

API 610 BB5 펌프 개발을 위한 로터다이나믹 특성분석

김병옥** · 이안성* · 김성기**

Rotordynamic Characteristics Analysis for API 610 BB5 Pump Development

Byung Ok Kim** , An Sung Lee* , Sung Ki Kim**

Key Words : Rotordynamics(회전체동역학), Dry-Run(드라이-런), Wet-Run(웻-런), Annular seal(환상 시일), Critical speed map(위험 속도 선도)

ABSTRACT

This paper deals with the detail rotordynamic analysis for BB5 eight stages pump as development of API 610 BB5 type pump. Dry-run analytical model, not considering operating fluid, and wet-run analytical model, considering operating fluid are established. In addition, plain circular and pressure dam bearings are chosen and it was discussed that each bearing has an effect on dynamic characteristics of pump rotor system. A rotordynamic analysis includes the critical speed map, Campbell diagram, stability, and unbalance response. As results, it was predicted that rated speed of the pump rotor passes through 1st critical speed in dry-run condition regardless of bearings, however, it was verified that, in wet-run condition, the rotor system doesn't have critical speeds even if more than twice rated speed. Hence the resonance problem caused by the critical speeds does not happen since actual operating is in wet-run condition including operating fluid. As a result of unbalance response analysis, the pump rotor has stable vibration response at rated speed, regardless of operating fluid and the proposed bearing types.

1. 서 론

API 610 BB5⁽¹⁾(BB:Between Bearings) 펌프는 합성연료, 정제유, 석유화학 제품 등의 hydrocarbon 제품을 생산하는 정유 및 석유화학 플랜트를 비롯하여, LNG/LPG 가스 및 질 소비료 등의 플랜트, 그리고 육상 및 해상 원유기지 등에 사용되는 에너지 플랜트 핵심 기자재이다. 이 펌프의 특징은 고온, 고압에서의 안정성을 증가시키기 위해 수력부품과 축계의 주요 구성품을 카트리리지 조립체로 구성한 후, 이 카트리지를 배럴케이싱으로 보호하는 2중 구조형태를 띠며, 요구되는 양정 및 요구조건에 따라 Inline형(Fig. 1 참고) 또는 Back-to-back(Fig. 2 참고)형으로 설계된다⁽²⁾. 대부분의 정유·석유화학 플랜트에서 주요공정을 구성하는 hydrocarbon 펌핑에 BB5 펌프가 핵심적으로 적용되며, 육상 및 LPG 파이프라인 수송 서비스 스테이션 등에서 Stand by 없는 메인

펌프로 사용되기 때문에 수력 및 회전 신뢰성이 극도로 보장되어야 한다.

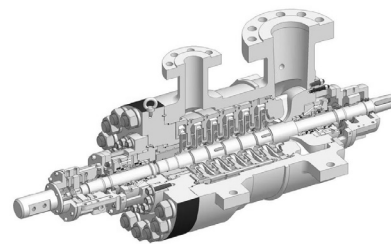


Fig. 1 BB5 inline diffuser barrel pump

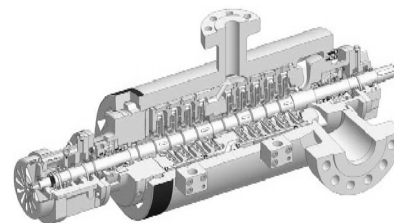


Fig. 2 BB5 back-to-back diffuser barrel pump

* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실

** (주)동양화학기계

† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

회전 신뢰성 보장을 위해서는 설계단계에서부터 상세한 로터다이나믹 해석을 수행한 후 그 결과를 개발품에 반영하여야 한다⁽³⁾. 해석항목으로는 펌프 로터-베어링 시스템의 공진 위험속도, 정격속도 또는 정상 운전영역에 걸친 로터의 규정 불균형에 대한 진동응답, 그리고 베어링 또는 시일에서 발생하는 비안정화력에 대한 동적 안정성 등이 포함된다⁽⁴⁾. 특히, 베어링은 로터 시스템에 강성과 감쇠에 의한 안정성을 제공하기 때문에 설계 초기단계에서 면밀한 베어링 형식선정과 설계해석이 요구된다⁽⁵⁾. 따라서, 본 연구에서는 BB5 펌프 개발품에 대한 회전 신뢰성 예측을 위하여 펌프 로터-베어링 시스템의 동특성 해석뿐만 아니라 베어링 선정의 적절성, 시일효과 등을 포함한 상세 로터다이나믹 설계해석을 수행하였다.

