

핵심 회전설비의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계감리

이 안 성

(한국기계연구원 구조시스템연구부)

1. 머리말

석유정제, 석유화학, 공공·자가발전, LNG·LPG 등의 프로세스 또는 유틸리티 플랜트는 국가의 기간산업으로서 국민의 일상생활과 직결되어 있다. 이들 플랜트에서 에너지의 생성 및 변환 활용에 중추적 역할을 담당하고 있는 핵심회전설비(critical rotating machinery)로는 펌프, 압축기, 터빈, 모터 등이 있으며, 연간 수입규모는 약 1조원에 육박하고 있다. 핵심회전설비의 고장 수리를 비롯한 직접 유지보수 비용만도 연간 1천억 원을 상회하며, 특히 가동중지(down time)에 따른 총 손실 등을 고려하면 회전설비의 유지보수로 인한 연간 총 경제비용은 천문학적으로 증가된다. 핵심회전설비의 가동률(availability) 향상을 통한 단위 플랜트의 생산성을 높이는 한편, 나아가 국가의 총 산업 생산성을 높이기 위해서는, 첫째로 설비의 사양결정을 비롯한 도입단계에서부터 설비의 안정성과 신뢰성을 확보하기 위한 로터다이나믹 설계감리(rotordynamics design audit)기술의 철저한 적용과, 둘째로 설비의 설치후 상시 상태감시와 종합 해석진단에 바탕을 둔 유지보전(maintenance)기술의 운용이 필수적이다.

실제로, 터보기계를 비롯한 주요 회전기계의 사용자들은, 업계의 높은 제작경험과 비교적 진보된 로터다이나믹 설계기술 수준에도 불구하고, 여전히 문제성 장비로 인해 많은 어려움을 겪고 있다. 여러 가지 원인들

중에서도, 특히 설계 관련된 문제들이 현장에 설치된 장비에서 풍부하게 발견되며, 일부 새 설계 장비에서도 문제점들이 발견되고 있다. 불량 또는 기준미달 설계와 관련된 전형적인 문제로는 1X, Subsynchronous의 높은 전체진동, 지나치게 마멸된 손상부품, 심각한 성능저하, 반복된 대규모 고장사고, 높은 축방향 베어링의 메탈온도, 그리고 블레이드 팁의 러빙 등이 결과증상으로 나타나고 있다. Cook⁽⁴⁾은 1985년 이전 과거 10여년 동안 제작된 터보기계의 과반수 이상이 위험속도와 정격속도 근처에서의 고진동 문제들을 경험하고 있으며, 이러한 설계결함을 고치기 위해 많게는 100주 이상의 시간이 소요될 수 있다고 밝히고 있다. 그리고, Bloch⁽⁵⁾는 터보기계 로터-베어링 시스템의 진동문제에 따른 예정되지 않은 설비 정지사고가 전체 터보기계 사고건수의 50% 이상을 차지한다고 보고하고 있다.

일단 설계가 완료되고 실제 기계가 제작된 후에는, 설비의 근본적 로터다이나믹 특성을 크게 변경하는 것은 매우 어렵게 된다. 따라서, 제작에 앞서 회전기계 로터-베어링 시스템의 표준설계 flow chart와 연계된 컴퓨터 소프트웨어 도구들을 사용한 설계감리를 통해, 도입발주 설비의 로터다이나믹 특성을 정확히 검증하는 것이 중요하다. 이러한 특성에는 로터-베어링 시스템의 위험속도 분리여유(critical speed separation margin), 예상 운전영역에 걸친 로터 시스템의 규정 불균형에 대한 감쇠응답, 그리고 베어링, 시일, 임펠러 등에 의해 발생된 불안정하력에

대한 설비의 민감성 등이 포함된다. 설계감리의 총괄적 내용에는 사용자의 구매설비에 대한 요구사항의 준비, 제작자의 설계과정 및 해석결과의 검토, API를 비롯한 상호규약한 합당한 승인기준에 근거한 도입 승인결정, 그리고 문제점 발견시 개선조치 또는 설계변경에 대한 제안·추천제시 등이 포함된다. 제작자의 로터다이나믹 설계표준의 적용과 이의 이행을 검토·분석하고 시정을 요구하는 사용자의 이러한 고유의 독립적(사용자 자체 또는 제 3자에 의한) 설계감리는, 설계관련된 가능한 문제점들을 장비의 가동에 앞서 밝혀냄으로서, 갑작스런 또는 비계획 장비정지, 개발지연, 또는 사고 등을 유발하는 많은 문제들을 사전에 예방처치할 수 있다(Watchel 외⁽⁶⁾). 설계감리는 핵심회전기계(critical rotating machinery)의 설계 제작시에 더하여, 특히 설비의 운전조건이 제작자의 명세된 제한치로부터 변경되거나 정격의 변화로 설비의 일부가 새로이 설계 또는 교체될 경우에도 철저히 수행되어야 한다. 또한, 필자가 지난 3년간 국내 대단위 정유·석유화학 10개사 플랜트를 탐방한 결과 우리 maintenance engineer의 기술이 이미 세계적 수준에 매우 근접해 있음을 확인할 수 있었으며, 몇 개사에서는 우리의 운전유지의 잘못이 아닌 제작자의 설계 잘못이 원인을 인지하고 이를 제작자와 인내심을 갖고 해결해 나아가고 있는 모습을 볼 수 있었다. 이러한 경우에도, 설계감리 절차에 의한 문제접근은 이미 설치·운전되고 있는 설비의 정확하고 신속한 문제점 도출 및 시정개선에 효과적으로 적용될 수 있을 것으로 판단된다.

