

산화제 터보펌프의 구조 강도 및 진동 안전성에 관한 연구

전성민* · 김진한* · 양수석* · 이대성**

Investigation on the Strength and Vibration Safety of the Oxidizer Turbopump

Seong-Min Jeon*, Jin-han Kim*, Soo-Seok Yang*, Dae-Sung Lee**

Key Words: Turbopump(터보펌프), Inducer(인듀서), Impeller(임펠러), Finite Element Method(유한요소법)

ABSTRACT

Structural and dynamic analyses of inducer and impeller for an oxidizer turbopump are performed to investigate the safety level of strength and vibration at a design point. Due to high rotational speed of turbopump, effects of centrifugal forces are carefully considered in the structural analysis. Hydrodynamic pressure is also considered as an external force applied to inducer and impeller blades. A three-dimensional Finite Element Method (FEM) is used for linear and nonlinear structural analyses with modified Newton-Raphson iteration method. After the nonlinear trim solution is obtained from the structural analysis, dynamic characteristics are obtained as a function of rotational speed from the linearized eigenvalue analysis at an equilibrium position. According to the results of numerical analysis, the safety margins of strength and vibration resonances are sufficient enough for safe operation within the required life cycle.

1. 서론

산화제 터보펌프의 핵심 부품인 인듀서(inducer)와 임펠러(impeller)에 대한 구조 해석과 진동 해석을 수행하였다. 터보펌프에서 캐비테이션(cavitation)을 방지할 목적으로 사용되는 인듀서와 실질적으로 유체의 압력을 상승시키는 역할을 하는 임펠러는 설계점(design point)에서 50000 rpm의 높은 회전 환경 하에서 작동하고 있다. 설계 작동시간 내에서의 강도 안전계수를 구하기 위한 구조 해석은 높은 회전수에 따른 원심력과 유체에 의한 외부 압력의 영향을 고려하여야 한다. 또한, 작동 회전수에 따른 고유진동수를 해석하여 설계

작동 회전수에서의 진동 안전성에 대한 판별을 수행하여야 한다. 로켓 엔진 터보펌프의 인듀서에 대한 구조 해석 및 진동 해석은 평판 유한 요소를 이용하여 미국 NASA등에서 수행되어 실험 결과들과 비교, 검토된 연구사례가 있지만^{(1),(2)}, 액체 로켓에 관련된 핵심 기술 들인 관계로 관련 연구 자료를 구하기는 대체로 쉽지 않다. 최근에는 한국항공우주연구원에서 산화제 터보 펌프의 인듀서와 임펠러에 대한 수치해석을 통한 성능 예측^{(3),(4)} 및 캐비테이션 성능 시험⁽⁵⁾에 대한 연구가 수행되었다.

구조 해석과 진동 해석은 MSC/NASTRAN을 이용하여 구조물을 3차원 솔리드 유한요소(solid element)로 모델링하여 해석을 수행하였다. 해석에 필요한 상세한 형상 치수들과 구조 재료의 기계적 특성들은 러시아 KeRC 연구소와의 공동 연구보고서에 제시되어

* 한국항공우주연구원 터보기계연구그룹

** 한국항공우주연구원 추진기관연구부

E-mail : smjeon@kari.re.kr

있다⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾. 인듀서와 임펠러인 경우 블레이드에 걸리는 외부 유체 압력은 설계점에서의 작동 파워(power)를 이용하여 균일 압력으로 고려하였다. 터보펌프의 특성상 극히 짧은 600초의 작동 수명 시간(life cycle)과 작동 유체인 액체 산소의 극저온 특성을 고려하여 구조 재료의 기계적 특성치들을 결정하였다.

구조 해석은 선형 해석과 비선형 해석을 수행하여 구조 강도 안전계수를 구하였으며, 원심력과 외부 유체 압력에 의한 영향을 고찰하였다. 진동 해석은 회전 고유진동수를 작동 회전수와 비교하여 터보펌프 작동 범위에서의 진동 안전성 여부를 고찰하였다.

2. 본론

2.1 구조 모델링

2.1.1 인듀서 블레이드

산화제 터보펌프의 인듀서는 회전축과 함께 설계되어 있으며 러시아 합금인 07X16H6로 이루어져 있다. 인듀서의 구조 형상 치수는 Fig. 1과 같고, 회전축 허브에서의 블레이드 두께는 2.5 mm 이고 블레이드 끝단(tip)에서의 두께는 1.5 mm 이다⁽⁶⁾. 블레이드의 외부 헬리컬(helical) 곡선은 블레이드 앞전(leading edge) 부터 Table 1과 같이 세 부분의 스텝(step) 길이를 갖는다.