2. 해석모델

2.1. 로터 모델링

해석 대상 BB5 펌프의 개략도는 Fig. 3에 제시하였다. 펌프 제원인 유량과 양정은 각각 500m³/hr와 2,000m이며, 단수는 8단, 정격속도(rated speed)는 3,550rpm이며, 작동온도는 350°C이다. 동특성 해석을 위한 로터다이나믹 FE (finite element) 해석모델은 로터-베어링 시스템을 개개의 빔(Beam) 요소, 등가질량·관성요소, 베어링 요소, 그리고

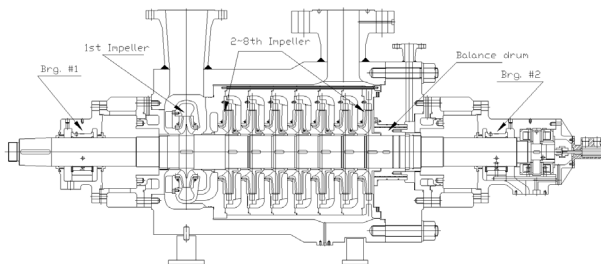


Fig. 3 Schematic drawing of BB5 pump rotor system

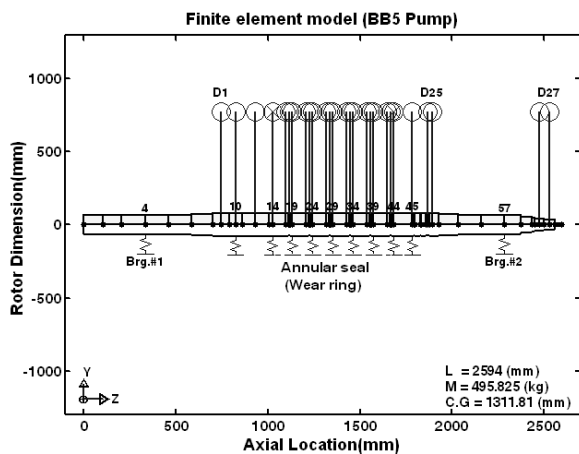


Fig. 4 FE model of pump rotor system (Wet-run model)

불균형 가진요소 등을 조합하여 얻어진다(Fig. 4 참조). 추가로 작동유체가 임펠러 입구와 밸런스 드럼에 설치된 환상시일(annular seal)을 통과할 때 압력강화로 인하여 반경방향으로 강한 복원력이 발생한다⁽⁶⁾. 이러한 복원력은 로터축에 강성과 감쇠력으로 작용하기 때문에 해석시 반드시 고려하여야 한다. Fig. 4는 이러한 환상시일에서의 효과를 고려한 FE 해석모델(이하 wet-run 모델)이다.

2.2. 시일 모델링

환상시일에서 선형화된 강성과 감쇠계수를 추출하기 위한 데이터는 Table 1에 제시하였다. Table 1에 나타난 데이터를 활용하여 정격속도에서 임펠러와 밸런스 드럼에서 실의 강성 및 감쇠계수를 Table 2에 제시하였다. 동특성 계수 추출을 위해 사용된 해석모델은 Black⁽⁷⁾ 이 제안한 해석모델을 사용하였다. 해석에 적용된 작동유체는 hydrocarbon이며, 밀도는 670kg/m³, 점도는 0.43cP이다. 한편 Table 2의 결과로부터 밸런스 드럼에서 강성과 감쇠는 거의 유막베어링의 강성과 감쇠 수준임을 알 수 있다.

2.3. 베어링 모델링

개발 대상 펌프에 적용할 베어링은 두 가지 형태로 고려되었으며, 그 중 하나는 제작의 용이성과 비용면에서 장점을 지닌 plain circular 베어링과 다른 하나는 동적 안정성이 상대적으로 우수한 pressure dam⁽⁸⁾ 베어링으로 선정하였다. 각각의 베어링에 대한 중요치수를 Table 3과 4에 제시하였고, 해석모델을 Fig. 5에 나타내었다.