한편, 종전의 API(american petroleum institute) standard는 조립 완성된 장비에 대한 횡진동의 시험측정과 승인기준의 만족 여부만을 강조하고 있다. 그러나, 개정된 API 표준은 조립 완성된 장비의 삼검증시험(shop verification test) 승인기준에 더하여, 제작전 설계에 대한 로터다이나믹 컴퓨터해석 및 승인기준의 적용을 강조하고 있다. 현재, 개정된 API 승인기준이 터보기계 제작자들에 의해 지켜지면서, 시운전 중 로터-베어링 시스템의 설계관련 진동문제가 크

게 줄어들고 있다. 따라서, 특정의 API 표준 등에 명세된 대로 제작자가 프로젝트를 확실히 수행토록 하는 것은 구매자 또는 사용자의 책임이다.

본 글에서는 정유·석유화학을 비롯한 각종 프로세스 또는 유틸리티 플랜트에서 널리 사용되고 있는 펌프, 콤프레서, 터빈 등의 핵심 회전설비를 대상으로, 이들 설비의 운전 신뢰성을 보장하기 위한 API standard에 기초한 로터다이나믹 설계감리 기술의 주요 내용을 소개하고자 한다. 여기서 검토되는 내용은 다단원심 펌프, 다단원심 콤프레서, 스팀터빈, 개스터빈 등 고성능 터보기계를 비롯하여 기타 회전기에 적용될 수 있으며, 다만 정유·석유화학 프로세스 개스 콤프레서가 비교적 대형이면서도 매우 높은 속도에서 운전되는 한편, 여전히 불균형에 의한 진동과 각종 시일 등에 의한 불안정 관련 진동문제에 취약하기 때문에 이들 프로세스 개스 다단원심 콤프레서와 관련된 참고자료를 주로 게재하고자 한다.

2. 설계감리의 내용

로터다이나믹 설계감리의 핵심이 되는 터보기계 로터-베어링 시스템의 종합설계 flow chart가 그림 1에 나타나 있으며, 이를 바탕으로 주요 내용을 살펴보고자 한다. 로터다이나믹 설계감리의 컴퓨터해석에 필요한 기초자료는 베어링 기하형상, 로터 기하형상, 임펠러와 디스크 등 모든 부가요소의 질량과 관성, 시일의 기하형상, 기름점성, 케이싱 질량, 베어링 하우징의 강성, 그리고 운전환경 등으로, 이들의 정확한 자료가 요구된다. 새 구매장비의 경우, 위의 자료가 상세히 제공되도록 구매협정에 명시되어야 한다.

2.1 베어링 검토

그림 2는 고속운전, 저부하 부가 저널 베어링의 모형을 보여주고 있다. 이 경우는 (-)수직방향의 부하가 주로 (+)수평방향의 저어널 변위로 지지되는 소위 큰 연성강성(cross-coupled stiffness)이 발생하는 예로, 베어링이 불안정하게 되어 결과적으로 시스템이 불안정해질 수도 있다.

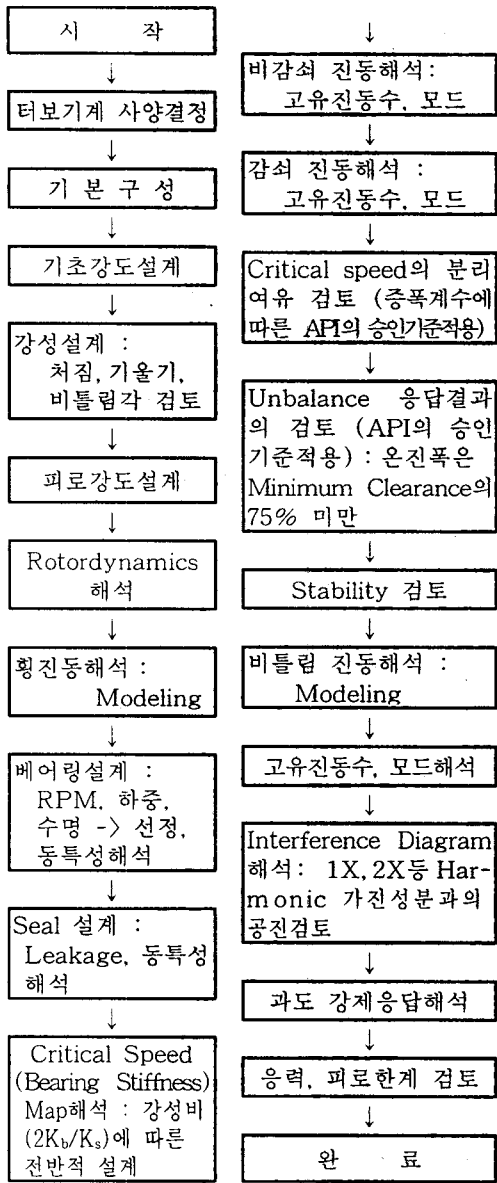
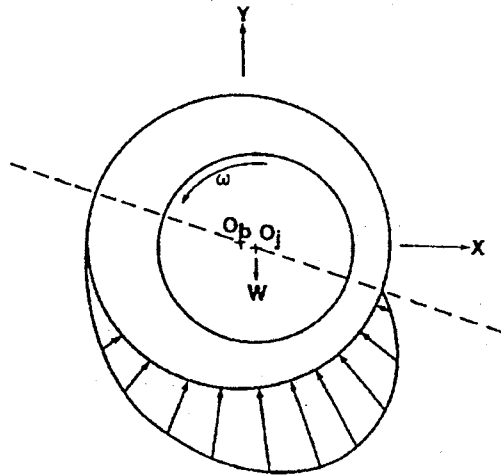