인듀서는 액체 산소의 작동조건인 극저온 98K(-175°C)에서 작동하며, 온도에 따른 구조 재료의 기계적 특성은 Table 2와 같다⁽⁷⁾.

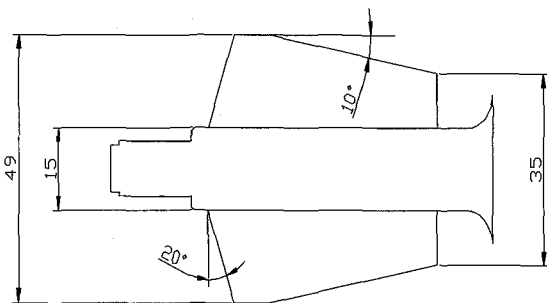


Fig. 1 Inducer configuration

Table 1 Inducer blade step length

Axial position	21 mm	18 mm	12 mm
Step length	30 mm	36 mm	45 mm

Table 2 Mechanical properties of steel alloy 07X16H6

T (°C)	σ_y (MPa)	σ_s (MPa)	δ_5 (%)	Ψ (%)	E (GPa)	$\alpha \cdot 10^{-6}$ 1/K
-196	1860	1370	25	60	202	9.20
-175	1800	1320	24	55	202	9.52
-70	1420	1080	21	-	204	11.1
20	1080	883	16	11.5	197	11.3
450	1050	834	-	-	161	12.5

Table 2에서 T는 온도, σ_y 는 항복강도(yield strength), σ_s 는 인장강도(tensile strength), δ_5 는 상대 신장도(relative elongation), Ψ 는 상대 단면수축도(relative reduction of area), E는 영 탄성계수(Young's elastic modulus), 그리고 α 는 열팽창계수(thermal expansion coefficient)를 나타낸다. 설계점에서의 인듀서 파워 15 kW와 작동 회전수인 50000 rpm을 이용하여 인듀서 블레이드의 균일 압력을 0.138 MPa로 결정하였다. 작동 유체의 균일 압력과 회전에 따른 원심력을 외부 하중으로 고려하였다.

인듀서는 MSC/NASTRAN을 이용하여 총 5600개의 3차원 솔리드 유한요소로 모델링 되었고, 회전축은 강체로 가정하였으며 블레이드만 탄성체로 고려하였다. 구조해석은 원심력에 의한 영향을 고려하여 각각 선형 해석과 비선형 해석을 통하여 수행되었으며, 진동 해석은 비선형 해석으로부터 얻어진 평형해(equilibrium solution)를 이용하여 수렴된 평형 상태에서의 진동 방정식으로부터 고유치 해석을 수행하였다.

2.1.2 임펠러

산화제 터보펌프의 임펠러는 슈라우드(shroud), 블레이드(blade)와 허브(hub)로 구성되어 있으며 인듀서와 동일한 구조재료인 러시아 합금 07X16H6로 이루어져 있다. 총 6개의 블레이드를 갖는 임펠러는 블레이드와 허브를 정밀 가공으로 제작하고 슈را드는 브레이징(brazing) 방법으로 접합하여 제작한다. 임펠러 구조 형상 치수는 Fig. 2와 같고, 블레이드 두께는 2 mm 이고 곡률은 반지름 29 mm이며 원주방향을 따라 6개의 블레이드로 이루어져 있다⁽⁶⁾.

설계점에서의 임펠러 파워 312 kW와 작동 회전수인 50000 rpm을 이용하여 임펠러 블레이드의 균일 압력을 2.19 MPa로 결정하였다. 작동 유체의 균일 압력과 회전에 따른 원심력을 외부 하중으로 고려하였다.