Table 1 Data of seal

Lt.	ΔP (bar)	L (mm)	D (mm)	C (mm)
1 st Imp. (double suction)	20	17	240	0.2
2 nd ~8 th Imp.	27	19	254	0.2
Balance drum	209	157	235	0.2

※ Lt.:Location, ΔP :Pressure difference, L:length, D:Diameter, C: Radial Clearance

※ Fluid density & viscosity:670kg/m³ & 0.43cP

Table 2 Seal dynamic coefficients at rated speed

Lt	K (N/m)	k (N/m)	C (N.s/m)	c (N.s/m)
1 st Imp. (double suction)	1.5888E7	2.9834E6	1.6050E4	2.712E2
2 nd ~8 th Imp.	1.2692E7	2.2625E6	1.2172E4	2.094E2
Balance drum	1.9335E8	3.1797E8	1.7106E6	1.336E5

※ K=Kxx=Kyy, k=Kxy=-Kyx, C=Cxx=Cyy, c=Cxy=-Cyx

Table 3 Specification of plane circular bearing

Design parameters		Brg. #1 & #2	
Axial length, L		89	
Diameter, D		135mm	
Radial clearance, C _R		0.095mm	
No. of pad		2 EA	
Pad #1	Leading edge	13°	Reference coordinate : Cartesian
	Trailing edge	167°	
Pad. #2	Leading edge	201°	
	Trailing edge	339°	
Lubricant viscosity		ISO 46 (40°C: Supply temp.)	

Table 4 Specification of pressure dam bearing

Design parameters		Brg. #1 & #2	
Axial length, L		89	
Diameter, D		135mm	
Radial clearance, C _R		0.095mm	
No. of pad		2 EA	
Pad #1	Leading edge	13°	Reference coordinate : Cartesian
	Trailing edge	167°	
Pad. #2	Leading edge	201°	
	Trailing edge	339°	
Lubricant viscosity		ISO 46 (40°C: Supply temp.)	

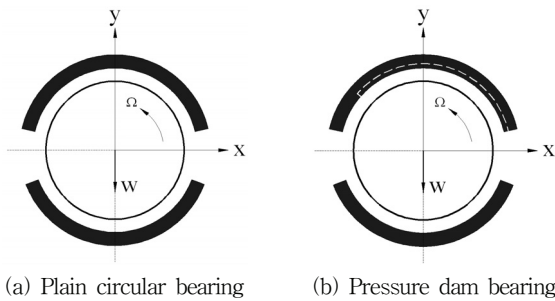


Fig. 5 Analytical bearing models

정적해석을 수행한 후 베어링 부하 하중을 산출하였으며, 그 결과 Brg. #1과 Brg. #2에 걸리는 부하는 각각 2425.3N과 2436.8N이다. 유막베어링은 정적 평형점으로부터 외력에 의해 섭동될 때, 로터 시스템에 강성과 감쇠를 제공하기 때문에 회전속도에 따른 선형화된 강성 및 감쇠계수를 추출하였다.

Table 5는 정격속도에서 강성, 감쇠계수 그리고 유막온도를 나타내었다. 전반적으로 plain circular 베어링보다 pressure

Table 5 Bearing linearized coefficients at rated speed

Brg. #1								
Type	K _{xx} (N/m)	K _{xy} (N/m)	K _{yx} (N/m)	K _{yy} (N/m)	C _{xx} (N.s/m)	C _{xy} (N.s/m)	C _{yx} (N.s/m)	C _{yy} (N.s/m)
Plain circular	3.554E7	3.966E7	-1.56E8	4.975E7	2.277E5	-9.92E4	-9.92E4	8.387E5
Pressure dam	1.388E8	2.749E7	-3.49E8	1.961E8	4.914E5	-3.40E5	-3.40E5	1.594E6
Brg. #2								
Type	K _{xx} (N/m)	K _{xy} (N/m)	K _{yx} (N/m)	K _{yy} (N/m)	C _{xx} (N.s/m)	C _{xy} (N.s/m)	C _{yx} (N.s/m)	C _{yy} (N.s/m)
Plain circular	3.572E7	3.975E7	-1.56E8	5.001E7	2.283E5	-9.97E4	-9.97E4	8.408E5
Pressure dam	1.390E8	2.755E7	-3.49E8	1.964E8	4.920E5	-3.40E5	-3.40E5	1.596E6
Operating Film Temperature								
(Assumption : Heat carried away by oil → 80%)								
Plain circular	79.2°C							
Pressure dam	58.3°C							

dam 베어링이 강성과 감쇠가 높고, 유막온도는 낮음을 알 수 있다.

3. 로터다이나믹 해석

로터다이나믹 FE 해석모델로부터 얻어진 식(1)의 운동방정식을 적용하여 위험속도 선도, 캠벨선도, 안정성해석과 불균형 응답해석 등을 수행하였다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[G]$, $[K]$ 는 각각 관성, 감쇠, 자이로스 코픽, 강성행렬을, 그리고 $\{q\}$ 와 $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.