그림 1 A complex rotordynamics design flow chart for turbomachinery



Light -Y load supported Light load/high speed high by +X Displacement ceoss-coupling unstable

그림 2 A model example of high speed, lightly loaded journal bearing

- 저널 베어링은 적절히 충분히 부하가 부가되어, 저널이 베어링 중심 또는 금속 접촉점에 인접하여 운전되지 않도록 설계되어야 한다.
- 부하용량, 강성의 측면에서는 평저널형 베어링이, 그리고 안정성 및 동특성계수의 등방성 측면에서는 틸팅패드 저널 베어링이 추천된다.
- 한편, 원래 시스템이 평저널형으로 설계된 경우, 로터다이나믹적 이득이 없다면 결코 틸팅패드형으로 설계변경되어서는 안된다. 1차 위험속도 아래에서 운전되도록 설계된 기어박스나 모터류는 평저어널 베어링이 최대 위험속도 분리여유를 제공하기 때문에, 평저널 베어링이 장착되어야 한다(구름베어링이 전기모터에 널리 사용되는 것

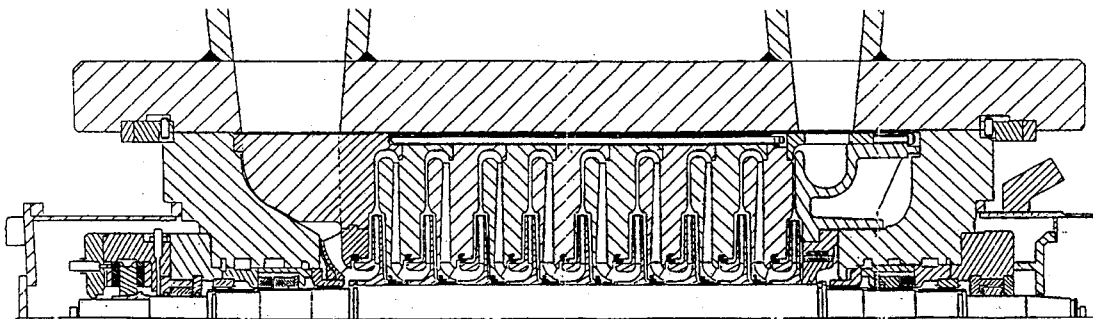


그림 3 A through-flow process gas multistage centrifugal compressor

도 같은 이유이다).

- 매우 높은 강성과 거의 제로감쇠를 갖는 구름베어링은 유연 로터시스템으로 구성된 석유화학 공정의 터보기계에는 거의 사용되지 않는다.

2.2 시일 검토

그림 3은 프로세스 개스의 압축에 흔히 사용되는 through-flow 다단원심 콤프레서를 보여주고 있다. 콤프레서는 일반적으로 세종류의 annular labyrinth seal로 장착되며, 이들은 각 임펠러 입구의 wear ring seal, 각 스테이지 사이의 interstage seal, 그리고 쓰러스트 밸런싱에 사용되는 balance drum이다. 이중 balance drum의 유체력이 가장 크다. 표 1은 API 617 에틸렌 냉동 콤프레서의 labyrinth balance drum의 누설과 로터다이나믹 동특성을 자체개발 코드로 해석한 예로, labyrinth 대신 honeycomb과 smooth seal을 채용했을 때의 결과도 담고 있다. Labyrinth는 누설 측면에서 가장 우수한 반면, 시일의 불안정 특성을 나타내는 whirl frequency ratio(선회주파수비, $k/(C\Omega)$) 측면에서는 가장 열악함을 알 수 있다. 한편, 누설과 안정성을 종합적으로 판단할 때, honeycomb seal이 가장 우수한 것으로 판단된다.

- 각 시일의 유체력은 작을 수 있지만, 다단 원심 콤프레서에서와 같이 고속에서 운전되는 다수 시일의 유체력이 합해질 때 네트 유체력은 콤프레서의 로터다이나믹 특

표 1 Leakages and rotordynamic characteristics of the balance drum for an API 617 ethylene refrigeration compressor with three different seal types.

