

극저온용 액중펌프의 임펠러 및 샤프트 진동해석에 관한 연구

권병수*, 이치우**, 신유인***, 이중섭****, #

*경남과학기술대학교 대학원, **경남과학기술대학교 자동차공학과,

경상대학교 산학융합지구조성사업단, *경남과학기술대학교 엔진부품검증센터

A Study on the Vibration Analysis of Impeller and Shaft in Cryogenic Submerged Pump

Byung Soo Kweon*, Chi-Woo Lee**, Yoo In Shin***, Chung-Seob Yi****, #

*Graduate School, Gyeonnam National University of Science and Technology

**Gyeongnam National University of Science and Technology, Automotive Engineering

***Gyeongsang National University, Industry-University Convergence District Development Agency

****Gyeongnam National University of Science and Technology, Engine Parts Verification Center

(Received 16 February 2017; received in revised form 2 March 2017; accepted 8 March 2017)

ABSTRACT

In this research, reverse engineering was applied to the product manufactured by “Vanzetti” from Italy to develop a localized cryogenic submerged pump used in small-scale LNG liquefaction plants. The results of modal analysis of the impeller and shaft confirmed that the resonance frequency of the impeller and shaft played an important role in the rotor. Modal analysis of the rotor confirmed that the forcing frequency had no influence on the resonance phenomenon.

Key Words : LNG(액화천연가스), Cryogenic(극저온), Submerged Pump(액중펌프), Vibration Analysis(진동해석)

1. 서 론

오늘날 화석연료 채굴을 위해 많은 오일 메이저들은 심해자원 개발에 많은 투자와 이에 관련기자재개발을 앞 다투어 개발하고 상용화하고 있다.

현재까지 많은 양의 천연가스 가스전이 미 개발상태이며, 중소규모 가스전이 약 1400여 곳에 존재하며 지금까지 개발된 천연가스 가스전은 50

TCF(Tera cubic feet) 이상의 대규모 가스전이 대부분이며, 5 TCF 이하의 중소규모 가스전은 미개척인 곳이 대부분이다.

특히 천연가스의 경우 점차 수요가 증대되고 있으며 세계적으로 천연가스 확보를 위한 각종 플랜트 산업이 활발하게 이루어지고 있다. 이러한 영향으로 극저온 관련 기자재에 대한 기술개발이 활발하게 이루어지고 있다. 극저온 유체에 대한 수요증대로 인해 선진국의 경우 고효율 및 내구성과 신뢰성이 높은 액중펌핑 시스템을 개발하고 있다.

Corresponding Author : csyi@gntech.ac.kr

Tel: 82-55-751-3865, Fax: 82-55-751-3865



Fig. 1 Applications for small scale LNG filling system

극저온 액화가스에 대한 육상용 이송펌프 관련 하여 미국의 ACD사와 프랑스 Cryostar사, 이탈리아 Vanzetti사가 세계시장을 주도하고 있으며, 기술적 분야에도 가장 적극적인 개발을 하고 있다.

특히, 중국의 경우 선진국들의 생산기지로 활용함에 따라 Terrence사는 선진사 제품을 벤치마킹하여 LNG 액중펌프 개발에 성공하였다.

현재 국내의 경우 극저온 펌프는 왕복동식 펌프를 위주로 개발하고 있으며, 중소형의 연료공급장치용으로 개발되고 있다. 특히 원심식의 개발은 다소 미진한 상태이며, 극저온 액중펌프의 경우 거의 수입에 의존할 만큼 극저온 기자재 분야는 선진국에 비해 다소 미흡한 기술적 수준을 가지고 있다.

