논문에서는 터보분자펌프의 배기성능 및 구조적 안전성에 영향을 미치는 인자 중에서 블레이드 각도, 길이, 블레이드가 시작되는 부분의 라운드 크기, 회전속도를 선정하여 그들의 변화에 대한 변위 및 응력 응답을 관찰하는 민감도 평가 및 최적설계를 수행하였다. 일반적인 유한요소해석기법인 H-기법이 아닌 형상요소해석기법인 P-기법을 사용함으로써 복잡한 형상의 유한요소생성 모델링 시간을 단축시켜 해석의 효율성을 높일 수 있었다.

Abstract: In recent times, turbomolecular pumps (TMPs) have been used frequently to generate and maintain high and clean vacuum. Because of the high-speed rotation of the rotor, its structural safety should be treated as the first design concern. This paper presents the structural analysis and optimization of rotor blades of a TMP. To increase the numerical efficiency in the finite element modeling and analysis, the P-method provided in Pro/ENGINEER was used for simulation. The structural responses for several types of rotor blades were investigated, and the effects of the blade angle, blade length, and round size are thoroughly studied for each type of TMP blade. In addition, structural optimization to reduce and even the maximum stress at each stage of the TMP by changing the size of rounds between the blade and the hub was performed very successfully by using the P-method.

1. 서론

터보분자펌프(turbomolecular pump, 이하 TMP)는 고속으로 회전하는 로터 블레이드에 가스 분자가 부딪히면서 운동량을 전달받아 이 분자들이 일정한 방향으로 이동되는 배기원리를 가진 진공펌프이다. 기름을 쓰지 않는 건식펌프이므로 깨끗한 진공을 생성할 수 있다는 장점과 고진공을 생성한다는 특징이 있다. 이러한 특성상 반도체, 디스플레이

레이 산업 및 우주항공산업 등과 같이 시장이 지속적으로 성장하고 있거나 발전 가능성이 많은 산업분야에 많이 사용되고 있으며, 그 수요가 늘어나고 있어 국내에서도 고진공 펌프의 국산화를 목적으로 일부 연구가 진행되고 있다.^(1,2)

TMP는 1957년 Backer에 의해 개발되었으며 출시된 이후로 초고진공 분야에서 많은 인기를 끌었다.⁽³⁾ 최근에도 TMP가 가지는 장점으로 인하여 많은 연구가 진행되고 있으나 주로 배기성능 향상을 위한 성능해석 및 실험 또는 자기베어링 제어 기술에 관한 연구들이다.^(1,4-6) TMP의 구조적 안전성 측면에 관한 연구로, 이우영 등⁽⁷⁾은 TMP의 구조 안정성을 위해 요구되는 해석들을 정리 하고 경계조건을 단순히 가정하여 일부 해석을 수행하였다.

§ 이 논문은 대한기계학회 2012년도 추계학술대회(2012.

11. 7.-9., CECEO) 발표논문임

† Corresponding Author, jshan@anu.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

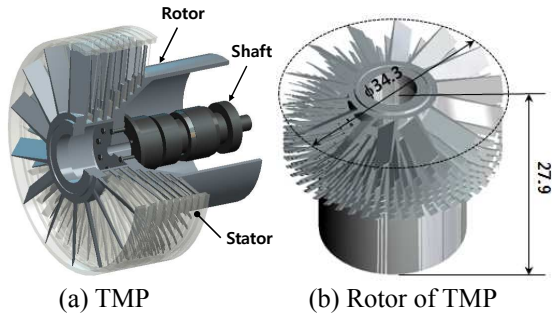


Fig. 1 Parametric model of TMP (unit: mm)

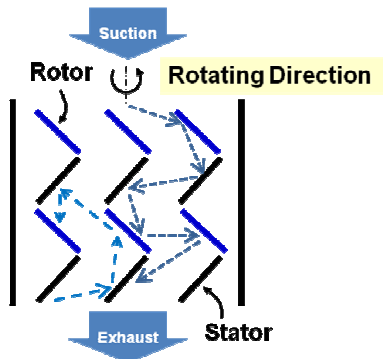


Fig. 2 Arrangement of rotor and stators and the exhaust path of gas in TMP⁽¹²⁾

한정삼⁽⁸⁾은 TMP의 축대칭 부분 이외의 블레이드는 집중질량으로 모델링 하여 회전체 동해석의 일환으로 캠벨선도를 위한 해석을 수행하였다. Chiang 등⁽⁹⁾은 그들이 제안한 방법과 ANSYS를 사용하여 고유진동수 예측, 위험속도 선도 생성 및 베어링 강성 예측을 위한 회전체 동역학 해석을 수행하였다. 그들의 방법에는 2D 모델이 사용되었으며 ANSYS에는 3D 모델이 사용되었으나 실험결과와 비교했을 때 그들이 제안한 방법이 비교적 정확하다는 결과를 얻었다. Iqbal 등⁽¹⁰⁾은 TMP 로터 블레이드의 변위 감소를 위해 블레이드 형상 및 재질을 변경하여 원심력 및 압력 가정 하의 구조해석을 수행하여 변위가 감소된 모델을 얻었다.

본 논문은 이미 개발되어 사용되고 있는 TMP 모델에 대해 성능 개선 및 구조 안전성 향상을 위해 구조해석 및 최적설계를 수행하였다.

먼저 블레이드 형상에 따라 모델을 크게 두 가지로 나누어 설계변수 변화에 따른 구조해석을 수행하였다. 이 때 설계변수는 배기성능 및 구조응답에 영향을 미치는 요소들로 선정하였다.^(1,2,11) 그 결과를 바탕으로 구조적 안전성이 더욱 우수한 모델을 선택하여 최적설계를 수행함으로써 구조적으로 안전한 로터 블레이드 형상을 제시하고자 하였다.

본 TMP 모델에 대한 회전체 동역학 해석 부분

Table 1 Material properties of AL-2024-T6

E (GPa)	ν	σ_Y (MPa)	σ_{UTS} (MPa)
72.4	0.33	315	415

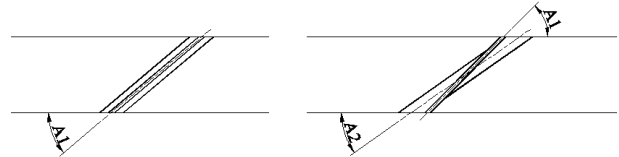


Fig. 3 Blade types according to the shape of blade

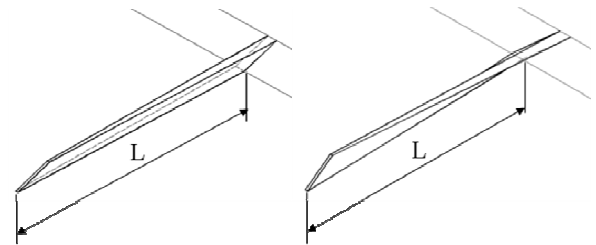


Fig. 4 Definition of length of blades

은 저자의 다른 논문⁽⁸⁾을 참고하여 본 논문에서는 고려하지 않았다.