	Labyrinth	Honeycomb	Smooth
\dot{m} (kg/s)	0.269	0.325	0.646
K (N/m) x 106	-225	-3.77	0.36
k (N/m) x 106	135	4.07	14.2
C (N·s/m) x 106	0.241	0.033	0.028
$k/(C\Omega)$	0.60	0.13	0.54

성에 큰 영향을 끼칠 수 있으며, 따라서 시일의 동특성이 설계감리시 반드시 고려되어야 한다.

2.3 모델링 유의점

동특성 해석을 위한 로터 모델링의 정확도는 수행해석의 형태와 요구되는 정확도에 의존한다.

- 로터의 요소분할 : 로터상의 분할점의 수는 요구되는 모드 수의 최소 3배수 이상이어야 하며, 요소의 L/D 비는 0.2~1.5로 유지한다.
- 테이퍼부 모델링 : 테이퍼부 모델링에 필요한 분할의 수는 테이퍼의 L/D (D : 최대직경) 비에 따르며, 경험적으로 L/D 비의 2배수 분할을 사용하도록 추천한다.
- 질량의 집중 : 짧은 축요소의 경우, 요소의 중간에 전체질량을 집중시키거나, 절반씩의 질량을 요소의 양 끝단에 집중시킬 수 있다.
- Wheel의 강성강화 효과 : 휠, 디스크, 슬리브 등이 축에 끼워 맞춤으로 조립될 때, 해당 축요소의 강성을 강화시키는 효과를 가져온다. 이 효과는 일부경우에서 중요할 수 있으나, 대부분의 콤프레서, 터빈의 경우 그 효과는 무시될 수 있다.
- 온도에 따른 탄성계수의 변화 : 많은 경우에서 중요한 문제로, 특히 축의 온도가 90℃를 초과 하는 경우에 반드시 고려되어야 한다. 일례로, 온도가 많이 상승하는 스팀터빈에서 축의 탄성계수는 급격히 저하된다.
- 베어링 지지(하우징/기초)의 연성영향 : 지지하우징의 특성은 위험속도와 증폭계수에 크게 영향을 미친다. 연성지지의 일반적인 영향은 시스템으로부터 베어링에 의해 발생된 감쇠를 빼앗음으로서, 설비의 횡진동 특성에 악영향을 끼친다. 특히, 하우징 강성이 베어링강성의 3.5배 이하인 경우, 지지하우징의 연성효과는 반드시 고려되어야 한다.

2.4 위험속도선도 검토

API Standard는 위험속도선도 해석을 명기하고 있지 않으나, 감리시 이의 해석검토

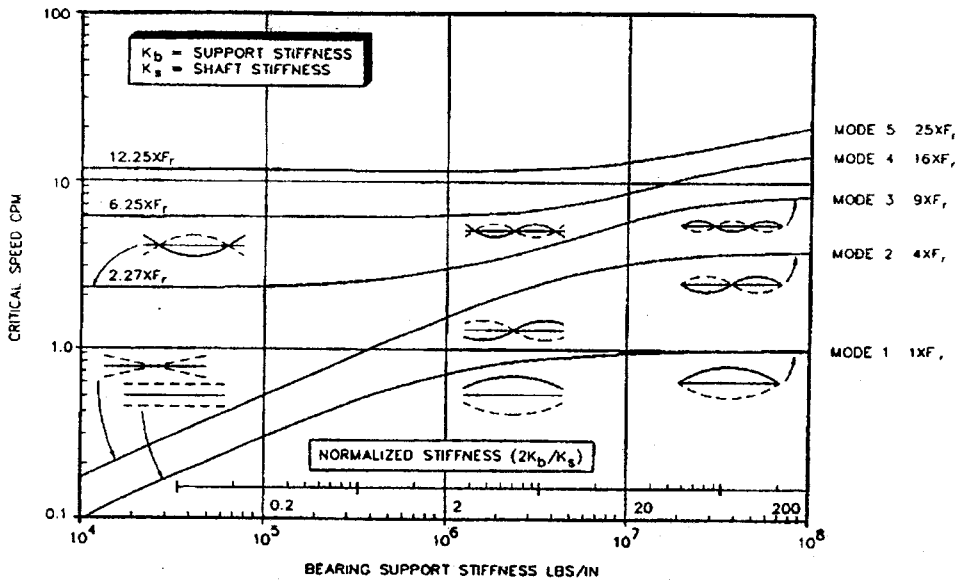
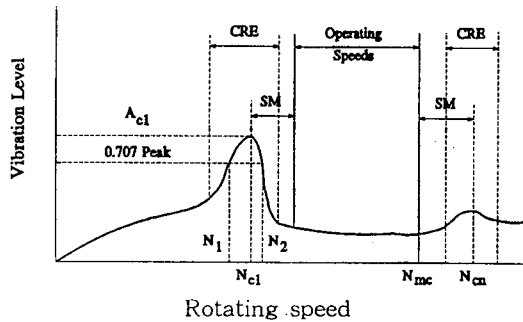


그림 4 A critical speed map of a between-bearings uniform shaft system

가 추천된다. 그림 4는 양 끝단에서 두 개의 베어링에 의해 지지된 균일 원통축의 위험속도선도로, 무차원 베어링 강성의 변화에 따른 위험속도의 변화를 보여준다.