3.1 위험속도 선도

시스템의 감쇠와 연성효과를 고려하지 않은 상태에서 베어링의 지지위치와 강성에 따른 위험속도를 평가하는 방법으로 위험속도 선도가 사용된다. 먼저, 작동유체를 고려하지 않은 모델(이하 dry-run 모델, 시일 효과를 고려하지 않음)을 사용하여 베어링(Brg. #1, Brg. #2) 강성에 따른 로터의 1, 2, 3차의 정선회(forward whirl, 1X) 위험속도 선도를 Fig. 6과 7에 나타내었다. 1차 위험속도는 베어링 강성과 무관하게 정격속도보다 낮음을 알 수 있다. 위험속도 선도에서 실제 위험속도는 회전속도에 따른 베어링 등가강성과 위험속도 선도의 교차점이다. Dry-run 상태에서 plain circular 베어링을 적용한 경우는 1차 위험속도가 최대 3235rpm으로 예측되며(Fig. 6 참조), pressure dam 베어링인 경우는

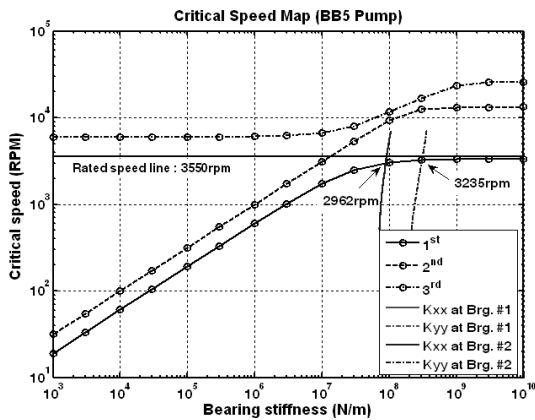


Fig. 6 Critical speed(1X) map of the BB5 rotor-bearing system (Dry-run condition, overlay circular plain bearing)

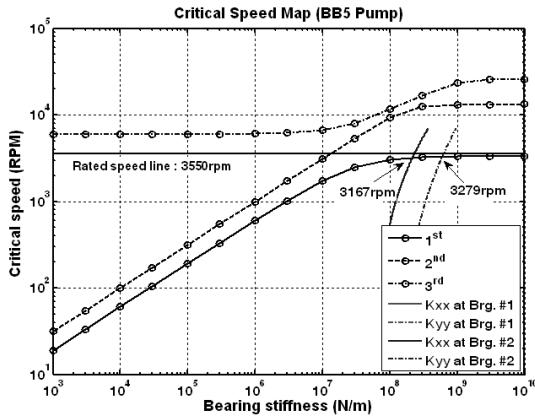


Fig. 7 Critical speed(1X) map of the BB5 rotor-bearing system (Dry-run condition, overlay pressure dam bearing)

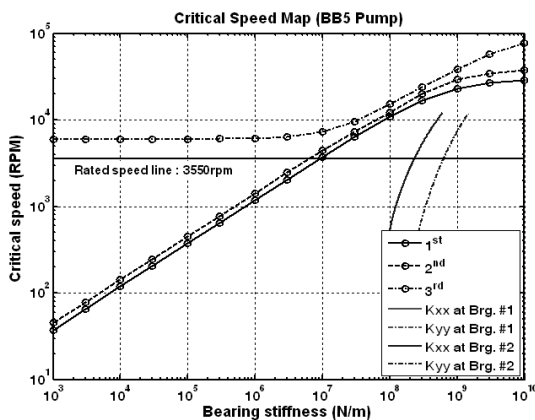


Fig. 8 Critical speed(1X) map of the BB5 rotor-bearing system (Wet-run condition, overlay pressure dam bearing)

3279rpm으로 예측되었다(Fig. 7 참조).

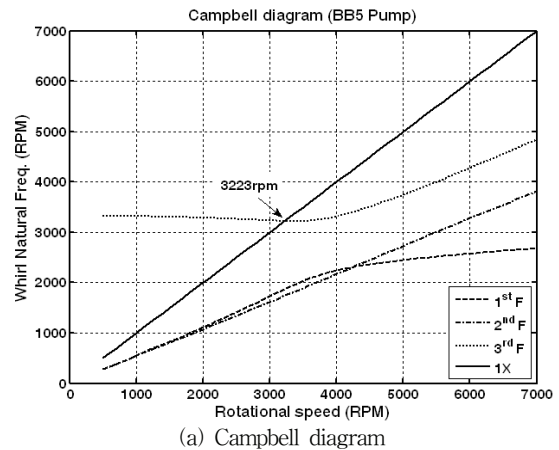
정격속도가 3550rpm임을 감안하면 dry-run 상태에서는 1차 위험속도를 통과하여 정격 운전되는 것으로 예측된다. 그러나 wet-run 상태에서는 시일의 영향으로 위험속도가

상당히 상승됨을 Fig. 8로부터 알 수 있으며, 10000rpm 이상에서도 베어링 등가강성이 위험속도 선과 교차하지 않음을 알 수 있다. 즉, wet-run 상태에서는 시일이 베어링 역할을 함으로서 위험속도와 정격속도를 충분히 분리시키고 있음을 알 수 있다.

