

이단 압축기의 동력학적 설계 및 운전 특성에 관한 연구

이용복* · 이남수** · 김태호* · 김창호* · 최동훈**

Design and Operation Characteristics of A Two-Stage Compressor

Yong-Bok Lee*, Nam-Soo Lee**, Tae-Ho Kim*,
Chang-Ho Kim*, Dong-Hoon Choi**

Key Words: Two-stage compressor(이단압축기), Bump bearing(범프 베어링), Rotor-bearing system(회전자-베어링 시스템), Stability(안정성)

ABSTRACT

The feasibility of a oil-free motor-driven two-stage centrifugal compressor supported by air bump bearings is investigated. This centrifugal compressor is driven by 75kW motor at an operating speed of 39,000RPM and a pressure ratio of the compressor is up to 4. The analysis is performed, based upon bearing equilibrium position, bearing stiffness, Campbell diagram, unbalance response and stability. It is demonstrated in this paper that air bump bearings can be adopted well to a oil-free motor-driven centrifugal compressor.

1. 서론

압축기의 고효율과 환경 문제 등을 고려할 때 범프 베어링(bump bearing)을 사용하는 것은 여러 면에서 장점을 지니고 있다. 범프 베어링은 고속에서의 불안정성이 적기 때문에 고속 운전이 가능하며, 이로 인해 압축기의 고효율을 실현할 수 있게 된다. 범프 베어링에 사용되는 윤활제는 공기이기 때문에 별도의 윤활 시스템이 필요하지 않으며, 압축 공기에 오일 함유가 없으므로 청결한 공기를 공급할 수 있게 된다. 이러한 장점 외에도 범프 베어링은 내부에 탄성체가 장착되어 있기 때문에 열팽창에 의한 베어링의 간극 변화, 고속 운전에 의한 회전체의 팽창, 및 불순물에 대한 시스템의 손상에 대한 고려를 따로 할 필요가 적어진다.⁽¹⁾⁻⁽³⁾

범프 베어링으로 지지되는 이단 압축기에 대한 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 이단 압축기의 중요 요소인 모터(①), 임펠러(②,③), 스러스트 베어링(④)과, 저어

닐 베어링(⑤,⑥)을 각각 나타내었다. 모터(①)는 기어와 같은 부수 장치가 필요없이 압축기를 직접 구동하며, 모터의 출력은 39,000 RPM에서 75kW이다. 회전체의 양단에는 각각 임펠러가 장착된다. 왼쪽 임펠러(②)가 1단 압축 후 오른쪽 임펠러(③)에서 2단 압축이 되도록 설치하여 스러스트 힘이 서로 최대한 상쇄되도록 하였다. 스러스트(④)와 저어닐 베어링(⑤,⑥)은 범프 베어링으로 선정하였다.