극저온인 액화천연가스의 경우 이송을 위해 극한 환경에서의 작동이 가능한 액체펌프 기술이 필요하며, 동남아에 매장된 천연가스는 지리적인 이유로 운송 등의 어려움이 있으며, 액화천연가스의 이송을 위해 펌프기술의 적용이 필요한 실정이다. 따라서 본 연구는 Fig. 1과 같이 극저온 액체시스템의 이송 및 저장장치에 적용할 수 있는 액중펌프 기술개발을 위한 기초연구로서 극저온용 액중펌프 개발에 따른 기초설계 자료를 확보하고자 한다.^{1,2)}

2. 극저온 액중펌프 구조

본 연구에 적용되는 극저온 액중펌핑 시스템은 Fig. 2와 같이 구성되어 있다. 일반적으로 극저온 유체를 이송할 때 사용되는 왕복동식이 아닌 원심식 펌프를 적용하고 있는 정유량 펌핑시스템이다.

극저온 액중펌프의 구조는 Fig. 2와 같으며, 대부분 다단임펠러로 구성되어있다.

임펠러를 구동시켜주는 모터의 경우 극저온 액중에 잠겨있는 것이 일반펌프와 가장 차별화 되는 기술적 특징이다. 그 외 작동원리는 일반적인 액중펌프와 동일하다. 재질은 대부분 극저온 분야에서 널리 이용되고 있는 스테인리스 316L 계열 대신 알루미늄 합금을 적용하고 있었다. 본 연구 대상인 극저온 액중펌프의 성능은 Table. 1과 같으며 6,000rpm으로 고속 회전하는 펌프이다.

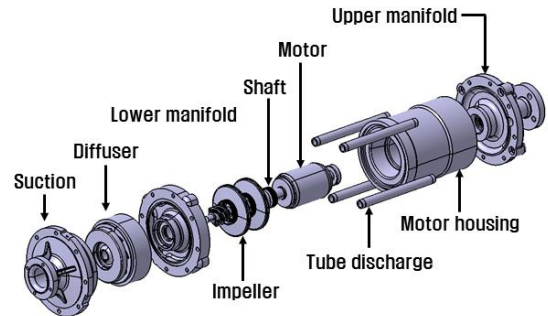


Fig. 2 Configurations of cryogenic submerged pump

Table 1 Specification of cryogenic submerged pump

	Division	Specification
1	Max. allowable suction pressure	25bar
2	Number of stage	2
3	Frequency	104Hz
4	Flow rate	200L/min
5	Differential head	266m
6	Differential pressure	11bar
7	Absorbed power	8.7kW
8	Pump speed	6,000rpm

3. 액중펌프 진동해석

3.1 자유진동해석

LNG 펌프는 회전운동을 하는 모터로부터 동력을 공급받아 작동하기 때문에 주기적 진동과 외부 환경에 따른 진동을 받고 있다.

모터에서 발생하는 진동은 기계요소에 반복적인 하중으로 작용하여 기계부품의 마모 및 소음발생의 주요 원인으로 작용하며, 구조물과 구성품의 수명에 영향을 줄 수 있다. 또한 공진과 같이 구조물의 고유진동수와 외부의 가진 주파수가 일치하는 동적 불안정성 현상이 발생하는 경우 전체 기계요소에 치명적인 손상을 줄 수 있다.³⁻⁵⁾

본 연구 대상인 극저온 액중펌프의 동적특성으로 인한 진동문제를 확인하기 위해 Fig. 3과 Table 2와 같이 펌프내부 임펠러 및 샤프트 자유진동해석(modal analysis)을 통해 가진 주파수를 파악하고 펌프의 공진현상을 미연에 방지하고자 한다.

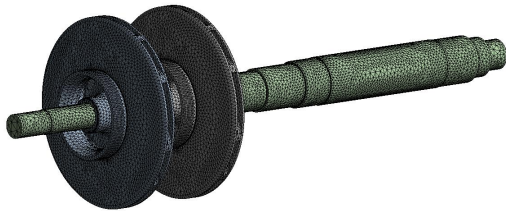


Fig. 3 FEM model for modal analysis

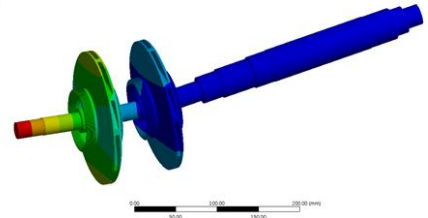
Table 2 Properties of material

Item list	AL alloy	SUS304
Density[kg/m ³]	2,770	7,750
Young's modulus[MPa]	71,000	193,000
Poisson's ratio	0.33	0.31
Yield strength[MPa]	280	207
Tensile strength[MPa]	310	586