2. TMP의 구조해석 및 최적설계

2.1 TMP의 작동원리

TMP의 구조체는 고정되어 있는 블레이드인 스테이터(stator)와 접촉하지 않은 상태에서 고속으로 회전하는 블레이드인 로터(rotor), 그리고 축(shaft)으로 구성되어있다(Fig. 1 참고).

가스의 배기 방법은 Fig. 2와 같이 가스 분자가 로터 블레이드에 부딪히면 분자의 운동 방향과 로터 블레이드 면과의 벡터 합 방향으로 속력을 얻게 되어 일정 방향으로 분자들의 이동이 일어나게 되며 이러한 과정이 반복되면서 배기가 이루어진다. 윗 방향으로 역류하는 분자들은 Fig. 2와 같이 반사되어 배기된다. 스테이터의 역할은 로터 뒤의 편향된 속도 분포를 방향성이 없게 함으로써 다음 단의 회전자가 제 기능을 할 수 있도록 하는 것이며 이것 자체의 펌핑효과는 없다.⁽¹²⁻¹⁴⁾

2.2 설계변수 및 작동변수의 정의

본 논문에서 고려한 TMP 모델의 로터 전장은 지름 34.3 mm, 높이 27.9 mm이다. 재질은 알루미늄 합금 AL-2024-T6이 사용되었으며, 재료 물성치는 Table 1에 나타내었다. 한 개의 원통형 재료로

Table 2 Initial values for design parameters

Stage	A ₁	A ₂	L	R	Ω
	Angle (°)	Angle (°)	Length (mm)	Round (mm)	Rotational Speed (RPM)
1	40	35	101.5	3	22,000
2	45	40	96.5	2	
3	41.5	36.5	84.5	1	
4	35	30	69.7	1	
5	35	30	57.1	1	
6	31.5	26.5	53.9	1	
7	27.5	22.5	50.2	1	
8	27.5	22.5	50.2	1	

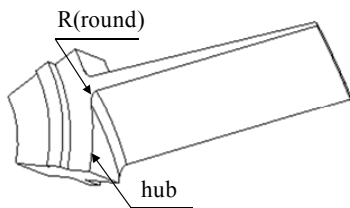


Fig. 5 Position of round and hub

부터 일체형으로 가공되며, 8개의 단(stage)에 원주 방향으로 14~70개의 블레이드가 배열되어 있다. 본 TMP 모델의 정격 속도는 22,000 RPM 이다.

로터 블레이드의 형상에 따른 구조적 안전성의 비교를 위해 먼저 블레이드 형상을 flat형 및 twist형의 두 가지 모델로 크게 구분하여 구조해석을 수행하였다. flat형 모델은 블레이드의 면이 틀어지지 않는 평평한 형태의 블레이드이다. twist형 모델은 블레이드의 면이 일정 각도로 틀어져서 전체 형상이 파배기처럼 뒤틀어져 있는 형태의 블레이드이다. (Fig. 3~4 참고)

2.1절에서 언급하였듯이 TMP 블레이드는 일정 방향으로 분자들의 이동이 일어나게 하는 것이 목적이므로 블레이드 단면형상은 flat한 형상이 선택되었다. 일반적으로도 TMP에는 flat형 블레이드가 사용된다.⁽¹⁵⁾

설계변수는 TMP의 배기성능 및 구조적 안전성에 영향을 끼치는 형상 및 치수 변수들로 블레이드 각도와 길이, 블레이드가 시작되는 부분의 라운드 크기를 선정하였다.(Fig. 3~5 참고) 작동변수는 TMP 로터의 회전수이다.

설계변수 및 작동변수의 초기 값은 Table 2에 나타내었으며 초기 모델을 기준으로 설계변수 및 작동변수를 변화시켜 민감도 해석을 수행하였다. 각 경우의 변수 값은 Table 3에 표시하였다. 예를 들면 case 2는 flat형 모델의 초기 모델에서 블레이드 각도를 A₁에서 5° 감소시킨 모델을 의미한다. 이러한 변수의 증감에 따른 총 26 개의 경우에 대해

Table 3 Analysis cases by variation of design parameters

Case	Design Parameters					Model
	A ₁ (°)	A ₂	L	R	Ω	
1	Initial	Initial	Initial	Initial	22,000	Flat
2	A ₁ - 5	Initial	Initial	Initial	22,000	
3	A ₁ + 5	Initial	Initial	Initial	22,000	
4	A ₁ + 10	Initial	Initial	Initial	22,000	
5	Initial	Initial	Initial	R - 0.2	22,000	
6	Initial	Initial	Initial	R + 0.2	22,000	
7	Initial	Initial	Initial	R + 0.4	22,000	
8	Initial	Initial	Initial	Initial	22,000	
9	Initial	A ₂ - 3	Initial	Initial	22,000	Twist
10	Initial	A ₂ + 3	Initial	Initial	22,000	
11	Initial	A ₂ + 6	Initial	Initial	22,000	
12	Initial	Initial	Initial	R - 0.2	22,000	
13	Initial	Initial	Initial	R + 0.2	22,000	
14	Initial	Initial	Initial	R + 0.4	22,000	
15/16	Initial	Initial	L - 10	Initial	22,000	Flat / Twist
17/18	Initial	Initial	L - 5	Initial	22,000	
19/20	Initial	Initial	L + 5	Initial	22,000	
21/22	Initial	Initial	L + 10	Initial	22,000	
23/24	Initial	Initial	Initial	Initial	20,000	
25/26	Initial	Initial	Initial	Initial	24,000	

구조해석이 고려되었다. (Fig. 3 참고)

Flat 형 모델은 각도(A₁) 변화시 블레이드 시작면의 각도와 바깥면의 각도가 모두 변하므로 각도가 작아질수록 블레이드가 뒤틀어지고 각도가 커질수록 수직에 가까워진다. twist 형 모델은 블레이드의 시작면의 각도(A₂)만 변하기 때문에 각도 변화가 클수록 블레이드의 뒤틀림이 커지게 된다. (Fig. 4 참고)

첫 번째 설계 변수인 블레이드 각도는 TMP의 성능지표인 배기속도와 압축비에 모두 영향을 끼치는 부분으로 흡기구에 가까운 블레이드 각도는 비교적 크게 해서 배기속도를 높이고 배기구 쪽의 블레이드 각도는 줄여서 압축비를 높이는 것이 일반적이다.^(14,16) 본 논문에 고려된 모델은 이러한 설계 기준을 충족시키도록 결정하였다.