- 선도로부터 로터다이나믹 설계감리 초기에, 충분한 위험속도 분리여유의 확보에 필요한 베어링의 강성, 베어링의 종류, 베어링의 위치, 축의 직경 등의 선정 타당성



- N_{c1} : Rotor first critical, center frequency, RPM
- N_{cn} : Critical speed, nth
- N_{mc} : Maximum continuous speed, 105 percent
- N_1 : Initial (lesser) speed at 0.707 x peak amplitude (critical)
- N_2 : Final (greater) speed at 0.707 x peak amplitude (critical)
- $N_2 - N_1$: Peak width at the half-power point
- AF : Amplification factor = $\frac{N_{c1}}{N_2 - N_1}$

그림 5 A definition of the amplification factor

또는 설계변경의 방향을 종합 평가할 수 있다. 선도에 적용 베어링의 강성을 중첩시키면, 위험속도를 간이적으로 추정할 수 있다.

2.5 위험속도 및 모드 검토

- 비감쇠 위험속도는 실제 위험속도의 위치를 충분히 정확하게 예측할 수도 있으나, 일반적으로 감쇠의 영향이 포함되어야 한다.
- 모드형상은 센서 측정위치의 진폭이 축상의 다른 곳의 진폭과 어떻게 연관되는가를 제공한다. 시일, 블레이드 선단 등에서의

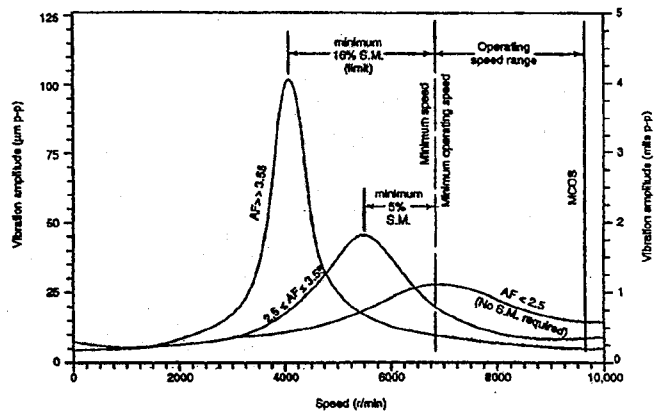


그림 6 API required separation margins for operation above a critical speed.

소특집 : 회전체 구조물의 진동

내부틈새 제한치에 따른 진동제한치는 이 정보를 근거로 설정될 수 있다.

- 또한, 모드형상은 로터의 밸런싱시 매우 유용하게 사용된다. 최대 진폭점에 부착된 수정질량은 노드점에 부착된 것에 비해 매우 효과적이다.
- ▶ 분리여유와 증폭계수의 관계
API standard는 증폭계수(Q-factor, ampli-

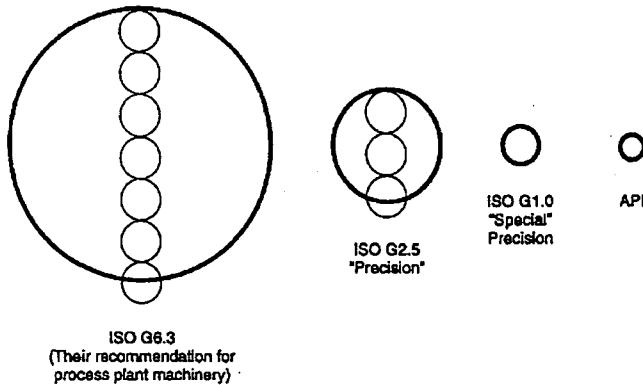


그림 7 Graphical accuracy comparisons of API unbalance limit and ISO balancing grades.

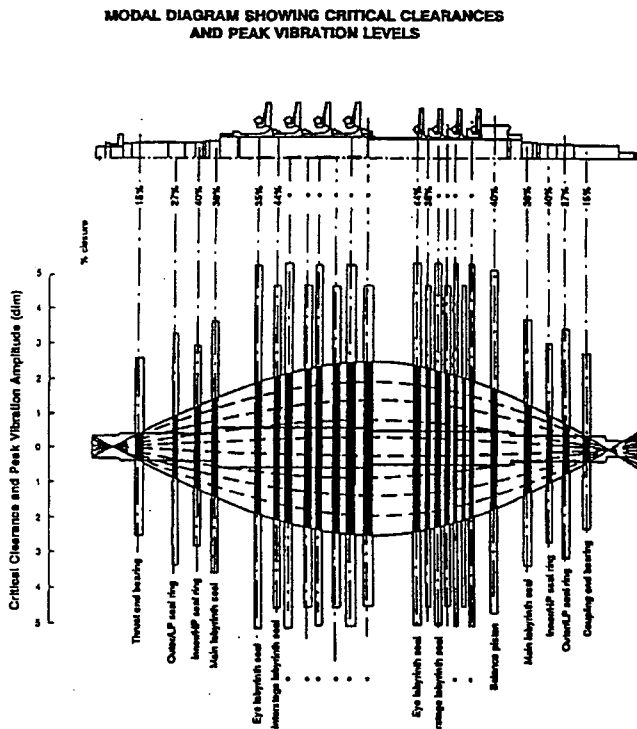


그림 8 A compressor modal diagram showing critical clearances and peak unbalance vibration levels

fication factor)를 기준으로 위험속도 분리여유를 설정하고 있다. 그림 5는 증폭계수의 정의를, 그리고 그림 6은 위험속도 위 운전시 요구되는 분리여유를 보여주고 있다.