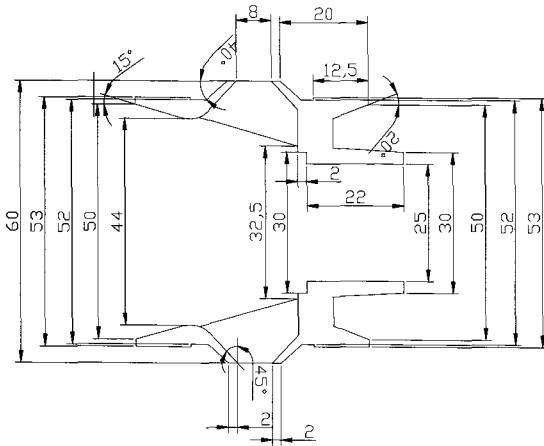


Fig. 2 Impeller configuration

임펠러는 MSC/NASTRAN을 이용하여 총 23200개의 3차원 솔리드 유한요소로 모델링 되었고, 슈라우드, 블레이드와 허브의 전체 임펠러 구조물을 탄성체로 고려하였다. 밸런싱을 위하여 부가적으로 붙어 있는 구조적으로 두께가 얇은 부분은 본 수치 해석에서 생략되었으며, 경계조건은 회전축과 접촉되는 허브 부근에서 축방향과 원주반향의 변위를 고정 지지하였다. 구조 해석은 원심력에 의한 영향을 고려하여 각각 선형 해석과 비선형 해석을 통하여 수행 되었으며, 진동 해석은 비선형 해석으로부터 얻어진 평형해를 이용하여 수립된 평형 상태에서의 진동 방정식으로부터 고유치 해석을 수행하였다.

2.2 수치해석 및 토의

2.2.1 인듀서 블레이드

인듀서 블레이드의 구조 해석은 50,000 rpm의 축회전에 따른 원심력과 작동 유체의 압력에 의한 두개의 하중 조건에 대해서 각각 선형 해석과 비선형 해석을 수행하였다. MSC/NASTRAN에서의 기하학적 비선형 해석은 수렴성을 향상시키기 위하여 선탐색(line search) 방법을 병행한 modified Newton-Raphson 방법으로 수행되었으며, 수렴 여부를 판별하기 위하여 변위, 하중과 에너지에 대한 수렴 판별식을 사용하였다.

수치해석 결과는 Table 3과 같다. 응력은 Von Mises equivalent stress를 이용하였으며, 터보펌프의 작동 수명이 짧기 때문에 작동 온도 98K에서의 인장 강도(tensile strength)를 이용하여 구조 강도 안전계수를 구하였다.

Table 3 Stress and deformation of inducer blade

	Centrifugal (linear)	Centrifugal +Pressure (linear)	Centrifugal (nonlinear)	Centrifugal +Pressure (nonlinear)
Maximum Stress	120MPa (12.2 kgf/mm ²) (n = 15)	152MPa (15.5 kgf/mm ²) (n = 11.8)	119MPa (12.1 kgf/mm ²) (n = 15.1)	151MPa (15.4 kgf/mm ²) (n = 11.9)
Maximum Deformation	0.0106 mm	0.0178 mm	0.0105 mm	0.0175 mm

원심력에 의해서 인장 응력이 발생하고 작동 유체에 의해서 굽힘 응력이 발생하지만 블레이드가 기하학적으로 휘어져 있기 때문에 두 하중 조건에 의한 응력 상태를 선형적으로 합한(superposition) 응력보다 수치 해석 결과가 작게 나타난다. 구조 변형은 구조 형상 치수에 비해 매우 작게 나타나기 때문에 수치 해석 결과에서도 알 수 있듯이 기하학적 비선형에 의한 영향은 무시할 수 있다. 구조 강도 안전계수는 11.8로 상당히 큰 값을 가지며 정적 강도(static strength) 관점에서 충분한 안전성을 확보하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3(a)와 3(b)는 원심력과 작동유체의 압력에 의한 하중조건에서 선형 해석에 따른 인듀서 블레이드의 응력 분포와 변형 분포를 각각 보여 주고 있다. 원심력에 의한 영향이 작동유체의 압력에 의한 영향 보다 크게 나타나며 축방향으로는 블레이드의 폭(width)이 가장 큰 부근에서 허브 쪽 압력면에서 최대응력이 발생함을 알 수 있다.

인듀서 블레이드의 진동 해석은 원심력에 의한 강성 효과를 고려하여 회전수에 따른 고유 진동수를 계산하였다. 고유 진동수를 구하기 위한 고유치 해석은 MSC/NASTRAN에서 Lanczos 방법을 이용하여 수행하였다. Table 4는 0 rpm, 50,000 rpm과 50,000 rpm에서의 작동 유체에 의한 압력을 고려한 작동 조건에서의 고유 진동수를 보여 주고 있다. 진동 모드에 따른 모드 형상은 블레이드 폭 방향의 노달 선(nodal line)의 개수에 따라 나타내었다.

인듀서 블레이드는 길이(length) 방향에 비해 폭(width) 방향으로 매우 짧기 때문에 회전수에 따른 원심력에 의한 영향이 작게 나타난다.