두 번째 설계 변수인 블레이드 길이는 펌프의 안정성과 관련이 있다. 각 단에서의 선속도는 일정한 것이 아니라 반경방향 거리에 따라 증가하기 때문에 각 단에서의 안정된 펌핑을 위해서는 블레이드의 길이를 너무 길게 해서는 안되며 후단으로 갈수록 길이는 제한된다.⁽¹⁴⁾

배기성능 측면에서는 블레이드의 길이를 증가시

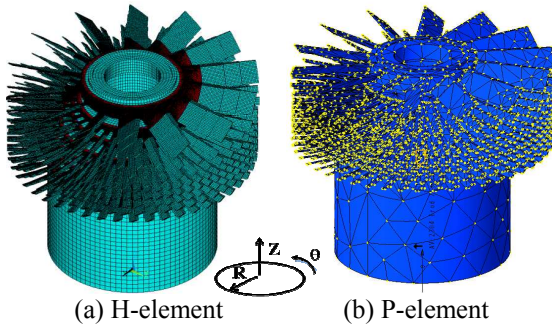


Fig. 6 Comparison between two types of finite element modeling for TMP

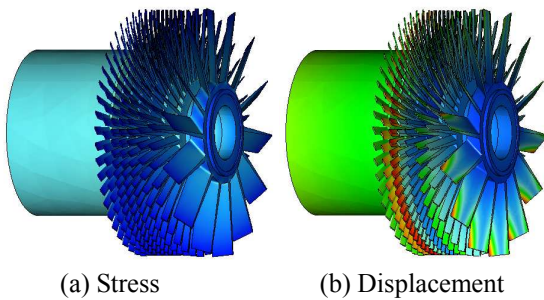


Fig. 7 Analysis results

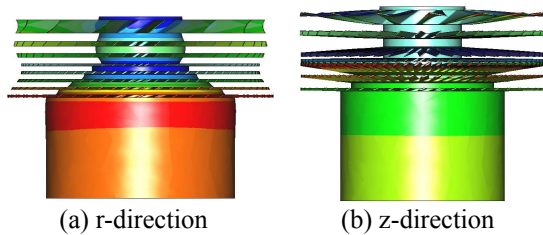


Fig. 8 Maximum displacement for the deformed model

키면 배기속도는 증가하지만 압축비는 줄어는 것으로 알려져 있으므로 흡기구 측에서는 블레이드의 길이가 길도록 배기구 측에서는 블레이드의 길이가 짧도록 설계하는 것이 바람직하다.⁽¹⁶⁾ 본 논문에서 고려된 모델도 역시 이러한 기준을 충족시키고 있다.

세 번째 설계 변수는 블레이드 시작점에서의 라운드 크기이다. 일반적으로 TMP의 경우 Fig. 5와 같이 로터 블레이드의 시작 부분 즉, 블레이드와 허브가 만나는 라운드 부분에서 최대응력이 발생하기 때문에 구조적 안정성을 높이려면 라운드를 삽입하거나 라운드를 더 크게 하는 것이 바람직하며 또한 라운드 크기는 배기성능에 거의 영향을 미치지 않으므로 구조적 성능을 향상을 위한 설계 변수로 선정하였다.⁽¹⁷⁾

회전속도는 배기성능에 영향을 미치며 작동 환경에서 결정되는 것임으로 작동변수로 분류하고 회전속도의 변화에 따른 변위 및 응력 응답을 확

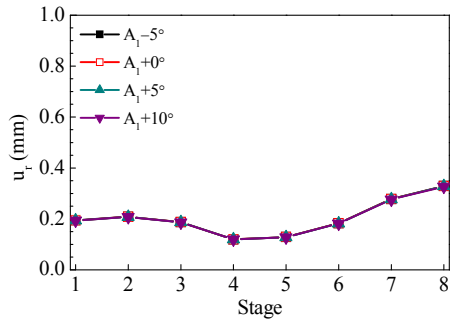
인하였다.

3. P-기법을 이용한 구조해석

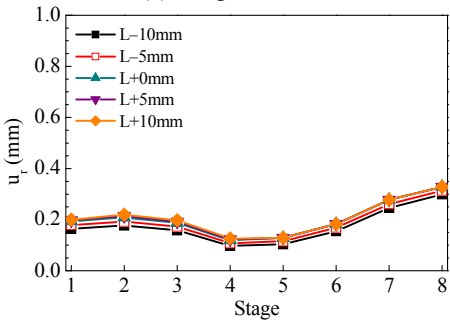
TMP 로터의 구조에서 블레이드와 허브 연결 부분의 라운드는 응력 감소를 위해 매우 중요한 부분이며 이를 정확하고 효과적으로 유한요소모델링 하는 것이 필요하다. 본 논문에서는 이를 위하여 먼저 H- 및 P- 기법을 이용한 유한요소모델링을 비교하였다. 라그랑주 다항식(Lagrange polynomial)을 보간함수로 사용하는 H-요소를 사용할 경우, 요소의 다항식의 차수가 최대 3 차로 고정(솔리드 요소의 경우 2 차)되어 있으므로 해석의 정확도가 요구되는 부위의 요소 크기를 줄여 해를 수렴시킨다. 따라서, H-요소를 이용하여 메쉬를 할 경우에 라운드 부분에서 요소의 크기를 매우 작게 생성해야 한다. 본 TMP 모델의 경우, 각 단의 라운드 부분의 요소를 최소 2 개에서 최대 16 개로 이산화시켜 그 크기를 줄였으나 응력 값이 수렴하지 않았으며 해를 수렴시키기 위해 요소를 더 작게 이산화하는 과정에서 오류가 발생하였으므로 H-요소는 본 모델링에 적합한 요소가 아니라고 판단하였다.