- Q-factor < 2.5 : 임계감쇠된 것으로 평가되어 분리여유는 요구되지 않는다.
- 2.5 ≤ Q-factor < 3.55 : 최대 연속운전속도 위의 15%와 최소 연속운전속도 아래의 5% 분리여유가 요구된다.
- Q-factor ≥ 3.55 : 위험속도가 최소연속운전속도 아래에 위치하면, 요구 분리여유(%)는

$$SM = 100 - \left[84 + \frac{6}{AF-3} \right] \quad (1)$$

한편, 위험속도가 최대연속운전속도 위에 위치하면, 요구 분리여유는

$$SM = \left[126 - \frac{6}{AF-3} \right] - 100 \quad (2)$$

2.6 불균형응답 검토

모든 로터는 잔류불균형 또는 운전중의 침전물, 침식, 그리고 마멸에 따른 불균형으로 진동을 하게 된다. 감쇠는 공진에서 에너지를 흡수할 수 있는 유일한 수단으로, 불균형 응답 해석에 감쇠가 포함되어야 한다. 그림 7은 API의 불균형 제한치와 ISO의 밸런싱 등급과의 정밀도를 도식적으로 비교한 것으로, API 불균형 제한치 규정이 매우 엄격함을 알 수 있다.

- API의 잔류불균형 제한치는

$$U_{B_{MAX}} = \frac{6350 W}{N}, \quad (g \cdot mm) \quad (3)$$

여기서, W : 저널의 정적질량(kg), N : 최대연속속도(rpm)이다.

- 불균형응답 해석을 위해 부가되는 총 시험 불균형량은 2~8(U_B)_{MAX} 값을 취하며, 각 모드에 의해 결정되는 최대 진폭점에 해당 시험 불균형량을 분산·위치시켜 해석을 수행한다.
- 저널 베어링을 장착한 시스템에서 베어링에 인접한 축의 위치에서 계산된 불균형응답의 진동크기는 다음의 식 (4) 또는 50 μm(온진폭) 중 엄격한 것을 초과하지 않

아야 한다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}}, \quad (4)$$

($\mu m, Peak-to-Peak$)

- API는, 0에서 운전정지 속도까지의 임의의 속도에서, 계산된 불균형응답의 온진폭이 기계전반에 걸친 최소 설계직경 운전틈새의 75%를 초과하지 않을 것을 요구하고 있다. 즉, 접촉에 앞서 25%의 여유를 규정한다(그림 8은 콤프레서 각 틈새부에서 불균형진동이 차지하는 운전틈새의 %를 분석한 예를 보여주고 있다).
- 베어링 피데스탈의 강성이 베어링 강성의 3.5배 이하일 경우에는, 피데스탈 강성을 고려해서 불균형응답 해석을 수행하여야 한다(그림 9는 유연 피데스탈의 불균형응답에 대한 영향을 보여준다).

2.7 시스템 안정성 검토

시스템의 안정성은 로터의 기하형상, 베어링과 축의 강성비, 그리고 베어링과 시일의 유체 또는 공기역학 등과 복합적으로 관련되어 있다.

- 시스템의 불안정성은 일반적으로 1차 위험속도와 같은 주파수에서 로터의 forward subsynchronous whirl로 나타난다.
- 대부분의 경우, 불안정성의 유발메카니즘은 저널 베어링의 오일-휠 또는 오일-휠이다. 오일-휠은 수분 내에 장비를 파괴할 수 있어, 설계단계에서 이를 방지하는 것이 중요하다.
- 첫 번째 검토사항은 베어링과 축의 강성비이다. 강성비가 10을 넘으면 불안정에 민감하게 된다.
- 1차 위험속도의 2배 이상에서 운전되는 로터에서 평저널 베어링의 사용은 경계대상이다. 또한, 베어링의 편심율이 0.1 보다 작으면 불안정 가능성이 존재한다.
- 해석대상 시스템 전체의 안정성은 대수감소율(logdec)로 평가될 수 있다.

$$\delta = \frac{-2\pi\lambda}{\omega}, \text{ or } \frac{\pi}{Q-Factor} \quad (5)$$

여기서, λ 는 eigenvalue의 실수부, ω 는 선회주파수이다. 일반적으로, 시스템의 안정성 보

표 2 A LogDec stability table for high-pressure centrifugal compressors.