또한 50,000rpm에서 원심력 만을 고려한 경우와 원심력과 작동 유체에 의한 압력까지 고려한 경우의 고유진동수는 차이를 보이지 않는다. Fig. 4는 작동 회전

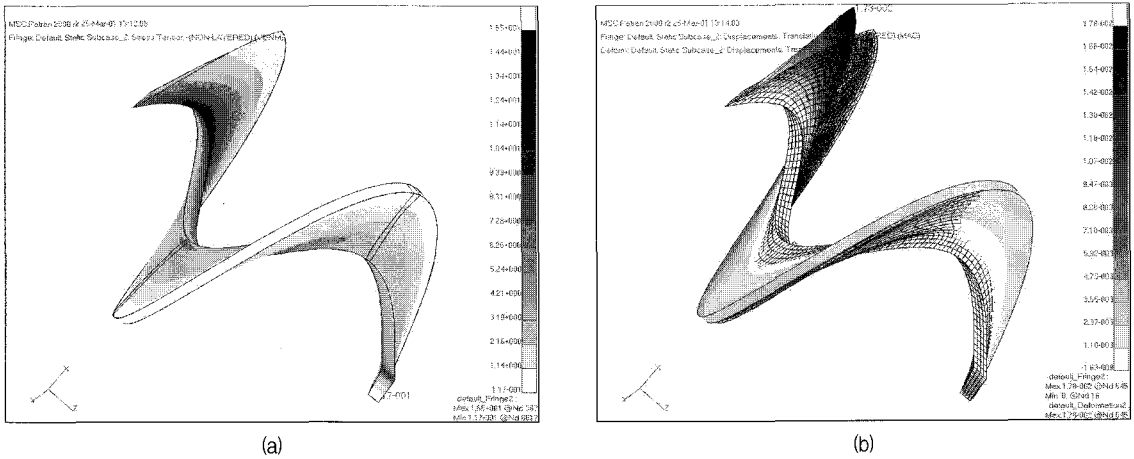


Fig. 3 (a) Stress and (b) deformation of inducer blade under the centrifugal and hydrodynamic pressure load

Table 4 Natural frequencies of inducer blade (unit : Hz)

Mode no.	Mode shape	0 rpm	50000 rpm	50000 rpm + pressure
1	0 nodal line	6960	7039	7038
2	1 nodal line	8534	8605	8605
3	2 nodal line	9498	9564	9564
4	3 nodal line	10610	10670	10670
5	4 nodal line	11920	11980	11980

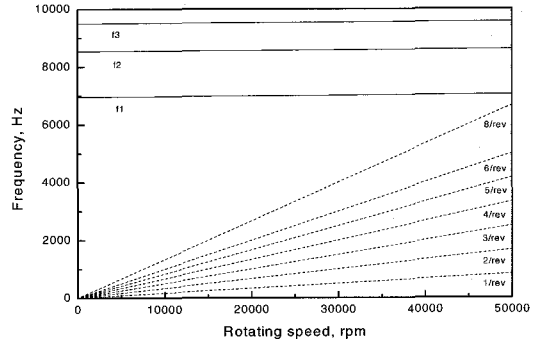


Fig. 4 Campbell diagram of inducer blade

수에 따른 인듀서 블레이드의 고유 진동수를 설계점에서의 회전수의 중요한 하모닉(harmonic)과 같이 보여 주고 있다. 유체 흐름의 불균일성에 따른 위험한 저차 하모닉 $1/rev \sim 6/rev$ 과 인듀서 앞쪽에서의 4개의 고정 베인(vane)에 따른 가진 회전수인 $4/rev$ 의 배수인 고차 하모닉 $8/rev$ 을 인듀서 블레이드의 고유 진동수와 비교하였다. f_1 은 첫 번째 모드의 회전 고유진동수, f_2 는 두 번째 모드의 회전 고유진동수, f_3 는 세 번째 모드의 회전 고유진동수를 나타낸다. 첫 번째 모드의 고유진동수 f_1 과 고차 하모닉 $8/rev$ 은 52,200 rpm 부근에서 만날 것으로 생각되며 약 4.4%의 안전계수를 갖는다.

다소 낮은 안전계수를 가지게 되나 본 해석 결과에서는 필렛 (fillet)의 영향을 고려하지 않아 실제 제작상 블레이드 허브에 주어지는 필렛을 고려할 경우 만족할 만한 안전계수를 얻을 수 있으리라 생각된다.

Fig. 5(a)와 5(b)는 각각 정지 상태에서의 첫 번째와 두 번째 고유 진동수의 모드 형상을 보여 주고 있다. 고유 모드 벡터들은 질량 행렬에 대하여 정규화 (normalization) 되었으며, 결과 그림에서도 알 수 있듯이 첫 번째 모드 형상은 굽힘 (bending) 모드를 나타내고 두 번째 모드 형상은 굽힘과 비틀림 (torsion)이 연계된 모드 형상을 나타낸다. 인듀서 블레이드의 고유 모드 형상은 개별적으로 확연히 구분되지만, 각각의 고유 모드 형상에 해당하는 고유 진동수는 큰 차이를 보이지 않는다.