P-요소는 이러한 경우에 유리한 방법으로 르장드르 다항식(Legendre polynomial)을 보간함수로 사용하며 르장드르 다항식의 차수 P 가 무한대에 접근하면서 정해에 수렴하는 방식이다. 일반적으로 P=1 에서 10 까지 사용한다.⁽¹⁸⁾ 즉, H-요소와 달리 생성된 단 한 번의 메쉬로 요소의 차수를 늘리면서 수렴을 달성하므로 관심 있는 문제에 관해서 H-요소로는 불가능한 빠른 수렴률을 달성할 수 있다는 장점을 갖는다.⁽¹⁹⁾ 따라서, 구조물의 곡선에 대한 형상을 비교적 잘 묘사할 수 있으므로 본 논문에서 고려된 모델에 적합한 요소로 판단되어 P-요소를 사용하여 구조해석 및 최적설계를 수행하였다. 이 때, 상용 소프트웨어인 Pro/ENGINEER 를 사용하였으며 이 소프트웨어는 르장드르 다항식의 차수를 최대 9 차까지 제공하고 있다.⁽²⁰⁾ Fig. 6 은 H-요소와 P-요소로 각각 모델링된 TMP 로터를 나타낸다.

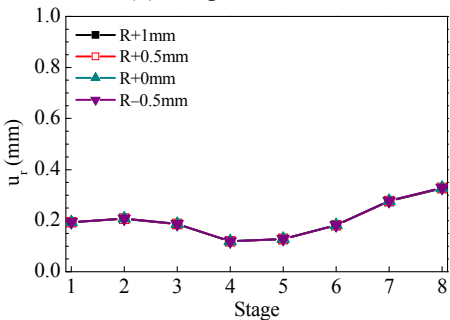
TMP의 구조적 안전성 평가에는 일반적으로 원심력과 열하중이 고려되며⁽¹²⁾ 본 논문에서는 원심력에 대한 영향을 주로 고려하였다. TMP 내부의 유동현상은 주로 배기속도 및 압축비 등의 배기성능 향상을 위해 고려된다. 본 논문에서 고려된 TMP의 경우, 흡기구와 배기구의 압력은 각각 9.4 Pa, 120 Pa으로 흡기구에서 배기구까지 압력이 선형적으로 변한다는 가정을 하여 구조해석을 수행한 결



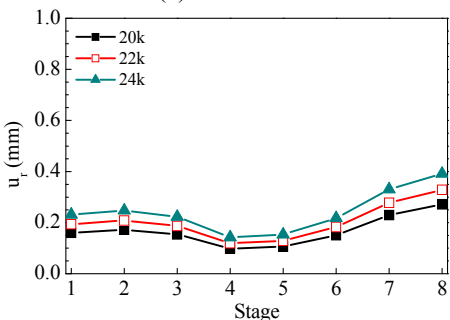
(a) Angle of blades



(b) Length of blades



(c) Round size

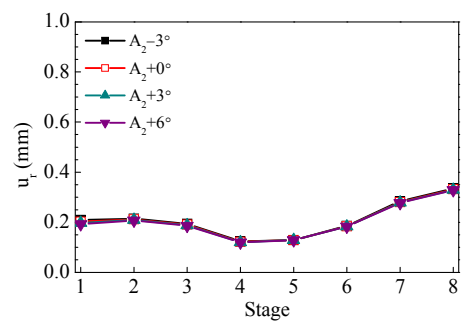


(d) Rotational speed

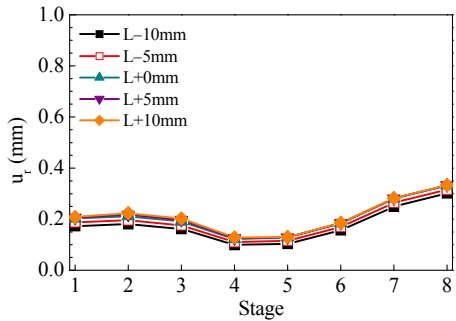
Fig. 9 Maximum displacement in the r-directions for the flat model

과, 이러한 내부 압력이 구조에 미치는 영향이 매우 미비한 것으로 확인되었으므로 유동하중은 특별히 고려하지 않았다.

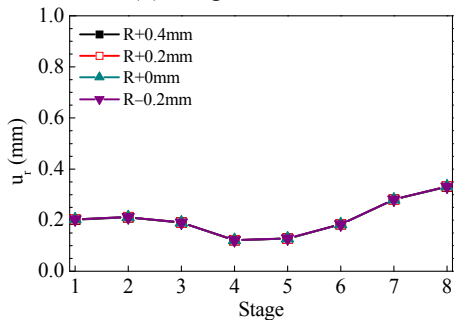
따라서, 하중조건은 정격작동속도인 22,000 RPM 하에서 원심력으로 부여하였다. 경계조건은 원통 좌표계상에서 로터가 축과 연결되는 부분의 r, θ , z 의 모든 방향 자유도를 구속 하였다.(Fig. 6 참고)



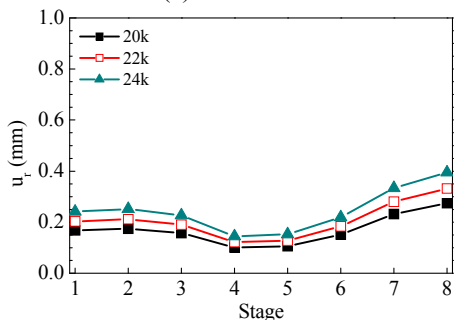
(a) Angle of blades



(b) Length of blades



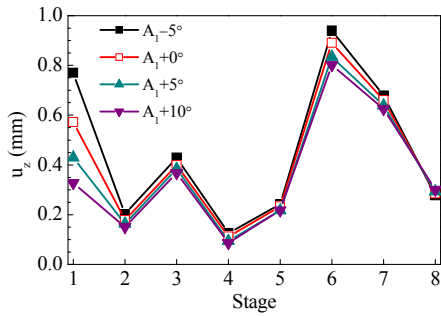
(c) Round size



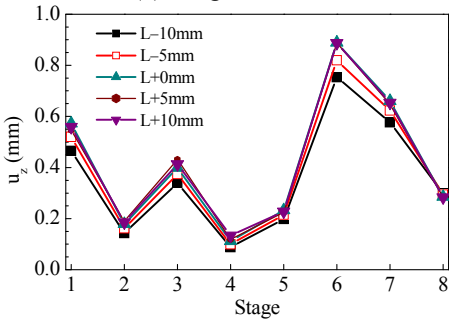
(d) Rotational speed

Fig. 10 Maximum displacement in the r-directions for the twist model

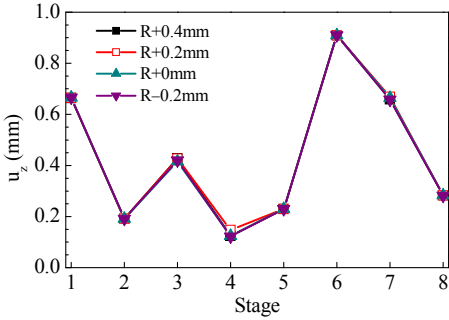
구조해석은 Table 3 의 각 경우에 대하여 수행하였으며 이때, Pro/ENGINEER 에서 제공하는 Global Sensitivity 해석을 이용하였다. Global Sensitivity 해석은 설계변수의 구간에서 설계변수의 증감에 따른 구조응답의 경향을 분석할 수 있도록 지정된 설계변수를 지속적으로 변경하여 해석이 자동으로 수행되도록 하는 효율적인 방법이다.