Stability of high pressure machines ($P_{inlet} > 500$ psia)	
LogDec range	Degree of stability
0.5 and higher	Minimum acceptable
0.2 to 0.5	Marginally stable
0.2 and lower	Marginally unstable or unstable

장을 위해 δ 는 최소 0.1보다 커야하며, δ 가 1.0 보다 크면 특정의 모드는 매우 잘 감쇠된다(한편, 표 2는 고압 원심 콤프레서에 대한 logdec 안정성 표를 보여준다).

- Aerodynamic cross-coupling은 터빈 블레이드, centrifugal wheel, labyrinth seal, 그리고 balance drum과 같은 회전 부품의 원주를 따른 불안정화 유체력으로, 안정성 평가에서 검토되어야 한다. 선회주파수비가 0.5 이상이면 시스템의 불안정성이 커지게 된다(그림 10은 prophylyene 냉동 콤프레서의 유체력 증가에 따른 시스템 불안정성을 평가한 예로, 유체력이 증가함에 따라 logdec이 감소하여 불안정을 나타내는 음의 값을 갖을 수 있음을 볼 수 있다).

2.8 비틀림진동 검토

회전기계의 비틀림진동에 대한 설계검토에서는 비틀림공진의 가진원이 고려되어야 한다.

9 Stage centrifugal compressor
Unbalance response rigid case Vs. flexible pedestals
First mode response-10 OZ-IN in rotor center

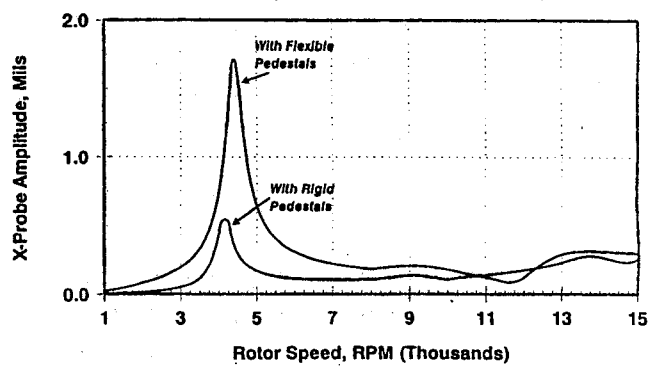


그림 9 Influence of the flexible pedestal on a compressor unbalance response

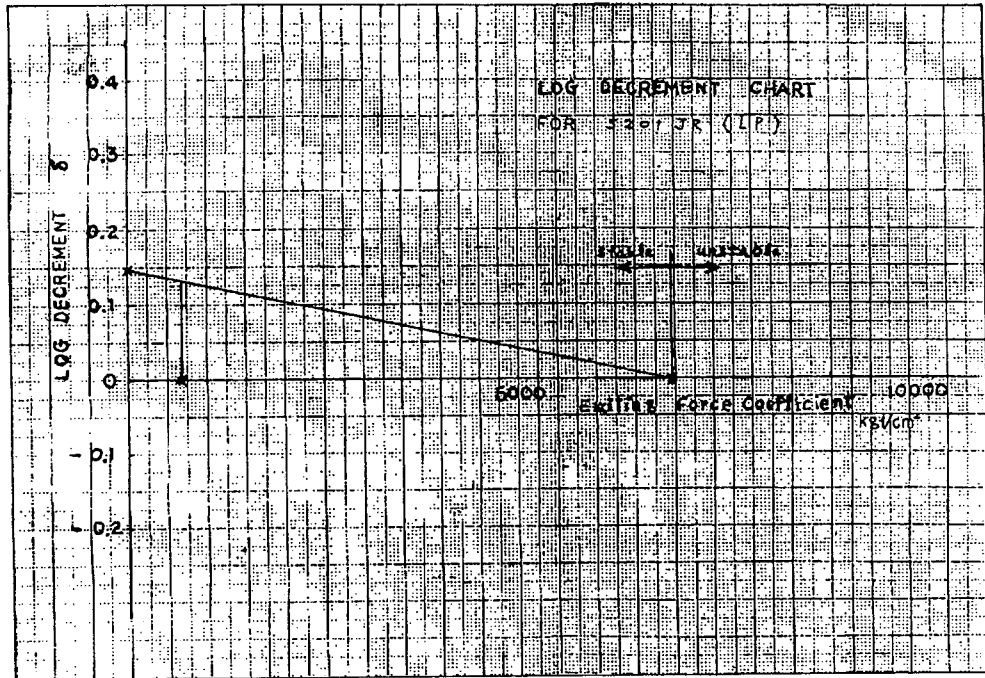


그림 10 Stability evaluation of a propylene refrigeration compressor as a function of hydrodynamic exciting force

- 전체 트레인의 비틀림공진은 명세된 운전 속도 영역(최소에서 최대 연속속도) 내의 가능한 임의의 가진 주파수보다 적어도 10% 위 또는 아래에 위치해야 한다.
- 운전속도의 정수 배와 일치하는 비틀림 고유진동수는 회피되는 것이 바람직하며, 회피가 불가능한 경우 악 영향이 없어야 한다. 아울러, 적용 가능한 경우, 비동기 가진도 고려되어야 한다.
- 비틀림공진이 위의 분리여유 내에서 발생할 경우(그리고 공진의 제거가 불가능한 것으로 밝혀진 경우), 공진 응력이 해석 검토되어야 한다.
- 동기모터 구동설비의 경우, 과도 비틀림진동 해석검토가 수행되어야 한다.