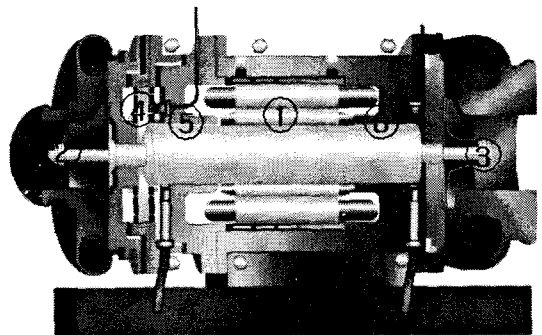


Fig. 1 Two-stage centrifugal compressor schematic

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

** 한양대학교 기계설계공학과

E-mail : lyb@kist.re.kr

이러한 이단 압축기는 앞서 설명한 바와 같이 효율, 환경, 및 온도에 대해서 우수한 성능을 지니고 있지만, 베어링의 하중지지 능력, 감쇠 능력, 내구성 확보 및 설계 기술이 기반이 되어야 실제 제작이 가능하게 된다. 하중지지, 감쇠 및 코팅 기술에 의한 내구성 확보에 관한 연구는 많은 발전을 이루었으며, 현재에도 이에 관한 연구가 활발히 진행 중에 있다. Heshmat⁽²⁾는 서로 크기가 다른 범프를 사용함으로써 두 배 정도 증가된 하중지지능력을 얻어, 범프 베어링의 적용 분야를 확대하였다. 이용복⁽⁴⁾ 등은 범프와 다엽 형태를 동시에 사용하여, 하중지지 능력의 큰 변화없이 감쇠를 높일 수 있는 베어링을 제안하였다. 코팅 기술 즉 내구성 확보는 고온에서의 코팅 기술이 발전함에 따라 고온에서의 적용이 검토되고 있다.⁽³⁾

그러나 이러한 노력에 비하여 베어링 해석을 바탕으로 압축기의 회전체를 설계하는 것에 관한 연구는 미비하여, 본 논문에서는 이에 대하여 기술하고자 한다. 먼저 범프 베어링에 대한 모델링을 통하여 하중지지 능력과 강성을 해석하는 방법 및 절차를 설명하며, 그 다음에는 범프 베어링으로 지지되는 회전체에 대한 밸런싱(balancing), 위험 속도(critical speed), 불균형 응답(unbalance response), 및 안정성(stability) 확보를 위한 감쇠값에 대하여 설명하고자 한다. 이러한 설계 기술은 압축기가 소형화와 고속화에 따라 굽힘 모드 운전이 불가피해졌기 때문에 시스템의 신뢰도와 안정성을 확보하는 데에 반드시 필요한 사항이라 할 수 있다.

2. 범프 베어링 해석

2.1 범프 베어링의 지배 방정식

범프 베어링과 좌표계를 Fig. 2에 나타내었다. 범프 베어링 내의 공기 유막은 레이놀즈 방정식으로 표현이 가능하며 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \quad (1)$$

공기를 이상 기체라고 가정하고 아래와 같이 무차원수를 도입하면,

$$\theta = (x/R) \quad \bar{z} = (z/R) \quad \bar{p} = (p/p_a) \quad \bar{h} = (h/C)$$

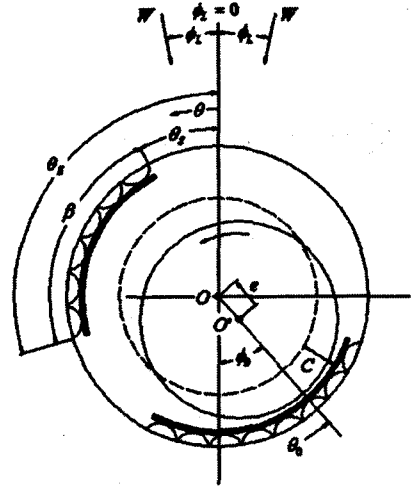


Fig. 2 Nomenclature for the bump bearing

$$\Lambda = \frac{6\mu UR}{p_a C^2} = \frac{6\mu\omega}{p_a} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

식(1)은 아래와 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) \quad (2)$$

범프의 형태를 Fig. 3에 나타내었다. 유막내의 압력에 의해서 범프의 변형이 발생하며, 이는 유막 두께에 영향을 끼치게 된다. 범프의 강성이 베어링 표면에 걸쳐서 선형이고 일정하다고 가정하면, 범프의 변형에 관계없이 일정한 강성값으로 범프의 변형을 표현할 수 있다. 유막 두께는 편심과 압력에 의한 범프의 변형에 의해서 변화하게 되며, 이는 식 (3)과 같이 표현이 가능하다.

$$h = C + e \cos(\theta - \phi_0) + K(p - p_a) \quad (3)$$

여기서, K는 범프의 강성을 반영하는 상수를 나타낸

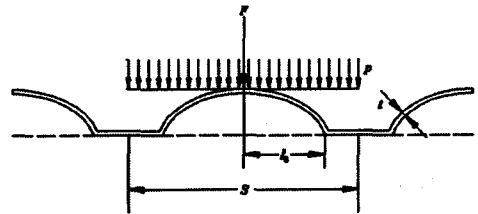


Fig. 3 Configuration of the bump foil

다. 이는 참고문헌⁽⁵⁾에 의하면 다음과 같이 표현된다.