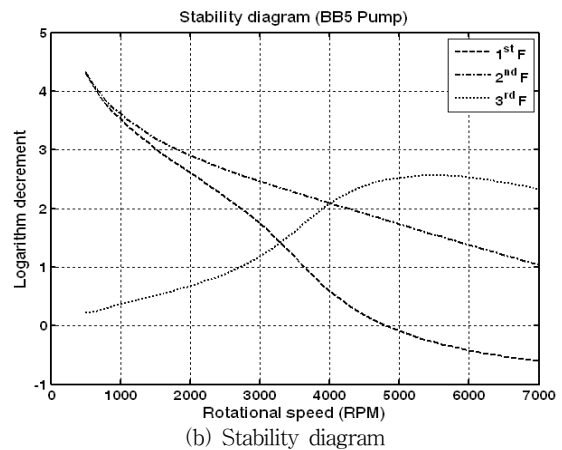
3.2 캠벨선도(Campbell diagram) 및 안정성 해석

공진회피 및 공진가능성을 파악하기 위해 사용되는 또 다른 선도로는 베어링 강성과 감쇠의 직접항(direct term)은 물론 연성항(cross couple term)까지 고려하여 회전속도에 따른 선회고유진동수를 나타낸 캠벨선도이다. 불균형 가진력처럼 회전속도와 동일한 가진력은 정선회 위험속도와 공진을 일으키기 때문에 1X-동기회전수선과 교차되는 곳이 정선회 위험속도이다. Dry-run 상태에서 plain circular 베어링을 적용한 경우 1X와 교차되는 곳은 3차 정선회 고유진동수이고, 이때 1차 정선회 위험속도는 3223rpm이며(Fig. 9(a) 참조), 1차와 2차 정선회 고유진동수는 불균형력에 의해 가진되지 않음을 알 수 있다.

또한 pressure dam 베어링을 적용한 경우, 1차 정선회 위

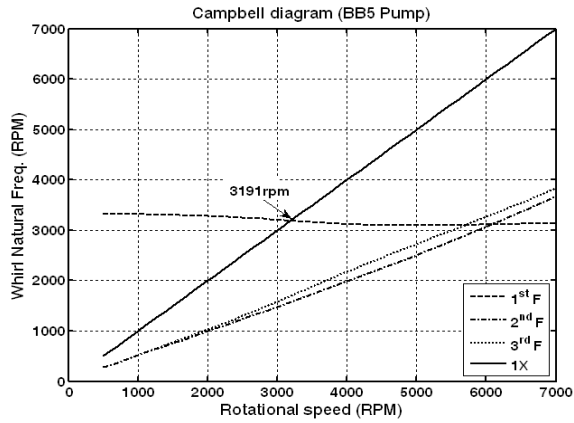


(a) Campbell diagram

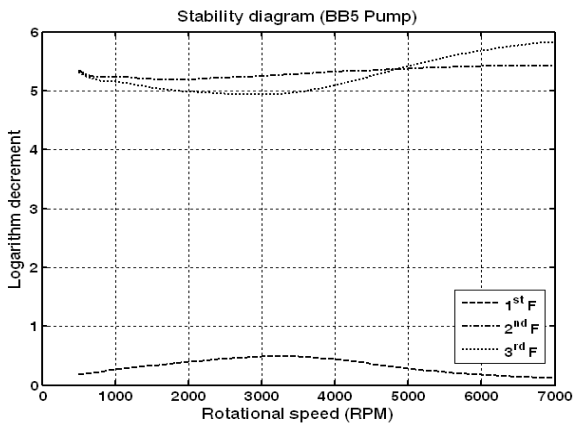


(b) Stability diagram

Fig. 9 Campbell & stability diagram(Dry-run condition, plain circular bearing, F: forward)



(a) Campbell diagram



(b) Stability diagram

Fig. 10 Campbell & stability diagram(Dry-run condition, pressure dam bearing, F: forward)