자유진동에 대한 해석결과 Fig. 3에서와 같이 임펠러 및 샤프트의 모드별 형상 특성을 살펴보면 1차 벤딩모드(bending mode), 2차 토션모드(torsion

A: Modal
Total Deformation_1
Type: Total Deformation
Frequency: 303.47 Hz
Unit: mm

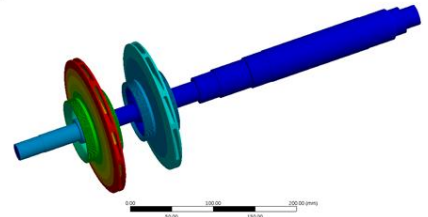
62.764 Max
55.79
48.816
41.843
34.869
27.895
20.921
13.948
6.9738
0 Min



(a) 1st mode

A: Modal
Total Deformation_2
Type: Total Deformation
Frequency: 504.15 Hz
Unit: mm

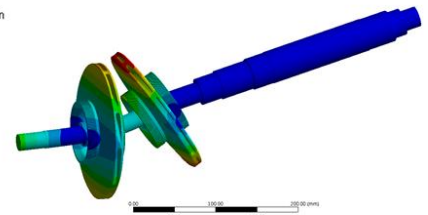
59.974 Max
53.31
46.647
39.983
33.319
26.655
19.991
13.328
6.6638
0 Min



(b) 2nd mode

A: Modal
Total Deformation_3
Type: Total Deformation
Frequency: 1079.6 Hz
Unit: mm

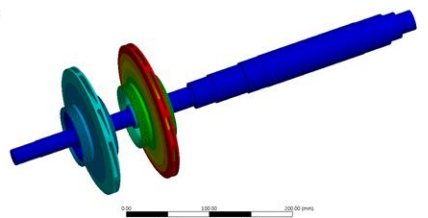
62.64 Max
55.68
48.72
41.76
34.8
27.84
20.88
13.92
6.96
0 Min



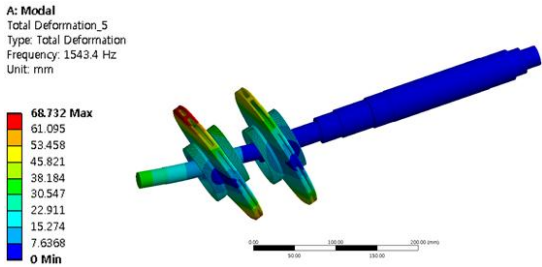
(c) 3rd mode

A: Modal
Total Deformation_4
Type: Total Deformation
Frequency: 1175.4 Hz
Unit: mm

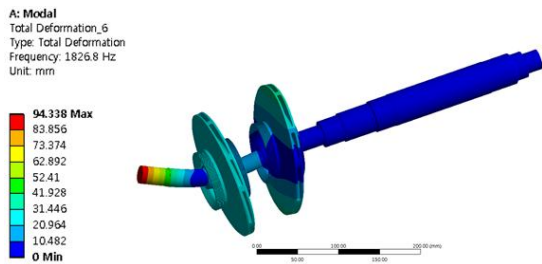
60.464 Max
53.746
47.028
40.309
33.591
26.873
20.155
13.436
6.7182
0 Min



(d) 4th mode



(e) 5th mode



(d) 6th mode

Fig. 3 Results of modal analysis

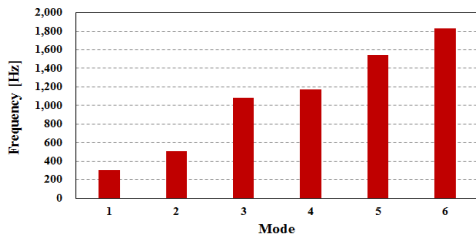


Fig. 4 Frequency characteristic of mode shapes

mode), 3차 벤딩모드, 4차 토션모드, 5차 벤딩모드, 6차 벤딩모드가 발생함을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 4와 같이 각 모드별 고유진동수를 확인할 수 있었다.