$$K = \left(\frac{\alpha C}{P_a} \right) \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{2 p_a S}{CE} \left(\frac{l_a}{t} \right)^3 (1 - \nu^2)$$

식 (4)에서 α 는 범프 베어링의 컴플라이언스이며, S , l_a 와 t 는 Fig. 3에 표시하였다. 식(3)과 (4)를 이용하면 무차원화된 유막 두께는 아래와 같이 표현된다.

$$\bar{h} = \left(\frac{h}{C} \right) = 1 + \varepsilon \cos(\theta - \phi_0) + \alpha(\bar{p} - 1) \quad (5)$$

범프 베어링내에서는 대기압보다 낮은 압력이 발생하지 않는다. 이는 유막 내에서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면, 유막 압력이 대기압이 될 때까지 포일 하부의 대기압이 포일을 위로 상승시키기 때문이다. 또한 유막 끝지점에서는 연속 방정식을 만족하여야 하므로 이를 나타내면 아래와 같이 경계 조건을 쓸 수 있다.

$$\text{at } \theta = \theta_s, \quad \bar{p} = (p/p_a) = 1 \quad (6a)$$

$$\text{at } \theta = \theta_2, \quad \bar{p} = (p/p_a) = 1 \quad (6b)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} = 0$$

$$\text{at } \bar{z} = \pm \left(\frac{L}{D} \right), \quad \bar{p} = (p/p_a) = 1 \quad (6c)$$

2.2 범프 베어링의 하중지지, 마찰 토크 및 강성 계수

유막에 관한 지배 방정식, 유막 두께와 경계 조건을 이용하여 압력 분포를 구할 수 있으며, 이를 통하여 하중지지능력과 토크를 구할 수 있다.

$$F_x = \int_{-(L/2)}^{(L/2)} \int_{\theta_s}^{\theta_2} (p - p_a)(\sin \theta) R d\theta dz$$

$$F_y = \int_{-(L/2)}^{(L/2)} \int_{\theta_s}^{\theta_2} (p - p_a)(-\cos \theta) R d\theta dz$$

유막력은 압력을 면적분하여 구할 수 있으며, 이를 무차원화하면 아래와 같이 표현된다.

$$\bar{F}_x = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_s}^{\theta_2} (\bar{p} - 1)(\sin \theta) d\theta d\bar{z} \quad (7)$$

$$\bar{F}_y = \int_{-(L/D)}^{+(L/D)} \int_{\theta_s}^{\theta_2} (\bar{p} - 1)(-\cos \theta) d\theta d\bar{z}$$

무차원화된 하중과 작용각은 무차원화된 유막력을 통하여 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a R^2} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (8)$$

$$\tan \phi_L = (\bar{F}_x / \bar{F}_y) \quad (9)$$

범프 베어링의 정적 평형 위치에서 강성 계수 값을 무차원화하면 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\bar{K}_{xx} = \frac{\partial \bar{F}_x}{\partial \varepsilon} \sin \theta_0 + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{F}_x}{\partial \theta_0} \cos \theta_0 \quad (10a)$$

$$\bar{K}_{xy} = -\frac{\partial \bar{F}_x}{\partial \varepsilon} \cos \theta_0 + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{F}_x}{\partial \theta_0} \sin \theta_0 \quad (10b)$$

$$\bar{K}_{yx} = \frac{\partial \bar{F}_y}{\partial \varepsilon} \sin \theta_0 + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{F}_y}{\partial \theta_0} \cos \theta_0 \quad (10c)$$

$$\bar{K}_{yy} = -\frac{\partial \bar{F}_y}{\partial \varepsilon} \cos \theta_0 + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{F}_y}{\partial \theta_0} \sin \theta_0 \quad (10d)$$