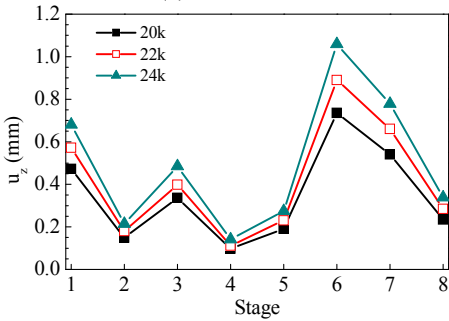
(a) Anlge of blades



(b) Length of blades



(c) Round size



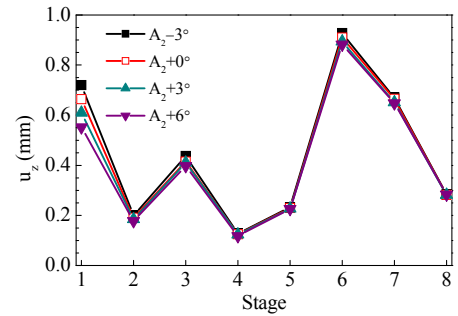
(d) Rotational speed

Fig. 11 Maximum displacement in the z-direction for the flat model

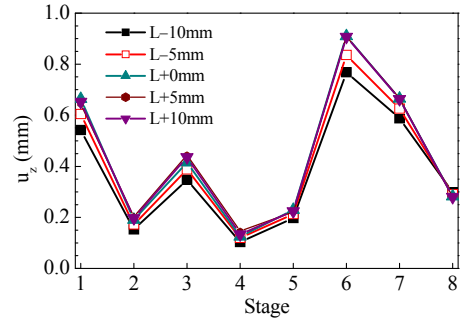
Flat 형 및 twist 형 모델에 대하여 설계변수가 변화함에 따른 변위 및 응력 등의 구조응답 특성을 비교해 보았다. 초기모델에 대한 변위 및 응력 양상은 Fig. 7 과 같다.

3.1 변위 해석 결과

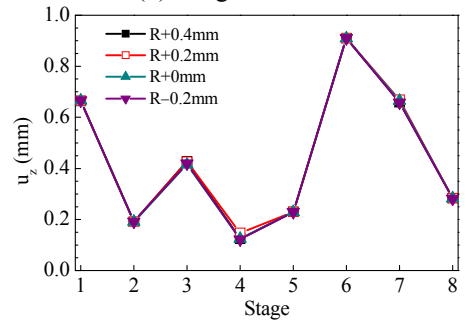
일반적으로 TMP 의 로터 설계시 고려되는 변위



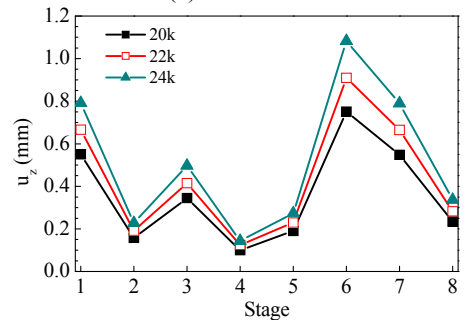
(a) Anlge of blades



(b) Length of blades



(c) Round size

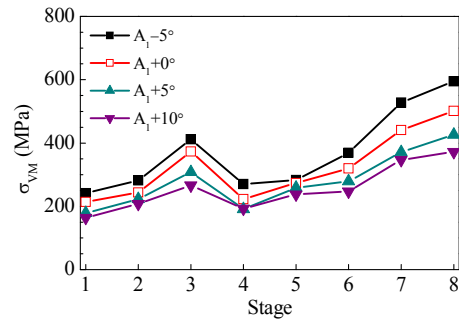


(d) Rotational speed

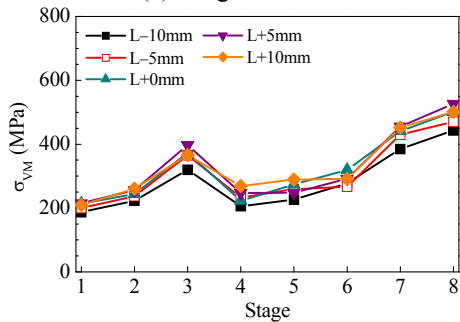
Fig. 12 Maximum displacement in the z-direction for the twist model

는 로터의 끝과 벽과의 반경방향 간격(반경 방향), 로터와 고정자와 간의 간격(축 방향)이므로 본 논문에서는 이 두 방향의 변위만 고려하였다. (Fig. 6 및 8 참고)

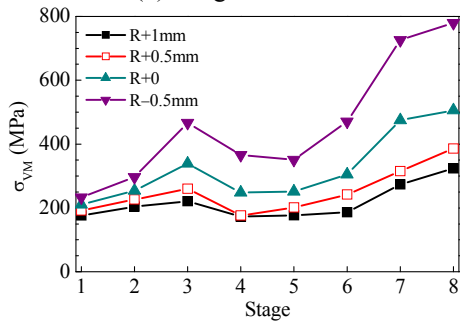
Fig. 9 ~ 10 은 flat 형과 twist 형 모델에 대한 각 단별 반경 방향 최대변위를 나타낸다. Flat 형과