험속도는 3191rpm이며(Fig. 10(a) 참조), 2차와 3차 정선회 고유진동수는 불균형력에 의해 가진되지 않는다. 로터-베어링 시스템의 안정성 평가 척도인 회전속도에 따른 대수감쇠율(logarithm decrement, Log. Dec.)⁽⁹⁾을 적용된 베어링에 따라 Fig. 9(b)과 10(b)에 각각 나타내었다. 그 결과 1차 정선회 위험속도에서 대수감쇠율이 1.36과 0.49이며, 이 결과는 1차 위험속도 통과시 plain circular 베어링이 pressure dam 베어링보다 감쇠효과가 더 좋은 것으로 평가된다. Wet-run 상태에서는 위험속도 선도에서 예측한 바와 같이 정격속도 2배의 운전영역까지도 1X와 교차되는 정선회 고유진동수가 없으며(Fig. 11, 12 참조), 이는 불균형력에 의해 가진되는 정선회 위험속도가 없음을 의미한다. 즉, 실제 펌프가 운전되는 전 운전영역 구간에서는 불균형력에 의한 공진은 발생하지 않을 것으로 예측된다.

3.3 불균형 응답해석

불균형 작용 시 개발 대상 로터-베어링 시스템의 진동응답을 예측하기 위하여 ISO G2.5 등급에 해당하는 불균형을 로터 중앙부에 부가하여 불균형 응답해석을 수행하였다. Dry-run

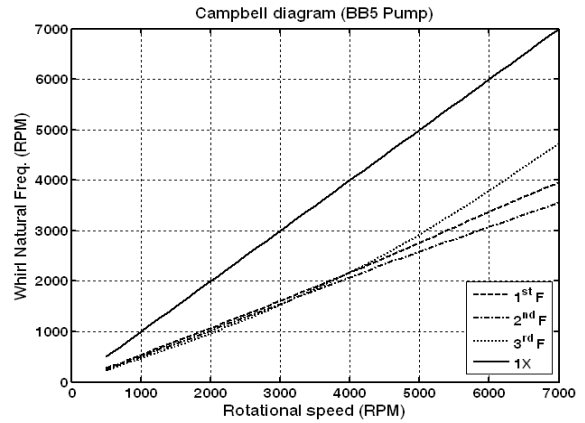


Fig. 11 Campbell diagram of the BB5 pump(Wet-run condition, plain circular bearing, F: forward)

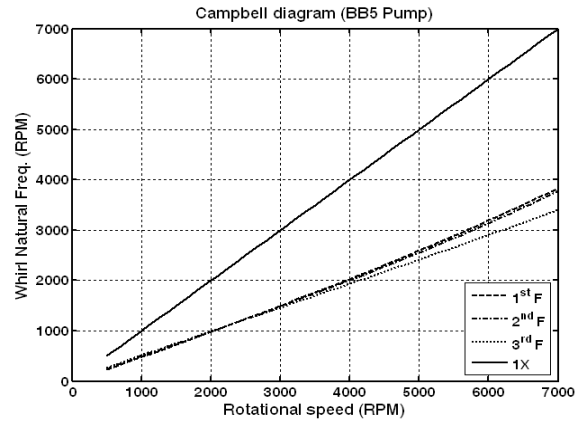


Fig. 12 Campbell diagram of the BB5 pump(Wet-run condition, pressure dam bearing, F: forward)

상태에서 각각의 베어링을 적용하였을 때, 정격속도에서 로터 전체의 진동응답을 Fig.13과 14에 각각 나타내었다.

베어링에서의 진동응답은 plain circular 베어링보다 pressure dam 베어링에서 다소 작게 예측되었으나, 로터 중앙부에서의 진동응답은 plain circular 베어링인 경우가 더 작게 예측되었다. 이는 pressure dam 베어링 강성이 상대적으로 더 크기 때문에 베어링에서의 진동은 더 낮고, 로터 중앙부에서의 진동이 상대적으로 더 커진 것으로 판단된다. Wet-run 상태에서 각각의 베어링을 적용하였을 때, 정격속도에서 로터 전체의 진동응답을 Fig. 15와 16에 각각 나타내었다. 전반적으로 시일효과에 의해서 진동진폭이 매우 작게 예측되었으며, 특히 밸런스 드럼에서 시일영향이 크게 작용하여 진동이 작게 예측되었다. 베어링에서의 진동응답은 plain circular 베어링보다 pressure dam 베어링에서 다소 작게 예측되었으나, 로터 중앙에서의 진동응답은 서로 유사하게 예측됨을 알 수 있다.

Dry-run과 wet-run 상태에서 회전속도에 따른 로터 중앙부 불균형 응답을 Fig. 17과 Fig. 18에 각각 나타내었다.