2.3 베어링 평형 위치 해석

앞 서 언급한 지배 방정식과 하중지지능력을 이용하면, 베어링에 대한 평형 위치를 구할 수 있으며 이에 대한 세부 방법은 아래와 같다. 우선 레이놀즈 방정식에 유막 두께를 대입한 후 유한 차분법을 이용하여 압력에 관한 식을 이산화하였다. 압력 분포는 점연속 이완법(point successive relaxation method)을 이용하여 구하였으며, 유막 두께와 레이놀즈 방정식을 대입하면 비선형 방정식이므로 선형화를 수행하였다. 이렇게 구한 압력 분포는 식(7)을 이용하여 유막력을 구하였다. 이 유막력이 외부에서 주어지는 하중과 같아지도록 Newton-Raphson 방법을 이용하여 평형 위치를 구하였다.

2.4 베어링 평형 위치 해석

이단 압축기에 적용되는 두 개의 범프 베어링의 사양은 Table 1에 기재하였다. 압축기의 회전 속도가

Table 1. Specification of test bearing

Diameter of shaft(D)	55 mm
Length of bearing(L)	40 mm
Radial clearance(C)	0.08 mm
Thickness of bump thickness(t)	0.1 mm
Half length of bump(l_0)	1.24 mm
Pitch of bump foil(S)	4.22 mm

39,000 RPM이므로, 5,000RPM부터 5,000RPM씩 증가시키면서 39,000RPM까지 양쪽 베어링의 정적 평형 위치를 Fig. 4에 나타내었다. 왼쪽 부분에 스텐드 칼라가 있기 때문에 이 부분의 베어링 평형 위치가 오른쪽 베어링의 평형 위치보다 밑에 위치해있음을 알 수 있다. 또한 압축기의 회전 속도가 증가함에 따라 공기 유막력이 증가하기 때문에 점차 평형 위치가 상승함을 알 수 있다.

베어링의 각각 평형 위치에서의 강성 계수(K_{yy})값을 Fig. 5에 나타내었다. 회전 속도가 증가함에 따라 베어링의 평형 위치가 상승하여서 베어링의 강성 계수 값이 점점 감소함을 알 수 있다. Fig. 4에서의 결과와 유사하게 평형 위치가 왼쪽 베어링이 더 밑에 위치해 있기 때문에 오른쪽 베어링의 강성 값이 더 작음을 알 수 있다. 각각의 회전 속도에 따라서 구한 베어링의 강성 값(K_{xx} , K_{yy} , K_{xz} , K_{yy})들은 회전체 해석의 입력값이 되어, 위험 속도(critical speed), 불균형 응답(unbalance response), 및 안정성(stability) 확보를 위한 감쇠값등을 알 수 있게 된다.