2.2.2 임펠러

임펠러의 구조 해석은 슈라우드, 블레이드와 임펠러가 일체의 구조물로 회전하기 때문에 50,000 rpm의 축 회전에 따른 원심력을 고려하였고, 작동 유체의 압력에

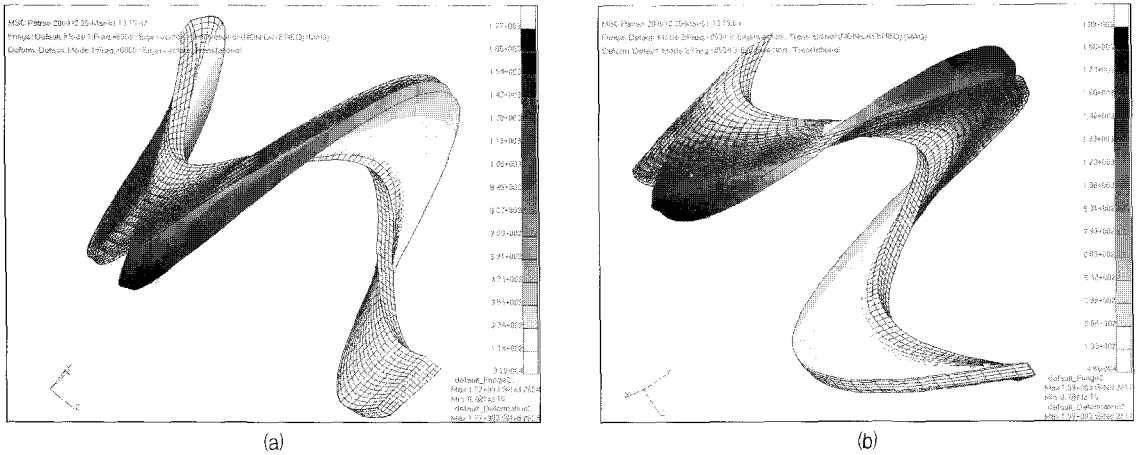


Fig. 5 (a) First vibration mode shape (b) second vibration mode shape of inducer blade

Table 5 Stress and deformation of impeller

	Centrifugal (linear)	Centrifugal +Pressure (linear)	Centrifugal (nonlinear)	Centrifugal +Pressure (nonlinear)
Maximum Stress	512MPa (52.2 kgf/mm ²) (n = 3.51)	394MPa (40.2 kgf/mm ²) (n = 4.55)	513MPa (52.3 kgf/mm ²) (n = 3.5)	395MPa (40.3 kgf/mm ²) (n = 4.54)
Maximum Deformation	0.0614 mm	0.0422 mm	0.0618 mm	0.0424 mm

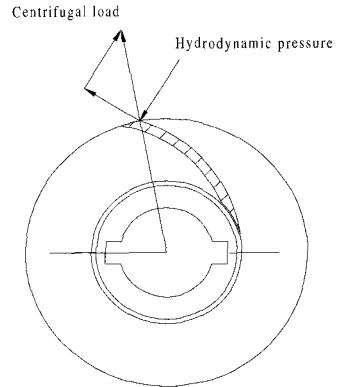


Fig. 6 Applied load vector at impeller blade

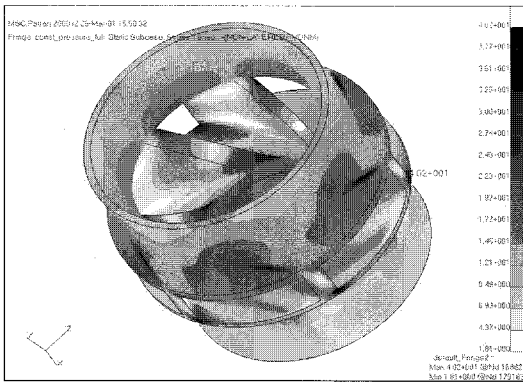
의한 임펠러 블레이드에 작용하는 하중을 고려하여 각각 선형 해석과 비선형 해석을 수행하였다. 인두서 구조해석과 같은 방법으로 기하학적 비선형 해석은 수렴성을 향상시키기 위하여 선탐색 방법을 병행한 modified Newton-Raphson 방법으로 수행되었으며, 수렴 여부를 판별하기 위하여 변위, 하중과 에너지에 대한 수렴 판별식을 사용하였다.