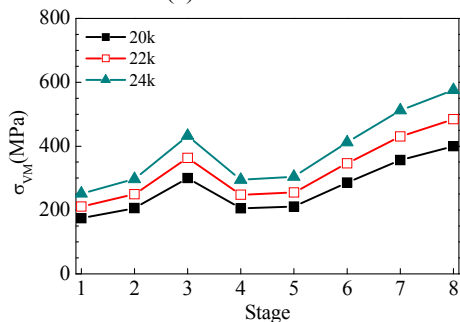
(a) Angle of blades



(b) Length of blades

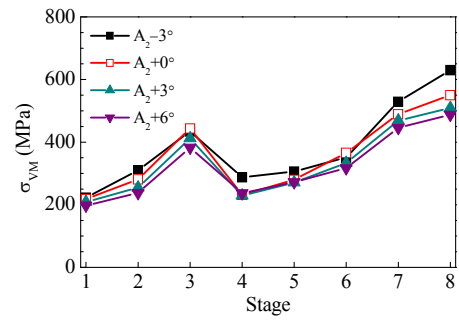


(c) Round size

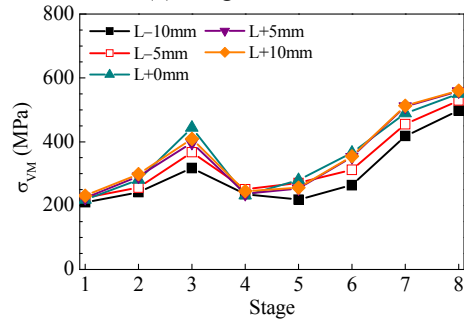


(d) Rotational speed

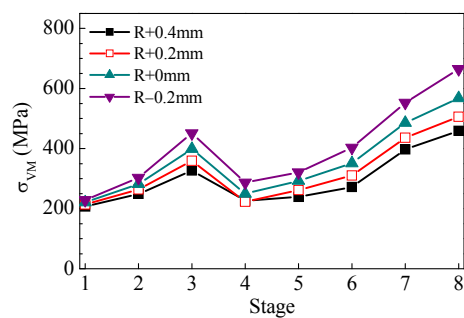
Fig. 13 Maximum stress for the flat model



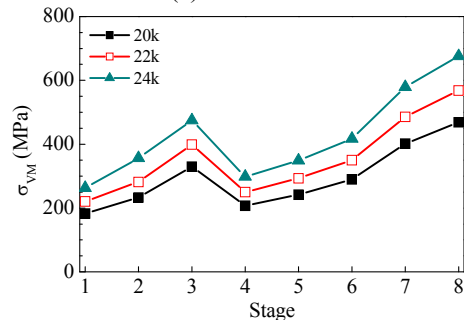
(a) Angle of blades



(b) Length of blades



(c) Round size



(d) Rotational speed

Fig. 14 Maximum stress for the twist model

twist 형 모델의 모든 경우에 대하여 최대변위는 8 단 블레이드 끝에서 발생하였고 그 수준은 0.5mm 미만이었다. 참고문헌에 의하면 요구되는 설계조건은 반경 방향 변위의 경우 0.5 ~ 2 mm 이므로 두가지 타입의 모델 모두 반경 방향 변위 설계요구조건을 만족하는 결과를 보였다.⁽¹³⁾

7, 8 단은 같은 크기와 각도를 가지는 블레이드

가 사용되지만 8 단에서 반경 방향으로 최대 변위가 발생하는 것은 로터 몸체의 하단부가 상단부보다 이미 반경 방향 변위가 크며 이 변위가 8 단 블레이드 끝으로 누적되어 나타나기 때문임을 확인하였다.

전체적으로 반경 방향 변위 결과를 비교하면 flat 형 모델이 twist 형 모델보다 0.1 ~ 7% 정도 낮

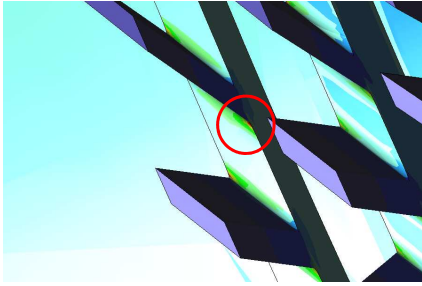


Fig. 15 The maximum stress at the round between hub and blade

은 수준의 변위를 가진다. 따라서 flat 형 모델이 반경 방향 변위에 대해 우수한 구조적 안정성을 가진다고 할 수 있다.

Fig. 11 ~ 12 는 flat 형 및 twist 형 모델의 각 단별 축 방향 최대변위를 나타낸다. 두 모델 모두 6 단에서 최대변위가 발생하고 그 수준은 0.3 ~ 1.1 mm 이다. 축 방향의 변위 설계조건은 1 ~ 5 mm 인 것으로 알려져 있다.⁽¹³⁾ 회전속도가 24,000 RPM 인 경우를 제외하면 flat 형과 twist 형 모델 모두 설계 요구조건을 만족한다. 따라서, 정격속도인 22,000 RPM 을 준수해야 함을 알 수 있다.

축 방향으로 최대 변위가 6 단에서 발생하는 이유는 반경 방향 변위와 마찬가지로 이미 6 단 부위의 로터 몸체 부분에서 가장 큰 변위가 발생하기 때문인 것으로 판단된다.

두 모델의 축 방향 변위를 비교하면 flat 형 모델이 twist 형 모델에 비해 2 ~ 15% 정도 낮은 변위가 발생하기 때문에 축 방향 변위의 측면에서도 flat 형 모델이 우수한 구조 안전성을 가진다.

3.2 응력 해석 결과

구조해석의 응력 결과는 Fig. 13 ~ 14 에 나타내었다. 초기설계에서 flat 형 모델과 twist 형 모델 모두 최대 응력이 항복응력 이상이며 발생위치는 8 단 블레이드가 시작되는 라운드 부분이다.(Fig. 15 참고) 8 단뿐 아니라 여러 단에서 항복응력을 초과하는 응력이 발생하므로 설계 변수의 변화에 따른 응력의 경향을 파악한 후 로터에 발생하는 전체적인 응력 수준을 낮출 필요가 있다.

최대 응력은 라운드 크기의 영향을 가장 많이 받으며 블레이드 각도에 의한 영향도 일부 받는 것으로 파악되었다. 전체적으로 flat 형 모델이 twist 형 모델에 비해 낮은 최대 응력이 발생하였다.

4. 최적설계

4.1 최적설계의 정식화

앞서 설계변수에 대한 변위 및 응력의 민감도해

석을 통하여 설계변수들의 전반적인 영향을 파악하였다. 본 장에서는 flat 형 TMP 로터의 배기성능은 변화시키지 않고 구조적인 성능을 향상시킬 수 있는 라운드의 크기를 최적설계의 설계변수로 선정하여 TMP 로터의 각 단에 발생하는 최대응력의 수준이 일정하게 낮아지도록 최적화를 수행하였다. 이때 최적설계의 초기 설계는 Table 2 에 있는 초기값을 사용하였다.

초기 모델에서는 여러 단에서 이미 항복응력 이상의 최대 응력이 발생함으로 최대응력에 대한 목적함수를 정의하였고, 로터의 질량과 최대 변위에 대한 제한조건함수를 지정하였다.