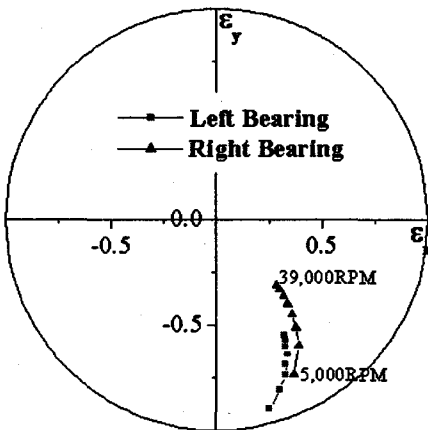


Fig. 4 Locus of shaft center in bump bearings

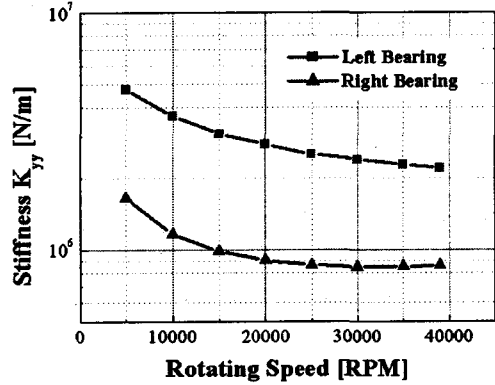


Fig. 5 Stiffness of the bump bearings

3. 회전체 해석

3.1 Campbell Diagram

이단 압축기의 회전체 부분은 유한 요소법을 이용하여 Fig. 6과 같이 모델링하였다. 14개의 축 요소, 4개의 디스크 요소와 2개의 베어링 요소로 나누어서 해석을 수행하였다. 디스크 요소는 임펠러(D1,D4), 스텐드 칼라(D2), 그리고 모터의 로터(D4)를 각각 나타낸다. 2개의 베어링 요소는 양단의 범프 베어링을 나타낸다.

회전 속도에 따른 고유진동수를 표시하는 Campbell Diagram을 Fig. 7에 나타내었다. 두 개의 강체 모드가 10,000 RPM 아래에서 발생하며, 굽힘 모드는 60,000 RPM 이상에서 발생함을 알 수 있다. 즉 앞서 선정된 범프 베어링을 사용하면 10,000RPM에서 60,000RPM 사이에서는 어떠한 공진도 발생하지 않음을 알 수 있으며, 이는 API617 규격⁶⁾의 여유마진(separate margin)을 충분히 확보했음을 알 수 있다.

3.2 안정성 및 불균형 응답

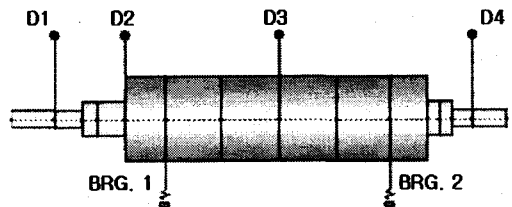


Fig. 6 Rotor-bearing system model

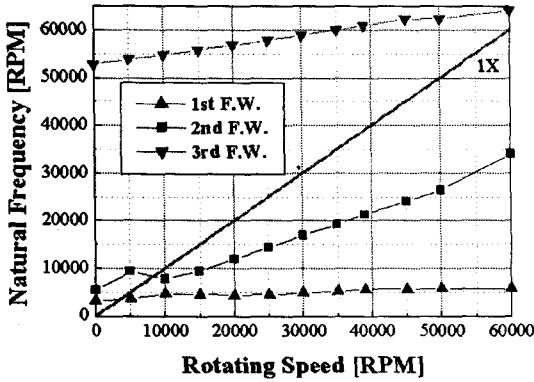


Fig. 7 Campbell diagram of a rotor-bearing system

일반적으로 범프 베어링의 감쇠 계수는 오일 베어링에 비하여 그 값이 작기 때문에 운전 속도내에서 안정성의 확보는 중요한 일이다. 특히 굽힘 모드에서 압축기가 운전될 경우 안정성을 위한 베어링의 감쇠 확보는 압축기 설계 기술의 핵심이라 할 수 있다. 일반적으로 범프 베어링의 감쇠 계수를 해석적으로 예측하는 것은 어려움이 많이 따르기 때문에 보통 회전체 해석을 통해서 안정성 확보를 위한 감쇠값을 구한 후 이 감쇠값을 확보할 수 있는 베어링을 실험적으로 선정하게 된다.

Fig. 8에는 본 논문에서 설계한 회전체의 안정성 확보를 위한 감쇠값을 나타내었다. 최고 운전 속도인 39,000RPM에서 베어링의 감쇠값을 점차적으로 증가시키면서 대수 감쇠율(Logarithmic decrement)이 0.2⁽⁷⁾가 되는 지점을 표시하였다. 39,000RPM에서는 굽힘 모드가 발생하지 않기 때문에 2개의 강체 모드에 대해서