3. 맺음말

각종 프로세스 또는 유틸리티 플랜트에서 널리 사용되고 있는 펌프, 콤프레서, 터빈 등의 핵심회전설비를 비롯한 각종 회전기계의 사용자들은, 업계의 높은 제작경험과 비교적 진보된 로터다이나믹 설계해석 기술수준에도 불구하고, 여전히 문제성 장비로 인해 많은

어려움을 겪고 있다. 여러 가지 원인들 중에서도, 특히 설계 관련된 진동문제들이 현장에 설치된 장비에서 풍부하게 발견되며, 일부 새 설계 장비에서도 문제점이 발견되고 있다. 이러한 설계 관련된 진동문제의 발생을 예방하기 위해서는, 제작자가 기계설비의 제작시 로터다이나믹 설계표준을 철저히 적용하는 한편, 사용자는 이의 합당한 이행여부를 검토·분석하고 시정을 요구하는 설계감리를 제작자와는 별도로 독립적으로 수행하여야 한다. 이와 같은 쌍방의 노력을 통해서 설계 관련된 가능한 문제점들이 설비의 가동에 앞서 밝혀져, 갑작스러운 비계획 장비정지, 개발지연, 또는 사고 등을 유발하는 많은 문제점들이 예방 처치될 수 있다. 특히, 설계감리는 핵심회전설비의 설계 제작시에 더하여, 설비의 운전조건이 제작자의 명세된 제한치로부터 변경되거나 정격의 변화로 설비의 일부가 새로이 설계 또는 교체될 경우에 철저히 수행되어야 한다. 또한, 현재 설치 운전되고 있는 문제성 있는 설비의 체계적 원인규명 및 대책수립에도, 설계감리 절차에 의한 문제접근 방식은 정확하고 신속하게 효과적으로 활용될 수 있을 것이다.

본 글에서는 정유·석유화학을 비롯한 각종 프로세스 또는 유틸리티 플랜트에서 널리 사용되고 있는 펌프, 콤프레서, 터빈 등의 핵심 회전설비를 대상으로, 이들 설비의 운전 신뢰성을 보장하기 위한 API standard에 기초한 로터다이나믹 설계감리 기술의 주요 내용을 소개하였다. 여기서 검토된 내용은 다단원심 펌프, 다단원심 콤프레서, 스팀터빈, 개스터빈 등 고성능 터보기계를 비롯하여 기타 회전기계에 적용될 수 있으며, 다만 정유·석유화학 프로세스 가스 콤프레서가 비교적 대형이면서도 매우 높은 속도에서 운전되는 한편, 여전히 불균형에 의한 진동과 각종 시일 등에 의한 불안정관련 진동문제에 취약하기 때문에 이들 프로세스 가스 다단원심 콤프레서와 관련된 참고자료를 주로 게재하였다. 끝으로, 본 글이 제작자에 비해 상대적으로 설계관련 내용에 익숙지 못해 불이익을 당하고 있는 업계 현장 maintenance engineer들에게 설계유의 체크-포인트로 유용하게 활용되기를 기대한다.

후 기

본 연구는 과학기술부 지원 한국기계연구원 기관고유 연구지원사업 "핵심회전설비의 설계감리·유지보전기술 지원 및 보급사업"의 일환으로 수행되었음을 밝혀 둔다.

참 고 문 헌

- (1) 이안성, 이동환, 최상규, 김영철, 1996, "터보·유체기계의 회전체동역학 설계표준과 설계감리," '96 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 서울대학교, 2월 9일, pp. 161~166.
- (2) 이안성, 1996, "회전기계의 회전체동역학 설계표준 및 진동규격," 한국소음진동 공학회, 춘계학술발표대회, 소음/진동규격 표준화현황 세미나집, 부산수산대학교, 5월 9일, pp. 49~62.
- (3) 최상규, 이동환, 이안성, 김영철, 1997, "가스터빈의 회전체역학적 설계개요," '97 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 서울대학교, 2월 21일, pp. 37~50.
- (4) Cook, C. P., 1985, "Shop vs Field Corrections to Equipment," Proceedings of 14th Turbomachinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Univ., College Station, Texas.
- (5) Block, H. P., 1982, *Improving Machinery Reliability, Practical Machinery Management for Process Plants, 1*, Gulf Publishing Company, Houston, Texas.
- (6) Wachel, J. C., Atkins, K. E., and Tison, J. D., 1995, "Improved Reliability through the Use of Design Audits," Proceedings of 14th Turbomachinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Univ., College Station, Texas.
- (7) API Standard 610, 1989, "Centrifugal Pumps for General Refinery Service."
- (8) API Standard 611, 1988, "General-Purpose Steam Turbines for Refinery Service."
- (9) API Standard 612, 1995, "Special Purpose Steam Turbines for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services."
- (10) API Standard 616, 1992, "Gas Turbines for Refinery Service."
- (11) API Standard 617, 1988, "Centrifugal Compressors for General Refinery Service."