최대응력에 대한 목적함수는 식 (1)처럼 응력에 관한 2 개 항의 곱으로 표현되는데, 첫 번째 항은 각 단에서 발생하는 최대 응력 중에서 가장 큰 것과 작은 것의 차이를 의미하며 둘째 항은 각 단에서 발생하는 최대응력의 평균을 의미한다. 따라서, 이 목적함수는 각 단에서 발생하는 최대 응력의 차이를 감소시켜 최대 응력의 수준이 일정하게 발생하게 하며 그 크기도 감소시키려는 의도가 있다. 즉, TMP 로터에서는 1 단부터 8 단까지의 블레이드 중 어느 한 곳에서라도 항복응력을 초과하여 파손이 발생되면 TMP 로터 전체가 파손되는 결과를 초래하고 또한 피로수명 관점에서도 각 단별 최대 응력을 비슷한 수준으로 만드는 것이 중요하다.

설계변수로는 Fig. 13 의 최대 응력 결과에 근거하여 응력에 가장 큰 영향을 미치는 각 단에서의 라운드 크기를 선정하였다. 라운드 크기는 다른 설계변수와 달리 현재 TMP 의 배기성능에 영향을 끼치지 않으면서 동시에 구조적 성능을 향상시킬 수 있기 때문에 적절한 변수로 판단된다.

이에 대한 최적화의 정식화는 아래와 같다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimize} && (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \times \sigma_{\text{mean}} \\
 & \text{subject to} && \text{mass} < \text{mass}_{\text{initial}} \\
 & && u_i \leq 1(\text{mm}) \quad (i = 1, \dots, 8) \\
 & && 1.5 \leq R_1(\text{mm}) \leq 4.5 \\
 & && 1 \leq R_2(\text{mm}) \leq 3 \\
 & && 0.5 \leq R_3(\text{mm}) \leq 2.5 \\
 & && 0.5 \leq R_4(\text{mm}) \leq 2.5 \\
 & && 0.5 \leq R_5(\text{mm}) \leq 2.5 \\
 & && 0.5 \leq R_6(\text{mm}) \leq 2.5 \\
 & && 0.5 \leq R_7(\text{mm}) \leq 2.5 \\
 & && 0.5 \leq R_8(\text{mm}) \leq 2.5
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 σ_{\max} 과 σ_{\min} 은 1 ~ 8 단에서 발생하는 최대 응력 중 최대 값과 최소 값을 뜻하며, σ_{mean} 은 각 단 최대응력의 평균을 뜻한다. 또한 u_i 는 각 단에

Table 4 Summary of objective and constraint functions

	Objective function	Mass (kg)
Initial	90,796	7.559
Optimum	7,540	7.558

Table 5 Summary of design variables for optimization

Design variable (mm)	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	R ₅	R ₆	R ₇	R ₈
lower limit	1.5	1	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Initial	3	2	1	1	1	1	1	1
optimum	2.4	1.8	1.7	1.0	1.4	1.6	2.1	2.5
upper limit	4.5	3	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5

서 발생하는 최대변위이다.

최적화 알고리즘은 Pro/ENGINEER 에서 제공하는 SQP 법(Sequential Quadratic Programming, SQP)을 사용하였다.^(21, 22) 이 때, 최적화에 필요한 민감도는 1%의 유한차분법이다.

4.2 최적화 결과

목적함수 및 제한조건, 설계변수의 초기값과 최적화 값을 Table 4 ~ 5 에 나타내었다. Table 4 의 목적함수의 최적화 값은 초기 값에 비해 현저히 줄어든 것을 알 수 있고 제한조건인 질량은 거의 변화가 없었다. Fig. 16 에 최적화 과정의 목적함수의 변화를 나타내었다. Table 5 의 라운드 크기는 1, 2 단을 제외하면 초기값에 비해 전반적으로 증가했으며 특히 가장 큰 최대응력이 발생했던 8 단의 경우 상한치까지 라운드 크기가 증가했다.

최적화 결과로 얻은 최종 설계변수에 대한 구조해석 결과를 Fig. 17 에 나타내었다. 최적 모델은 초기 모델에 비하여 각 단의 최대응력 그래프가 많이 평평해지고 항복응력(315MPa) 이하의 최대응력이 발생하였다. 변위 제한조건 또한 1 mm 이하의 최대변위가 발생하여 조건을 만족시켰으며 초기모델과 비슷한 수준의 변위가 발생하였다.

본 논문에서는 배기성능에 영향을 미치지 않는 라운드 크기를 최적화 설계변수로 선정하여 최적화를 수행함으로써 항복응력 이하의 최대응력이 발생하며 각 단의 응력크기가 균등한 모델을 얻을 수 있었다. 즉, 배기성능은 유지되면서 구조적 안전성이 향상된 최적화 모델을 얻을 수 있었다. 또한 TMP 와 같은 형상의 구조해석 및 최적화를 수행할 경우 P-기법의 활용이 효과적임을 확인하였다.

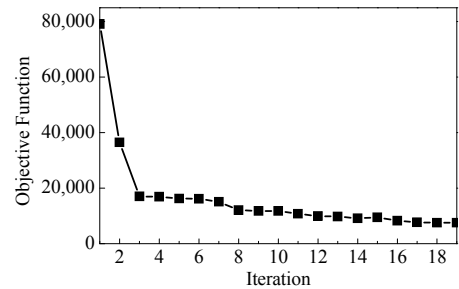
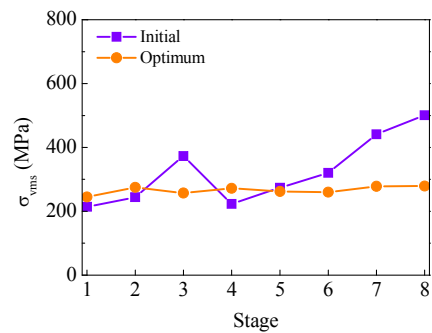
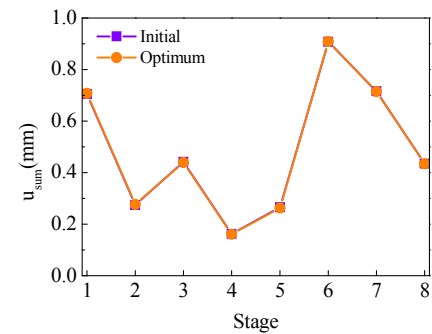


Fig. 16 The history of the objective function



(a) Maximum stress



(b) Maximum displacement

Fig. 17 Results of the optimum model

5. 결론

본 논문에서는 복잡한 형상에 대한 효율적인 구조해석이 가능하도록 P-기법의 유한요소모델링을 사용하여 고속회전하는 TMP 로터에 대한 구조해석 및 최적설계를 수행하였다. 로터 블레이드의 형상에 따라 flat 형 및 twist 형의 두 가지 모델에 대하여 설계변수의 변위 및 응력의 민감도 해석을 수행하고 그 결과를 바탕으로 두 모델 중 구조적으로 비교적 안전성이 높은 모델은 선택하여 최적화를 수행하였다. 이를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) Flat 형 및 twist 형 모델에 대한 반경 방향 변위는 모든 설계 변수에 대해서 최대 변위가 8 단에서 0.5 mm 미만으로 발생하며 설계조건을 만족

하였다.