4.2 회전체 진동해석

회전체 진동에서 위험속도(또는 임계속도, critical speed)는 회전속도가 시스템의 고유진동수와 일치할 경우 발생된다. 국제규격 ISO 1925에서는 위험속도를 시스템의 공진점에 있어서 현저한

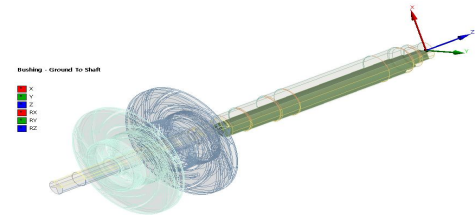
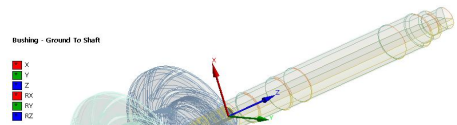


Fig. 5 Positions of bearing stiffness and damping

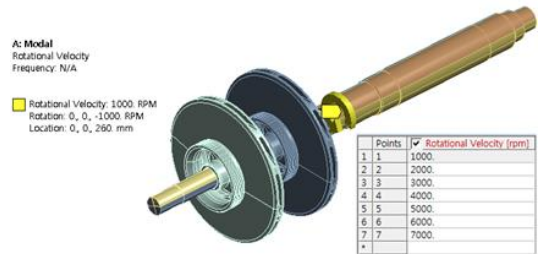


Fig. 6 Boundary conditions on impeller and main shaft

응답이 발생하는 특정속도로 정의하고 있다.

즉 최대 휘둘림 진폭(whirling amplitude)이 발생하는 회전체의 속도라 할 수 있다.

회전운동을 하는 회전체의 회전밸런스가 정확하고 적용된 베어링의 감쇠가 적절하다면 기계의 위험속도는 감지되지 않으며, 위험속도 이외에서의 운전은 매우 안정적이다.⁶⁻⁸⁾

회전하는 기계요소의 공진가능성을 확인하기 위해 캠벨선도(campbell diagram)를 활용할 수 있다. 이 선도는 회전하는 기계요소의 운전속도 함수로 고유진동수를 나타낸다. 캠벨선도에서는 회전수에 따라 휠 주파수가 증가하는 경우를 전방

Table 3 Results of dynamics analysis on impeller and main shaft

[unit : Hz]

Mode	Whirl Direction	1000rpm	2000rpm	3000rpm	4000rpm	5000rpm	6000rpm	7000rpm
1	BW	212.17	211.67	210.85	209.72	208.35	206.82	205.2
2	FW	227.1	227.64	228.55	229.79	231.3	233.01	234.84
3	FW	773.79	773.79	773.79	773.79	773.79	773.79	773.79
4	FW	885.86	885.89	885.94	886.01	886.09	886.2	886.32

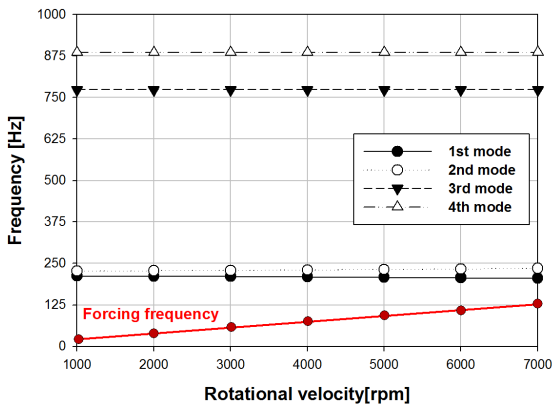


Fig. 7 Campbel graph of impeller and shaft

휘둘림 모드라 하며, 이때 휠 방향(whirl direction)을 FW(forward)로 표현한다. 또한 회전수에 따른 휠 주파수가 감소하는 경우 후방 휘둘림 모드라 하며, 이때를 BW(backward)로 표현한다. 또한 캠벨선도에서 가진주파수 선(좌표 원점으로부터 퍼지는 직선“Ratio=1”은 1×운전속도의 가진주파수 선이다.)도 함께 나타내며, 가진주파수 선은 원점을 기준으로 회전주파수를 바탕으로 선정된다.