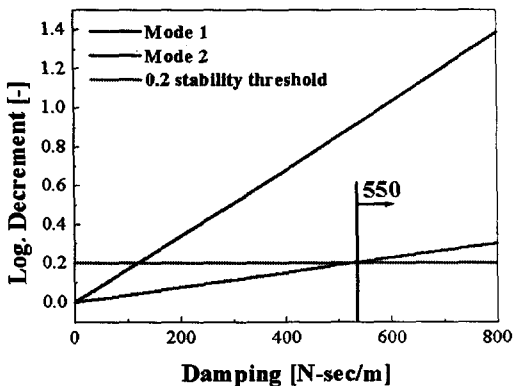


Fig. 8 Log decrement versus bearing damping

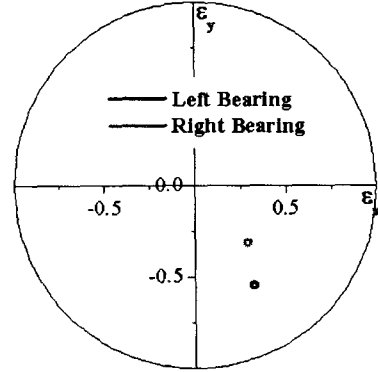


Fig. 9 Unbalance response at 39,000RPM

안정성을 판별하였으며, 안정성을 위한 최소 감쇠값이 550정도 임을 알 수 있다. 이는 범프 베어링의 감쇠값이 550보다 크면 압축기가 39,000RPM내에서는 안전하게 운전이 가능함을 의미한다.

안정성이 확보된 압축기에 대한 불균형 응답을 Fig. 9에 나타내었다. 회전부의 불균형은 ISO Balance Quality Grade, G2.5⁽⁸⁾인 불균형량 7.355g · mm을 임펠러에 적용하였다. 39,000RPM에서 불균형 응답(Peak-to-Peak)은 2.7mm정도로 이는 API617 규정에서 제시하는 14mm보다 작음을 알 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 범프 베어링으로 지지되는 이단 압축기에 대한 설계를 수행하였다. 이단 압축기를 설계하기 위하여 베어링에 대한 평형 위치 및 강성 계수를 수치적으로 구하였으며, 회전체는 유한 요소법을 이용하여 설계를 수행하였다. 이러한 설계를 통하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- 1) 범프 베어링의 해석 및 설계를 통하여 이단 압축기가 10,000RPM에서 39,000RPM내에서는 공진이 발생하지 않도록 하였다.
- 2) 이단 압축기의 안정성 확보를 위한 감쇠값을 제시하였다. 범프 베어링의 감쇠값은 보통 오일 베어링에 비하여 그 값이 적기 때문에 특히 굽힘 모드운전 시 매우 중요한 설계값으로 작용한다.
- 3) 불균형 응답은 API617에서 제시하는 14mm보다 작은 값을 얻을 수 있었다.

이러한 설계 기술을 바탕으로 실제로 이단 압축기를 제작하였으며, 이에 대한 성능 시험을 현재 진행 중에 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Heshmat, H., 1991, "A Feasibility Study on the Use of Foil Bearings in Cryogenic Turbopumps," AIAA-91-2103-CP.
- (2) Heshmat, H., 1994, "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings High Speed and Load Capacity," ASME J. of Trib., Vol. 116, pp. 287~295.
- (3) Howard, S. A., 1999, "Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger," NASA/CR-1999-208689.
- (4) 이용복, 김창호, 김태호, 이남수, 2001, "일체형 다엽/범프 공기 포일 저널 베어링 및 다엽/범프 포일의 제작 방법", 한국특허출원증, 10-2001-000326
- (5) Walowit J. A. and Arno J. N., 1975, "Modern Developments in Lubrication Mechanics," Applied Science Publishers, Ltd., London.
- (6) API Standard 617, 1995, "Centrifugal Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Service Industries," American Petroleum Institute, Washington.
- (7) Heshmat, H., 1982, "Gas-Lubricated Foil Bearings for Heat Pumps with Counter-Rotating Heat Exchangers," ASME Paper 82-Det-40, New York.
- (8) ISO Standard 1940, 'Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I : Determination of Permissible Residual Unbalance', 1st Ed., 1988.