(2) Flat 형 및 twist 형 모델에 대한 축 방향 변위는 모든 설계 변수에 대해서 두 모델 모두 최대 변위가 6 단에서 1.1 mm 미만으로 발생하는 것을 확인하였다. 그러나, 축 방향 변위는 반경 방향 변위보다 회전속도에 민감하여 정격 작동속도를 준수해야 함을 확인하였다.

(3) 응력해석 결과로부터 flat 형 및 twist 형 모델은 모두 최대 응력이 8 단 블레이드가 시작되는 라운드 부분에서 발생하며 여러 단에서 항복응력 이상의 큰 응력이 발생하는 것을 확인하였으며 최대 응력은 라운드 크기에 가장 민감하였다.

(4) Flat 형 모델에 대하여 각 단에서 발생하는 최대응력의 차이 및 평균의 값을 최소화는 최적설계로부터 대상 TMP 로터의 모든 단의 최대응력을 항복응력 이하로 응력을 감소시키면서 질량 및 변위 제한조건을 만족시키는 결과를 도출하여 더욱 구조적 안전성이 확보된 모델을 얻을 수 있었다.

끝으로 본 논문에서 제시한 P-기법 유한요소모델링과 최대응력의 크기를 균일화하여 그 평균을 최소화하는 형상최적설계는 TMP 로터와 같이 복잡한 형상으로 일반적인 유한요소모델링이 어려운 모델의 구조해석 및 최적설계에 효과적으로 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 (주)대주기계-안동대학교 협력연구센터의 지원을 일부 받았음.

참고문헌

- (1) Kang, S. B., Shine, J. H., Cha, D. H., Go, D. Y., Jeong, Y. S. and Im, J. Y., 2010, "Study on the Measurement of TMP Pumping Speed," *The Korea Vacuum Society*, Vol. 19, No. 4, pp. 249~225.
- (2) Lee, W. Y., Kook, J. H., Park, J. K. and Koo, B. H., 2002, "Analysis for Design of a High Vacuum Turbomolecular Pump," *Journal of the Korean Society of Semiconductor Equipment Technology*, Vol. 1, No. 1, pp. 41~45.
- (3) Henning, J., 1988, "Thirty years of turbomolecular pumps: A review and recent developments," *Journal of Vacuum Science & Technology A*, Vol. 6, No. 3, pp.1196~1201.
- (4) In, S. R. and Park, M. Y., 2000, "Quasi-quantitative estimation on backstreaming characteristics of a turbomolecular pump," *Korea Atomic Energy Research Institute*, Vol. 10, No. 1, pp. 1~8.
- (5) Cho, S. R., Noh, M. G. and Park, B. C., 2004, "Design and Implementation of a Fault-Tolerant Magnetic Bearing System for Turbo-Molecular Vacuum Pump," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng.*, pp. 760~765.
- (6) Noh, S. G., Shin, W. C. and Lee, H. G., 2009, "Control of a Magnetic Bearing System for a Compound Turbomolecular Vacuum Pump," *Korean Society for Precision Engineering*, pp. 321-322.
- (7) Lee, W. Y., Kook, J. H., Park, J. K. and Koo, B. H., 2008, "Analysis for Design of a High Vacuum Turbomolecular Pump," *Journal of the Korean Society of Semiconductor Equipment Technology*, Vol. 1, No. 1, pp.41~45.
- (8) Han, J. S., 2011, "Rotordynamic Analysis of Turbomelecular Pump," *The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, pp.764~765.
- (9) Chiang, HW. D., Kuan, CP. and Li, HL., 2009, "Turbomolecular Pump Rotor-Bearing System Analysis and Testing," *Journal of Vacuum Science & Technology A*, Vol. 27, No. 5, pp.1196~1203.
- (10) Iqbal, M., Wasy, A., Batani, D., Rashid, H. and Lodhi, M.A.K., 2012, "Design Modification in Rotor Blade of Turbo Molecular Pump," *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research A*, Vol. 678, pp.88~90.
- (11) Hwang, Y. K. and Hoe, J. S., 1996, "A Numerical Study of the Performance of a Turbomolecular pump," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 20, No. 11, pp. 3620~3629.
- (12) Ju, J. H., 2004, *Practical Vacuum Technology*, Hongreung Science Publisher, Korea, pp. 118~148.
- (13) Bea, S. H., In S. R., Jeong, K. H., Lee, Y. B. and Shin, Y. H., 2000, *Vacuum Engineering*, Korea Economic Daily, Korea, pp. 194~200.
- (14) Jeong, S. M., Lee, J. W. and Park, J. Y., 2001, *Introductory Vacuum Science & Technology*, Cheongmun-gak, Korea, pp. 206~213.
- (15) Sengil, N., 2012, "Performance Increase in Turbomolecular Pumps with Curved Type Blades," *Vacuum*, Vol. 86, No. 11, pp.1764~1769.
- (16) Joshi, S. C., 2005, "Technology Development for Indigenous Turbo Molecular Pumps," *Indian Vacuum Society National Symposium*.
- (17) Yoon, S. H., Jeon, S. M. and Kim, M., 2011, "Structural Effects of Geometric Parameters on Liquid Rocket Turbopump Turbine blades," *Korea Aerospace Research Institute*, Vol. 10, No. 1, pp. 30~38.
- (18) Woo, K. S., Chang, Y. C. and Jung, W. S., 1992, "P-Version Model Based on Hierarchic Axisymmetric Element," *Korean Society of Civil Engineers*, Vol. 12, No. 4-1, pp. 67~76.
- (19) Houmat, A. and Rashid, M. M., 2012, "Coupling of h and p Finite Elements: Application of Free Vibration

- Analysis of Plates with Curvilinear Plan-Forms," *Applied Mathematical Modeling*, Vol. 36, No. 2, pp.505~520.
- (20) www.ptc.com.
- (21) Schittkowski, K., Zillober, C, and Zotemantel, R., 1994, "Numerical Comparison of Nonlinear Programming Algorithms for Structural Optimization," *Structural Engineering*, Vol. 7, No. 1, pp.1~19.
- (22) Park, J. Y., 1998, "SQP Method for Optimal Design of Trusses Subject to Multiple Loading Conditions," *Architectural Institute of Korea*, Vol. 14, No. 7, pp.21~28.