수치해석 결과는 Table 5와 같다. 터보펌프의 작동 수명이 짧기 때문에 작동 온도 98K에서의 인장 강도를 이용하여 구조 강도 안전계수를 구하였다.

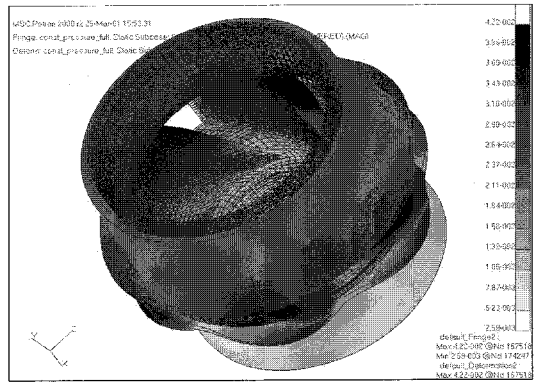
Fig. 6에서와 같이 임펠러 블레이드는 큰 각도로 휘어져 있기 때문에 원심력에 의한 영향은 인장 응력 뿐만 아니라 굽힘 응력을 유발한다. 작동 유체에 의한 블레이드의 굽힘 응력은 원심력에 의한 굽힘 응력과 반대 방향으로 작용하기 때문에 원심력의 영향만을 고려하였을 경우와 비교하여 구조 응력과 변형을 감소시킨다. 응력은 Von Mises equivalent stress를 이용하였

으며, 구조 변형은 구조 형상 치수에 비해 매우 작게 나타나기 때문에 수치 해석 결과에서도 알 수 있듯이 기하학적 비선형에 의한 영향은 무시할 수 있다. 슈라우드와 블레이드, 블레이드와 허브사이의 필렛을 고려하지 않은 본 연구의 구조 강도 안전계수는 4.55로 나타났다. 슈라우드와 블레이드의 브레이징 접합에 따른 구조 재료의 기계적 특성 저하를 고려하더라도 실제 제작상에서 발생하는 필렛의 영향을 고려할 경우 충분한 안전성을 확보하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7(a)와 7(b)는 원심력과 작동유체의 압력에 의한 하중조건에서 선형 해석에 따른 임펠러의 응력 분포와 변형 분포를 각각 보여 주고 있으며 최대응력은 블레이드 앞전의 슈라우드 접합 부위 부근과 뒷전의 허브 부근에서 나타남을 알 수 있다. 임펠러 블레이드의 중간 높이에서의 구조 응력이 블레이드와 허브, 블레이드와 슈라우드 접합 부위에서의 구조 응력보다 작기



(a)



(b)

Fig. 7 (a) Stress and (b) deformation of impeller under the centrifugal and hydrodynamic pressure load

Table 6 Natural frequencies of impeller (unit : Hz)

Mode no.	Mode shape	0 rpm	50000 rpm	50000 rpm + pressure
1 ($f_{1,1}$)		4803	4818	4817
2 ($f_{1,2}$)		6646	6743	6741
3 ($f_{1,0}$)		7527	7577	7575
4 ($f_{2,0}$)		11540	11550	11550
5 ($f_{2,1}$)		13680	13710	13700
6 ($f_{1,3}$)		15090	15210	15200

때문에 임펠러 제작시 블레이드와 허브, 블레이드와 슈라우드를 각각 정밀 가공하여 블레이드 중간 높이에서 접합하는 방법이 구조 강도 관점에서 더 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

임펠러의 진동 해석은 원심력에 의한 강성 효과를 고려하여 회전수에 따른 고유 진동수를 계산하였다. 고유 진동수를 구하기 위한 고유치 해석은 인튜서 진동 해석에서와 같은 방법으로 Lanczos 방법을 이용하여 수행하였다. Table 6은 0 rpm, 50000 rpm과 50000 rpm에서의 작동 유체에 의한 압력을 고려한 작동 조건에서의 고유 진동수를 보여 주고 있다. Table 6에서 ($f_{i,j}$)는 j번째 모드 형상에서 i번째 고유 진동수를 나타낸다. 영(0) 번째 모드 형상은 임펠러의 축방향 진동