전방 휘둘림 모드 커브 또는 후방 휘둘림 커브가 가진력 주파수 선과 만나는 점을 잠재적 공진 영역으로 확인 할 수 있다.

본 연구의 LNG 펌프 모터는 최고 7,000 rpm까지 회전 하며, 모터가 회전할 때 위험속도 발생 여부를 판단하기 위해 1,000 rpm 간격으로 최고 7,000 rpm 까지 모드별 주파수를 분석하고 이를

통해 캠벨선도를 도출하여 임펠러 및 축의 설계안 정성을 판단하고자 한다.

본 연구대상은 앞선 임펠러 및 축의 자유진동해석과 같으며, 두 개의 임펠러가 샤프트에 결합되어 있는 형상이며, 재질 역시 앞선 해석과 동일하다.

임펠러 및 축의 회전체 진동해석을 위해 자유진동해석의 경계조건과 더불어 실제 베어링이 지지되는 지점에 Fig. 5와 같이 베어링 강성 및 감쇠영역을 설정하여 주고 Fig. 6과 같이 측정하고자 하는 영역을 선정하였다

본 연구에서 임펠러 및 축의 회전체 진동해석은 총 4차 모드까지의 고유진동수를 나타낼 수 있도록 설정하여 해석을 수행하였으며, 해석결과 Table 3과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 또한 Fig. 7과 같이 캠벨선도와 Fig. 8과 같이 각 모드형상에 대하여 결과를 분석하였다.

해석결과를 살펴보면 LNG 펌프 모터가 운전되는 범위에서는 모터의 가진주파수 영역과 겹치는 모드의 고유진동수 값은 없는 것으로 확인된다. 즉 모터가 회전하는 0~7,000 rpm 영역 중 어떠한 영역에서도 위험속도 구간이 발생하지 않는다. 이러한 결과를 토대로 살펴볼 때 설계된 임펠러 및 축은 회전 밸런스가 정확하고 안정적으로 설계되었음을 알 수 있다.

또한 Table 3에서와 같이 1번째 모드에서는 모터의 회전수가 증가할수록 주파수 영역대가 줄어드는 후방 휘둘림 모드가 발생하며, 2~4번째 모드에서는 회전수가 증가함에 따라 주파수 영역대도 증가하는 전방 휘둘림 모드가 발생함을 확인 할 수 있다. 하지만 이 영역 모두 모터가 가지는 가진