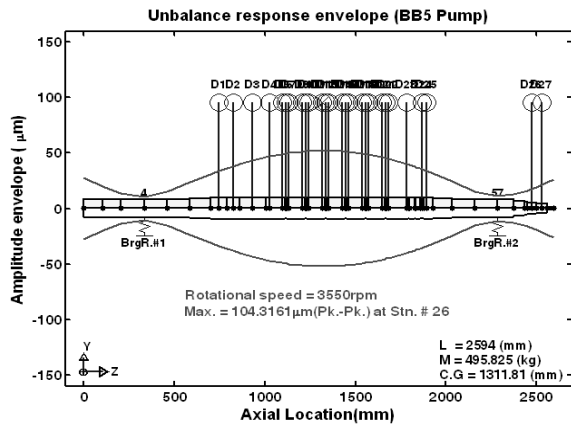


Fig. 13 Unbalance response envelope at rated speed (Dry-run condition, plain circular bearing)

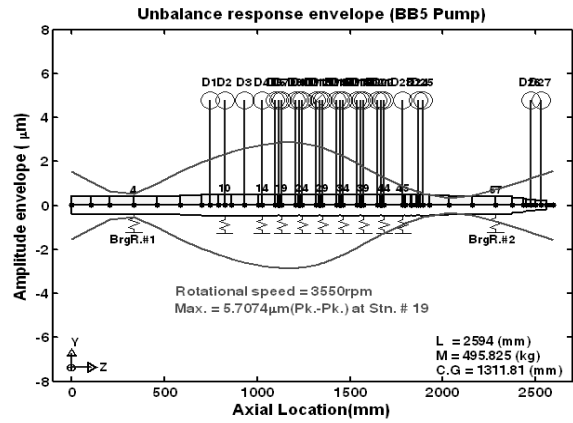


Fig. 16 Unbalance response envelope at rated speed (Wet-run condition, pressure dam bearing)

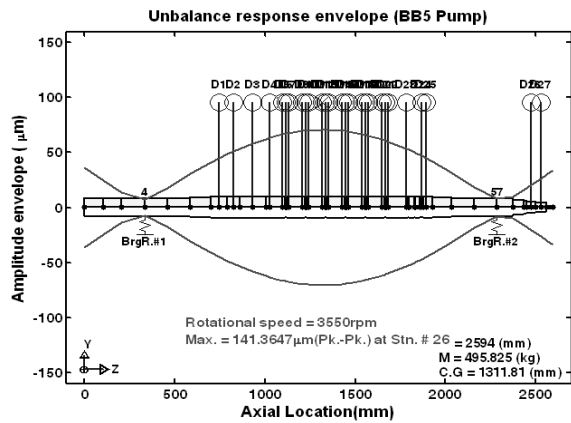


Fig. 14 Unbalance response envelope at rated speed (Dry-run condition, pressure dam bearing)

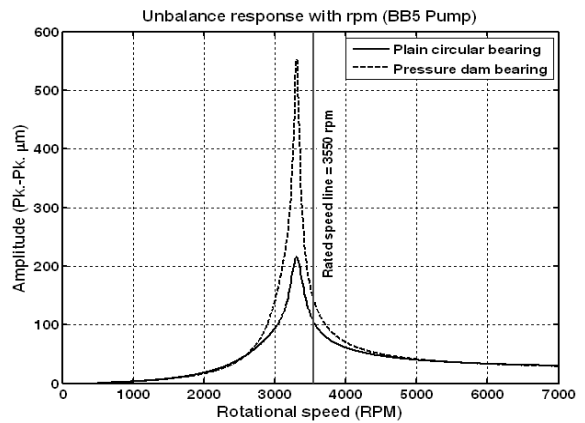


Fig. 17 Unbalance response with rpm(Center position, Dry-run condition)

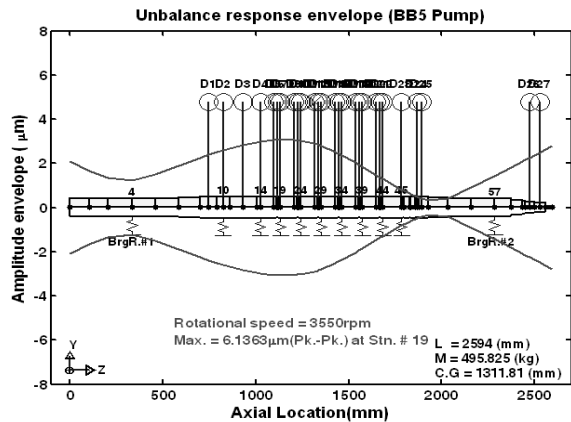


Fig. 15 Unbalance response envelope at rated speed (Wet-run condition, plain circular bearing)