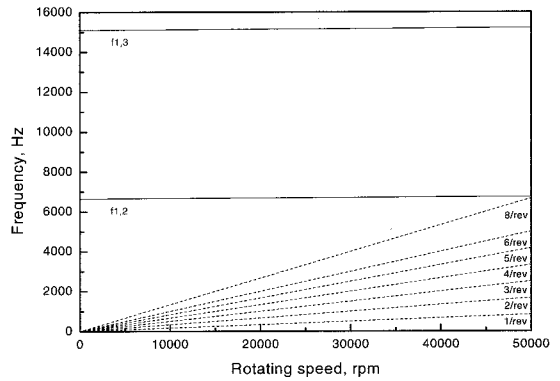


Fig. 8 Campbell diagram of impeller

모드를 나타내고 있으며, 베어링, 실(seal)과 작동 유체의 감쇠(damping) 효과에 의하여 쉽게 진동을 감쇠시킬 수 있는 모드로 진동 안전성 관점에서 고려할 필요가 없다. 첫 번째 모드 형상은 임펠러의 굽힘 모드로 임펠러만의 해석으로는 의미가 없으며 회전축을 포함한 전체 로터(rotor) 시스템의 임계 축진동 해석(critical speed analysis)을 수행하여 고찰하여야 한다. 두 번째와 세 번째의 모드 형상은 임펠러 자체만의 탄성 모드로 나타나며 작동 회전수에 따른 진동 안전성을 검토하여야 한다. 임펠러의 구조적 특성상 축 방향 길이에 비하여 반경 방향의 길이가 짧기 때문에 회전수에 따른 원심력에 의한 영향이 작게 나타난다. 또한 50000 rpm에서 원심력만을 고려한 경우와 원심력과 작동 유체에 의한 압력까지 고려한 경우의 고유진동수는 차이를 보이지 않는다.

Fig. 8은 작동 회전수에 따른 임펠러 고유 진동수를 설계점 회전수의 중요한 하모닉과 같이 보여주고 있다.

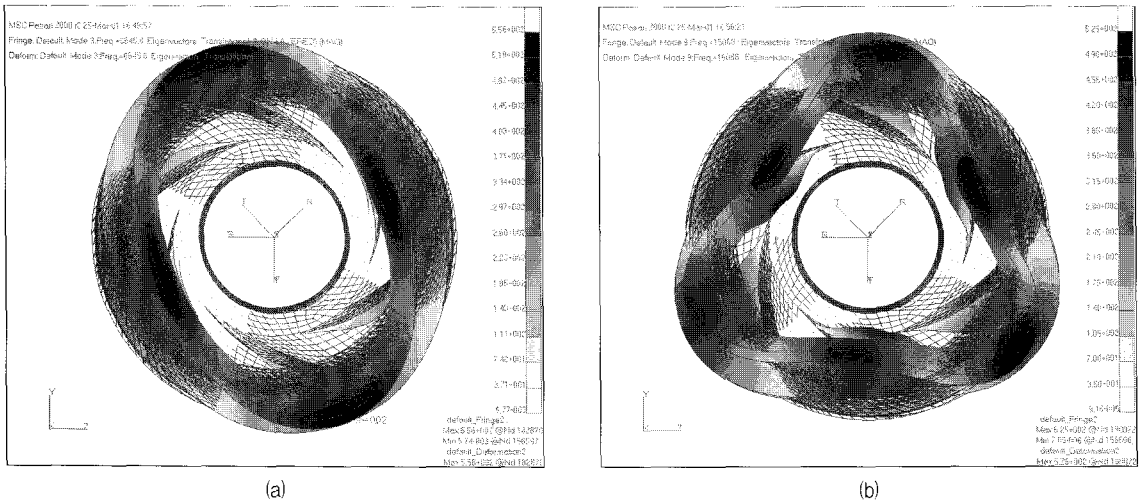


Fig. 9 (a) $f_{1,2}$ vibration mode shape (b) $f_{1,3}$ vibration mode shape of impeller

펌프 입구에서 나타나는 유체 흐름의 불균일성에 따른 위험한 저차 하모닉 $1/rev \sim 6/rev$ 과 인듀서 앞쪽에서의 4개의 고정 베인(vane)에 따른 가진 회전수인 $4/rev$ 의 배수인 고차 하모닉 $8/rev$ 을 임펠러 고유 진동수와 비교하였다.

4개의 고정 베인은 임펠러 앞쪽으로 베인 길이의 7~8배 만큼 떨어져 있어 인듀서를 지나면서 베인에 의한 유체의 영향은 크게 줄어들지만, 보수적인 진동 안전성 판별을 위하여 고려하였다. 임펠러 고유 진동수 중 고려 대상이 아닌 영(0)번째와 첫 번째 모드 형상에 대한 고유 진동수를 제외하고, 두 번째 모드 형상의 첫 번째 고유 진동수인 $f_{1,2}$ 와 세 번째 모드형상의 첫 번째 고유 진동수인 $f_{1,3}$ 를 작동 회전수에 따라 Fig. 8에 나타내었다.

설계점 회전수의 하모닉들은 각각 해당하는 모드 형상의 공진(resonance)에 영향을 주기 때문에, $f_{1,2}$ 와 $f_{1,3}$ 는 각각 두 번째 하모닉과 세 번째 하모닉에 영향을 받는다. Fig. 8에서 살펴 볼 수 있듯이 진동 관점에서 충분한 안전계수를 확보하고 있음을 알 수 있다. 임펠러 총 6개의 블레이드 개수에 따른 $6/rev$ 과 그 배수 하모닉의 가진은 여섯 번째 모드 형상의 고유 진동수 $f_{1,6}$ 가 매우 높은 고차의 진동수를 가지기 때문에 임펠러 진동 안전성에 큰 영향을 미치지 못한다.

Fig. 9(a)와 9(b)는 각각 정지 상태에서 $f_{1,2}$ 와 $f_{1,3}$ 고유 진동수의 모드 형상을 보여 주고 있다. 고유 모드

벡터들은 질량 행렬에 대하여 정규화(normalization) 되었으며, 결과 그림에서 알 수 있듯이 슈라우드의 진동 모드를 보여 주고 있다.

3. 결 론

산화제 터보펌프의 인듀서와 임펠러에 대한 구조 해석 및 진동 해석이 MSC/NASTRAN을 이용한 3차원 유한요소 해석 방법으로 수행되었다.

구조 강도 해석인 경우 원심력과 작동 유체의 압력 하중 조건을 고려하여 선형 해석과 비선형 해석을 수행하였으며, 수치 해석 결과를 통하여 구조 강도 측면에서 충분한 안전 계수를 확보하고 있음을 고찰 할 수 있었다. 구조 변형에 따른 기하학적 비선형에 의한 영향은 무시할 만큼 작게 나타났으며, 원심력과 작동 유체의 압력 하중 조건에 따른 영향은 블레이드가 기하학적으로 휘어져 있기 때문에 단순히 선형적인 합으로 나타나지 않음을 알 수 있었다.

인듀서와 임펠러의 구조 형상적 특성상 축방향 길이에 비하여 반경 방향의 길이가 짧기 때문에 구조 진동 해석에서 회전수에 따른 원심력의 영향이 작게 나타났으며, 작동 유체의 압력 하중에 대한 영향 또한 무시할 만큼 작게 나타났다. 터보펌프 작동 회전수에 따른 인듀서와 임펠러의 고유 진동수 해석을 통하여 설계점 회전수의 위험한 하모닉들과 비교 검토하였으며, 구조 진동 측면에서 역시 충분한 안전성을 확보하고 있음을 알 수 있었다.

후 기

본 연구결과는 과학기술부 주관 민군겸용과제인 “산화제 펌프 개발 및 터보펌프 핵심부품 성능시험” 사업의 지원을 받아 수행된 내용의 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Barten, H. J., Scheurenbrand, J. A., 1971, “Stress and Vibration Analysis of Turbopump Inducer Blades by Finite Elements,” *Journal of Spacecraft*, Vol. 8, No. 6, pp. 657~664.
- (2) Herda, D. A., Gross, R. S., 1995, *High Pressure Oxidizer Turbopump(HPOTP) Inducer Dynamic Design Environment*, NASA TP-3589.
- (3) 이기수, 최창호, 김진한, 양수석, 2001, “임펠러/벌류트 상호작용을 이용한 원심펌프의 성능예측,” *전산유체공학회 춘계 학술대회*, pp. 203~208.
- (4) 최창호, 이기수, 김진한, 양수석, 2001, “액체로켓 인듀서의 수치해석을 통한 성능예측,” *대한기계학회 춘계 학술대회*, pp. 625~630.
- (5) 손동기, 김춘택, 윤민수, 차봉준, 김진한, 양수석, “터보펌프 Cavitation 성능시험기 개발 및 성능시험에 관한 연구,” *대한기계학회 춘계 학술대회*, pp. 619~624.
- (6) Kiktenko and Chumachenko, 2000, *Experimental Turbopump Design*, Russia.
- (7) Kalmykov, G. P., 2000, *Critical Speed of Shaft/ Stress Analysis of Pumps and Turbine (2D/3D)*, KeRC Report Contract No. HYSA-99-S001 Annex IV (1) Design, Manufacturing and Test of TPU Items 1.5.3 and 1.5.4, Russia.
- (8) Kalmykov, G. P., 2000, *Technical Conditions ЭТН 000 000 ТУ Manufacture, Testing and Acceptance*, KeRC Report Contract No. HYSA-99-S001 Annex IV (1) Design, Manufacturing and Test of TPU Items 2.1, 2.2, 2.3, Russia.