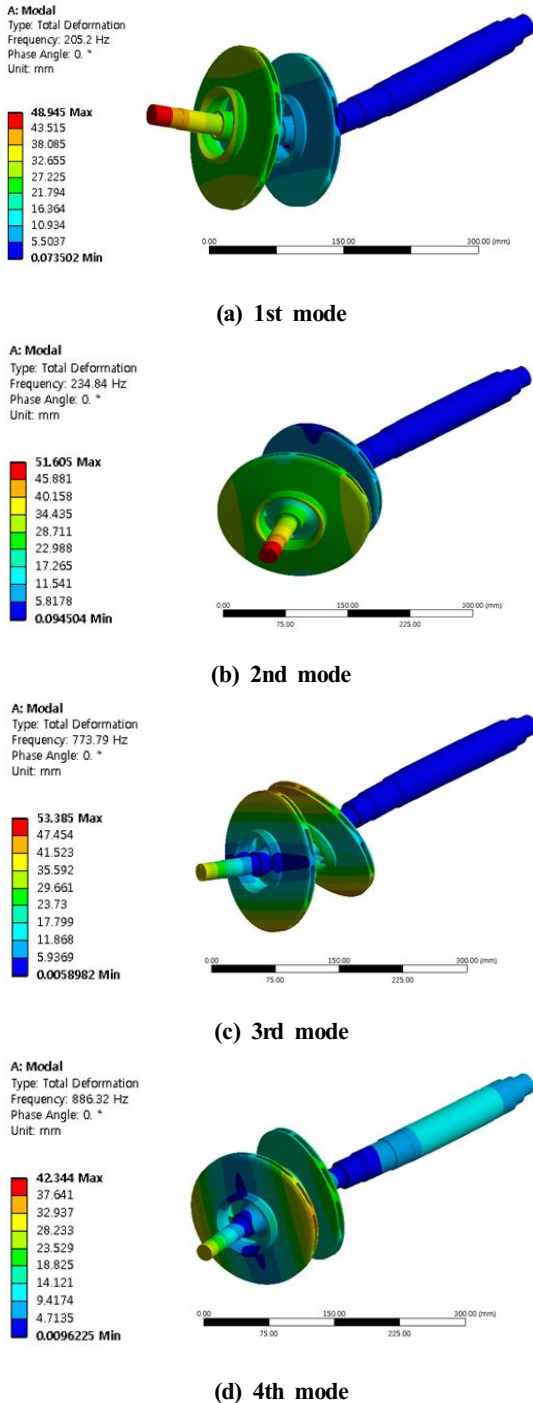


Fig. 8 Results of mode shape

주파수 영역 대와 큰 차이가 있어 공진현상에 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

5. 결론

천연가스 소형액화플랜트에 사용되는 극저온용 액중펌프에 대한 국산화 개발을 위해 이탈리아 'Vanzetti사' 제품에 대한 역설계를 수행하여 임펠러와 샤프트에 대한 진동해석을 수행한 결과 회전체에서 중요한 부분인 임펠러와 축에 대한 자유진동해석을 통해 공진주파수를 확인할 수 있었고, 회전체진동해석을 통해 가진주파수 영역을 벗어나 공진현상에 영향을 주지 않는 것으로 나타났다.

후기

본 연구는 2016년 산업통상자원부 제1차 에너지수요관리핵심기술개발사업(20162010103730)지원에 의해 수행되었습니다.

REFERENCES

1. Kweon. B. S., Lee. C. W., Yi. C. S., "A Study on the Impeller Design of a Submerged Cryogenic Pump", J. of KSMPE, Vol. 15, No. 6, pp. 136-141, 2016.
2. Ahn. H. H., Yi. C. S., "Flip-Flap Valve-Type Breakaway Coupling through Reverse Engineering" J. of KSMPE, Vol. 15, No. 4, pp. 16-22, 2016.
3. Jeong. H. S., Kim, Y. H., Cho, J. R., Kim, J. H., Kim, J. R., Park, J. H., "A Study on Structural Design of Cryogenic Miniature Globe Valve using Finite Element Method", J. of KSOME, Vol. 31, No. 4, pp. 343-349, 2007.
4. Jeon. E. C., Youn. G. H., Kang. C. H., "A Study on Effect of Flow Characteristics for Turbine Impeller Shape" J. of KSMPE, Vol. 13, No. 4, pp. 36-43, 2014.
5. Choi. D. S., "Structural Analysis and Design of

- Small Wind Turbine Blade ", J. of KSMPE, Vol. 14, No. 1, pp. 85-91, 2015.
6. Kim. H. Y., Yoo. H. H., "Vibration Analysis of a Rotating Blade Considering Pre-twist Angle, Cross Section Taper and a Concentrated Mass", Transactions of KSNVE, Vol. 23, No. 4, pp. 338-346, 2013
 7. Kwon. S. M., Kang. M. J., Yoo. H. H., "Stability Analysis of a Wind Turbine Blade Considering Wind Force and Variation of Pitch Angle", Transactions of KSNVE, Vol. 22, No. 12, pp. 1164-1171, 2012.
 8. Kang. B. M., Oh. Y. C., Bae. D. G., Seo. K. C., Ko. J. Y., "A Study on Shaft Dynamic Characteristic for G/T 250TON Double-Ended Car-Ferry", J. of KSMES, Vol. 21, No. 1, pp. 83-90, 2015