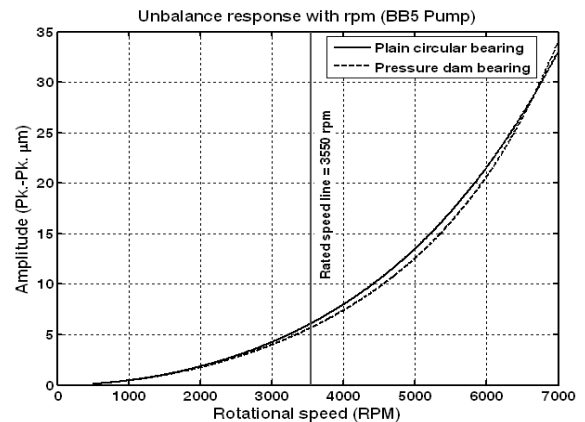


Fig. 18 Unbalance response with rpm(Center position, Wet-run condition)

예측한 바와 같이 dry-run 상태에서는 1차 위험속도를 통과하여 정격운전됨을 알 수 있고, wet-run 상태에서는 정격운전 영역까지 위험속도 통과 없이 운전됨을 알 수 있다. 특히, wet-run 상태에서 plain circular 베어링과 pressure dam

베어링을 적용한 진동응답이 거의 유사함을 알 수 있다. 불균형 해석결과를 종합해보면, 베어링 근방에서 불균형력에 의한 진동 제한치 46.7µm (Pk.-Pk. by API 684⁽¹⁰⁾)를 초과하지 않기 때문에 정격속도에서 불균형에 의한 회전 신뢰성

이 확보되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 API 610 BB5 펌프 개발의 일환으로 개발 대상 BB5 8단 펌프에 대해 로터다이나믹 상세해석을 수행하였다. 작동유체의 영향을 고려하지 않은 dry-run 상태와 그 영향을 고려한 wet-run 상태에 대한 해석모델을 구축하였으며, 추가로 plain circular 베어링과 pressure dam 베어링을 선정하여 각 베어링이 펌프 로터 시스템의 동특성에 미치는 영향을 검토하였다. 해석모델을 토대로 위험속도 해석, Campbell 선도 및 안정성 해석, 불균형 응답해석 등을 수행하였다. 그 결과 적용 베어링에 상관없이 dry-run 상태에서는 정격운전이 1차 위험속도를 통과하는 것으로 예측되었으나, wet-run 상태에서는 정격속도의 2배 이상에서도 위험속도가 존재하지 않음을 확인하였다. 실제 운전은 작동유체를 포함하기 때문에 위험속도로 인한 공진문제는 없을 것으로 판단된다. 또한 불균형 응답해석 결과 작동유체와 적용 베어링에 상관없이 모두 정격운전에서 안정적인 진동응답이 예측되었다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 Eco-Ener 플랜트 경쟁력확보 기술개발사업의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.

참고문헌

- (1) API 610, 2004, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries.
- (2) Sulzer Pumps, 2008, "Sulzer ISO 13709 (API 610) Type BB5 Barrel Pumps".
- (3) 김병옥, 이안성, 이동환, 김영철, 2007, "회전기계의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 해석절차," 유체기계저널, Vol. 10, No. 5, pp. 64~73.
- (4) 하태웅, 2001, "편집된 펌프 실의 누설 및 회전체 동역학적 해석," 유체기계저널, Vol. 4, No. 2, pp. 15-21.
- (5) 이용복, 2011, "회전체 동역학 및 트라이볼리지 요소의 연구동향," 유체기계저널, Vol. 14, No. 2, pp. 80~84.
- (6) Florjancic, S., and McClosekey, T., 1991, "Measurement and Prediction of Full Scale Annular Seal Coefficient," Proc. of the 8th International Pump Users Symposium, Texas A&M University, pp. 71~83.
- (7) Black, H. F., and Jenssen, D. N., 1970, "Dynamic Hybrid Bearing Characteristics of Annular Controlled Leakage Seals," Proc. International Mechanical Engineers, Vol. 184, pp. 92~100.
- (8) Mehta, N. P., and Ratten, S. S., 1993, "Performance of Three-Lobe Pressure Dam Bearings," Tribology International, Vol. 26, pp. 435~442.
- (9) Lund, J. W., 1974, "Stability and Damped Critical speeds of a Flexible Rotor in Fluid Film Bearings," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 509~517.
- (10) API 684, 2005, API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial.