

선박용 4행정 디젤엔진의 크랭크축 강도해석에 관한 연구

A Study on the Strength Analysis of Crankshaft for 4 Stroke Marine Diesel Engine

이돈출† · 박성현* · 강대선** · 김태연**

D. C. Lee, S. H. Park, D. S. Kang and T. U. Kim

Key Words : Bending stress(굽힘 응력), Crankshaft(크랭크 축), Marine Diesel Engine(선박용 디젤엔진), Strength Analysis(강도 해석), Shear Force(전단력), Stress Concentration Factor(응력 집중 계수), Torsional Vibration Stress(비틀림 진동 응력)

ABSTRACT

Marine diesel engine production and refinements sought a continuous increase on mean effective pressure and thermal efficiency. These results in increased maximum combustion pressure within the cylinder and vibratory torque in crankshaft. As such, crankshaft should be designed and compacted within its fatigue strength. In this paper, the 8H25/33P(3,155ps × 900rpm) engine for ship propulsion was selected as a case study, and the strength analysis of its crankshaft is carried out by: simplified method recommended by IACS M53 and a detailed method with the crankshaft assumed as a continuous beam and bearing supported in its flexibility. The results of these two methods are compared with each other.

기 호 설 명

- α_B : 크랭크핀 필릿부에서 굽힘에 대한 응력집중계수
- α_T : 크랭크핀 필릿부에서 비틀림에 대한 응력집중계수
- β_B : 크랭크핀 저널부에서 비틀림에 대한 응력집중계수
- β_Q : 크랭크핀 저널부에서 전단에 대한 응력집중계수
- β_T : 크랭크핀 저널부에서 비틀림에 대한 응력집중계수
- σ_{BN} : 변동굽힘응력(N/mm²), W_{eq} : 압의 단면계수(mm³)
- σ_{BH} : 크랭크핀 필릿부의 변동굽힘응력(N/mm²)
- σ_{BG} : 크랭크 저널 필릿부의 변동굽힘응력(N/mm²)
- K_c : 베어링 구조조건 및 인접 크랭크 스톱우의 영향을 고려한 경험적인 계수
- τ_N : 변동 비틀림응력
- τ_H : 크랭크핀 필릿부의 변동비틀림응력(N/mm²)
- σ_e : 등가응력(N/mm²)
- σ_V : 등가변동응력(N/mm²)

1. 서 론

선박에서 주 동력원으로 이용하는 디젤엔진은 다 열기관에 비해 열효율이 높고 기동성이 뛰어나 거의 모든 선박의 추진엔진과 발전용 엔진으로 사용되고 있다. 그리고 열효율을 향상시키기 위하여 최대 연소압력과 평균유효압력이 꾸준히 증가한 고출력 엔진이 개발되고 있고 엔진의 설치공간을 줄이기 위하여 간결화 되어가는 추세이다.

최근 이러한 고출력 엔진들은 크랭크축의 굽힘 응력 증가와 함께 비틀림 진동이 증가하여 일부 엔진에서는 크랭크축에 관련된 국제 규정을 초과하는 사례가 늘어나고 있고 절손사고로 이어지는 경우가 종종 일어나고 있다.

본 연구에서는 IACS(International Association Classification Societies) M53⁽¹⁾ 규정에 의해 추천하는 한 개의 크랭크 스톱우에 대한 단순계산법과 베어링의 강성과 함께 크랭크축 전체를 연속된 보로 가정한 상세계산법⁽²⁻⁹⁾에 대한 전산프로그램개발을 통해서 크랭크축의 안전성을 평가하고 있다. 그리고 국내 어업 지도선에 적용된 8실린더 4행정 디젤엔진의 크랭크축을 계산 및 실험 모델로 선정하여 공장 시운전 시 엔진에서 직접 얻은 실린더 연소압력을 이용 굽힘 응력해석을 수행하였고 비틀림 진동은 이론해석결과에 대한 신뢰성 높이기 위하여 실선계측자료를 비교 검토하였다.

† 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr
Tel : (061)240-7089, Fax : (061)240-7282

* 목포해양대학교 해상운송시스템공학부

** 선박검사기술협회 기술연구소

2. 크랭크축의 강도

크랭크축을 Fig. 1과 같이 직각좌표계의 탄성범위 내에서 수직응력(Normal stress), 각 면의 접선방향은 전단(Shear)성분으로 부하를 받고 있다. 여기서 9개의 응력 성분 중 세 개의 수직응력 성분인 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, 그리고 여섯 개의 전단성분인 $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{xz}, \tau_{zy}, \tau_{yz}$ 로 구성되고 응력 텐서(tensor)는 식 (1)과 같다.

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

주응력(Principal stresses)

Fig. 2의 입체 요소에서 교차되는 하나의 면을 경사각 $(n, x), (n, y), (n, z)$ 으로 정의하면 여기서 n 은 면에 수직 방향이다. 세 응력성분은 식(2)와 같이 잘라낸 단면에 각각 작용한다.

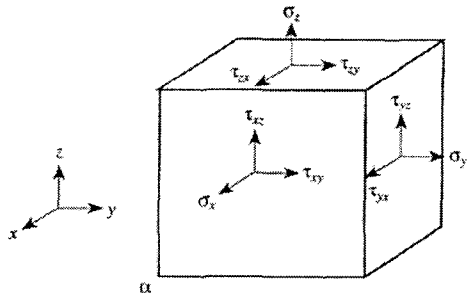


Fig. 1 Stresses in cartesian coordinate system

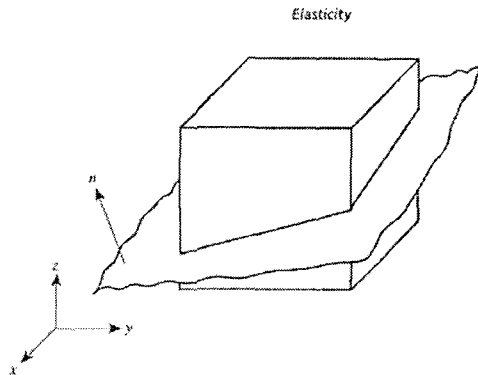


Fig. 2 A plane inserting elemental cube, n represents a normal to the plane

$$\begin{aligned} S_x &= \sigma_x \cos(n, x) + \tau_{yx} \cos(n, y) + \tau_{zx} \cos(n, z) \\ S_y &= \tau_{xy} \cos(n, x) + \sigma_y \cos(n, y) + \tau_{zy} \cos(n, z) \\ S_z &= \tau_{xz} \cos(n, x) + \tau_{yz} \cos(n, y) + \sigma_z \cos(n, z) \end{aligned} \quad (2)$$

중간 유도 과정을 생략하고⁽¹⁰⁾ n 면에 대하여 정리하면 식 (3)과 같고, 이 방정식에서 $\cos(n, x), \cos(n, y), \cos(n, z)$ 을 구하기 위하여 다시 정리하면 식(4)와 같은 행렬식은 얻어진다.

$$\begin{aligned} (\sigma_x - \sigma) \cos(n, x) + \tau_{yx} \cos(n, y) + \tau_{zx} \cos(n, z) &= 0 \\ \tau_{xy} \cos(n, x) + (\sigma_y - \sigma) \cos(n, y) + \tau_{zy} \cos(n, z) &= 0 \\ \tau_{xz} \cos(n, x) + \tau_{yz} \cos(n, y) + (\sigma_z - \sigma) \cos(n, z) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{vmatrix} (\sigma_x - \sigma) & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & (\sigma_y - \sigma) & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & (\sigma_z - \sigma) \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

식(4)의 행렬식의 절대 값을 구하기 위하여 중간 계산과정을 생략하고⁽¹⁰⁾ σ 항으로 정리하면 주응력 σ_1, σ_2 는 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \sigma_2 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \end{aligned} \quad (5)$$

일반적으로 디젤엔진의 크랭크축은 다축에서 힘이 전달 되어 다축의 응력과 변형률이 발생하지만 실린더 연소압력에 의한 상하 방향의 하중이 지배적이다. 크랭크축의 강도 해석을 단순화하기 위하여 다축의 응력 또는 변형률을 σ_e 로 표시하는 상당(등가) 응력 또는 변형률로 전환하는 것이 바람직하다. 이 방법으로 본 미세스 기준(IACS에서 적용하고 있음)과 주응력 이론(일본 선급협회에서 적용하고 있음)이 많이 적용되고 있고 판정기준으로 이 상당 응력을 이용한다.

본 미세스 기준(Von Mises criteria)

특히 IACS UR M53의 설계 기준은 본 미세스 기준을 이용하고 있으며 계산을 단순화하기 위해 축방향의 굽힘 응력과 비틀림 응력을 적용하여 다음과 같이 상당 응력을 유도하여 사용할 수 있다.

등가 응력(Equivalent stress)

상당응력 σ_e 의 텐서 식은 (6)과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_e & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

본 미세스 이론은 정적인 응력 또는 인장은 응력을 받는 입체의 결정적인 거동에 영향을 주지 않는다고 가정한다. 이러한 가정에 따라 응력 편차 텐서 식을 이용하여 정리하

면 식 (7)과 같다.

$$\begin{bmatrix} \sigma_c - \frac{\sigma_x}{3} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\sigma_x}{3} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\sigma_x}{3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{2\sigma_2 - \sigma_3 - \sigma_1}{3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2\sigma_3 - \sigma_1 - \sigma_2}{3} \end{bmatrix} \quad (7)$$

다축의 응력과 함께 상당 응력의 편차 텐서를 정리하면 식 (8)을 얻을 수 있으며 이를 본 미세스의 기준이라 한다.

$$\begin{aligned} \sigma_e &= \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 축의 굽힘과 비틀림에 의한 전단응력을 고려하면 식 (8)에서 $\sigma_y = \sigma_z = 0$ 이 되고 비틀림 진동에 의한 전단력은 각 방향 대신에 x 축을 중심으로 회전하는 τ_t (비틀림)로 적용할 수 있으며 식(8)을 정리하면 식(9)가 된다.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_t^2} \quad (9)$$

크랭크축은 저속 2행정 엔진의 경우 x 축 방향으로 종진동이 동일한 방향으로 일어나며 영향력이 크다. 그리고 2, 4행정 모두 축계 배치에 따른 'Misalignment' 영향을 고려해야 하며 동일방향으로 일어난다. 따라서 4행정 엔진인 트렁크 타입의 피스톤 엔진은 $\sigma_{add} = 10(N/mm^2)$ 을 적용하고 동시에 일어난다고(동일한 위상각) 가정하여 식 (9)를 다시 정리하면 식(10)과 같다.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_{add})^2 + 3\tau_t^2} \quad (10)$$

3. 단순계산법

3.1 응력집중 계수

Fig. 3에서와 같이 인장력 P, 굽힘 모멘트 M, 회전토크 T가 동시에 작용하여 굽힘 응력과 전단응력을 받게 되며 응력 응력집중 계수들은 실험⁽¹¹⁻¹²⁾을 통해서 구한 값들을 많이 이용하고 있고, 대표적으로 DIN 743이 많이 적용되고 있으며 IACS M53도 이 자료를 기초로 하여 만들어졌다. 또한 FEM해석 또는 직접 실험 테스트를 통해서 얻은 값들도 수용해 주고 있으며 Fig. 4는 FEM해석의 한 예이다.

크랭크 필릿부에서 굽힘에 대한 응력집중계수 α_B 는 식 (11)과 같고 비틀림에 대한 응력집중 계수 α_T 는 식(12)와 같다.

$$\alpha_B = 2.619f(s, w)f(w)f(b)f(r)f(d_c)f(d_H)f(recess) \quad (11)$$

$$\alpha_T = 0.8f(r, s)f(b)f(w) \quad (12)$$

크랭크 저널부에서 굽힘에 대한 응력집중계수 β_D 는 식

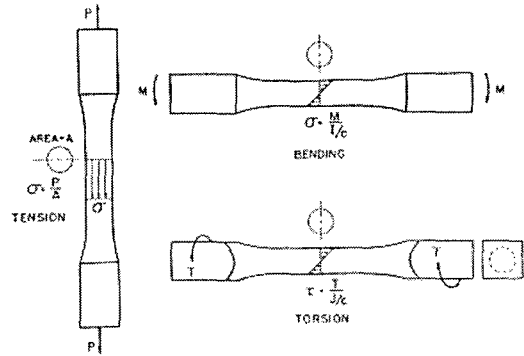


Fig. 3 Elementary stress cases

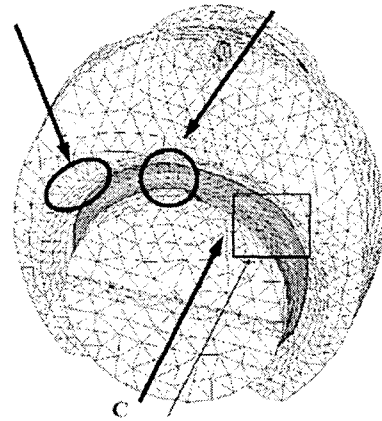


Fig. 4 Stress concentration of crankshaft

(13)과 같다.

$$\beta_D = 2.7146f_B(s, w)f_B(w)f_B(b)f_B(r)f_B(d_G)f_B(d_H)f(recess) \quad (13)$$

비틀림에 대한 응력집중계수 β_T 는 크랭크 핀과 저널의 지름 및 필릿부 반지름이 동일한 경우 α_T 와 같으며 다른 경우는 식(14)와 같다.

$$\beta_T = 0.8f(r, s)f(b)f(w) \quad (14)$$

전단에 대한 응력집중계수 β_Q 는 식(15)와 같다.

$$\beta_Q = 3.0128f_Q(s)f_Q(w)f_Q(b)f_Q(r)f_Q(d_H)f(recess) \quad (15)$$

3.2 응력계산 및 피로강도

Fig.7과 같이 크랭크 스로우의 변동 응력 및 변동 전단응력의 계산을 위한 모델⁽¹⁾에서 2회전을 중심으로 최대, 최소 굽힘 응력과 비틀림 응력을 고려하여 계산하며, V형 엔진은 한 개의 스로우 내에 두개의 실린더가 작용한 것으로 하고 변동굽힘응력 σ_{MN} 을 구하면 식(16)과 같다.

$$\sigma_{BN} = \pm \frac{M_{BN}}{W_{ed}} 10^3 K_e \quad (16)$$

여기서 M_{BN} 은 최대 및 최소 굽힘 모멘트의 평균값이고 W_{eq} 는 굽힘에 대한 단면계수이다. 그리고 크랭크핀 필릿부의 변동굽힘응력 σ_{BH} 는 식(17)과 같다.

$$\sigma_{BH} = (\alpha_B \sigma_{BN}) \quad (17)$$

변동전단응력 σ_N 은 식(18)과 같고 여기서 Q_N 은 최대 및 최소 전단력의 평균값이며 F 는 전단력을 받는 부분의 면적이다.

$$\sigma_{QN} = \pm \frac{Q_N}{F} K_e \quad (18)$$

식(16), (18)에 응력집중 계수를 적용하여 크랭크 저널 필릿부의 변동굽힘응력 σ_{BG} 을 구하면 식(19)과 같다.

$$\sigma_{BG} = \pm (\beta_B \sigma_{BN} + \beta_Q \sigma_{QN}) \quad (19)$$

비틀림은 0.5~12차의 강제진동을 조화합성의 합으로 각 질점 및 전회전수에 대하여 확인되어야 하며 진동계의 감쇠에 대한 추정오차, 프로펠러의 레이싱 또는 1 실린더 착화실패(misfiring)와 같은 불확정요인에 대하여 설계여유를 두어야 하며 비틀림에 의한 전단력은 식(20)과 같다. 여기서 M_T 는 최대 최소 토크변동 값의 평균값이며 W_p 는 비틀림에 대한 단면계수이다.

$$\tau_N = \pm \frac{M_T}{W_p} 10^3 \quad (20)$$

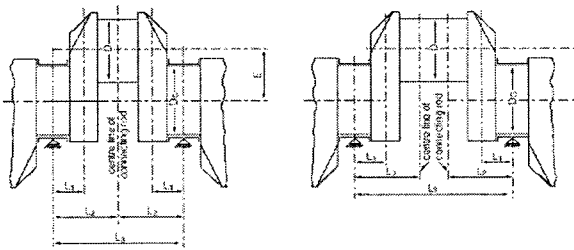


Fig. 5 Crank throw for in line and Vee engine

식(20)에 응력집중 계수를 고려하여 크랭크핀 필릿부와 저널부의 변동 비틀림응력 τ_H, τ_G 를 구하면 각각 식(21), (22)와 같다.

$$\tau_H = \pm (\alpha_T \tau_N), \quad \tau_G = \pm (\beta_T \tau_N) \quad (21), (22)$$

식(9)를 이용하여 크랭크 핀과 저널에서 등가변동 응력 σ_{VF}, σ_{VJ} 을 각각 구하면 식(23), (24)와 같다.

$$\sigma_{VF} = \pm \sqrt{(\sigma_{BH} + \sigma_{add}^2) + 3\tau_H^2} \quad (23)$$

$$\sigma_{VJ} = \pm \sqrt{(\sigma_{BG} + \sigma_{add}^2) + 3\tau_G^2} \quad (24)$$

크랭크핀 필릿부 및 저널부에 대한 피로강도 σ_{DW} 는 식(25), (26)과 같다.

$$\sigma_{DW} = \pm K(0.42 \sigma_B + 39.3)[0.264 + 1.073D^{-0.2}$$

$$+ \frac{785 - \sigma_B}{4,900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{1}{R_H}}](N/mm^2) \quad (25)$$

$$\sigma_{DW} = \pm K(0.42 \sigma_B + 39.3)[0.264 + 1.073D^{-0.2}]$$

$$+ \frac{785 - \sigma_B}{4,900} + \frac{196}{\sigma_B} \sqrt{\frac{1}{R_H}}](N/mm^2) \quad (26)$$

크랭크축 치수의 만족 여부는 등가변동응력과 피로강도와 비교에 의해 결정되며, 식(23), (24)에서 얻은 등가응력과 식(25), (26)에서 얻은 피로강도에 대한 비로 식(27), (28)과 같이 15%의 설계여유가 필요하다.

$$Q_F = \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_{ef}} \geq 1.15, \quad Q_J = \frac{\sigma_{DW}}{\sigma_{ej}} \geq 1.15 \quad (27), (28)$$

3.4 단순 해석(사례연구)

어업 지도선의 주기관으로 들어가는 H사 8H25/33P 엔진(Power : 3155 ps × 900 rpm)의 크랭크축을 해석 및 계측 모델로 선정하였다. 이 모델은 동일 기종 중 비틀림 진동이 가장 큰 8실린더로 엔진으로, 크랭크축 앞쪽은 펌프가 설치되고 감속기를 이용하여 가변의 피치프로펠러로 선박을 추진하게 된다.

각 실린더에 발생하는 가스 압력은 공장 시운전 시 계측한 자료를 이용하였으며 엔진의 최대출력에서 계측한 각 도별 연소압력을 Fig. 6에 보인다. 여기서 가스압력과 피스톤의 왕복관성력에 의해서 크랭크축에 전달되는 반경방향의 힘을 Fig. 7에 보이며 이를 이용하여 굽힘 모멘트를 구하게 된다. 비틀림 진동해석을 위한 모델은 Fig. 8과 같고 실린더 내경이 같은 동일 그룹 중 비틀림 진동이 가장 8 실린더 엔진으로 응력 값이 매우 크기 때문에 이를 댐퍼를 설치하여 줄이는 것이 바람직하며 모든 엔진에서 비틀림 응력이 30N/mm²이하가 되도록 크랭크축을 설계 검토할 수 있다. 특히 이 기종은 점성댐퍼로 비틀림 진동을 줄이는데 설치 공간 및 중량 등의 한계가 있어 성능이 우수한 튜닝 댐퍼를 부착하였다.

모델엔진은 추진용 엔진으로 엔진을 다양하게 사용함에 따라 전 회전수에 대하여 검토하여야 하며 비틀림 응력이 가장 큰 8번 크랭크의 계산결과를 Fig. 9에 보이며 Fig. 10은 최대엔진 회전수인 900rpm에서 상세계산을 한 결과다. Fig. 7의 반경방향의 힘과 Fig. 10의 진동토크를 이용하여 단순 계산 방식에 의한 등가응력과 허용 값을 계산한 결과를 Fig. 11에 보인다. 여기서 크랭크 핀의 설계여유는 비교적 높지만 저널은 상대적으로 낮다. 본 계산에서는 비틀림 진동은 이론 해석결과를 이용하였지만 Table 1과 같이 계측결과 해석보다 25%정도 높았다. 이를 감안하더라도 설계상 IACS M53규정을 만족하고 비틀림 진동은 45.2 N/mm²까지 증가하더라도 선급규정을 만족하며 크랭크축은 안전하다고 볼 수 있다.

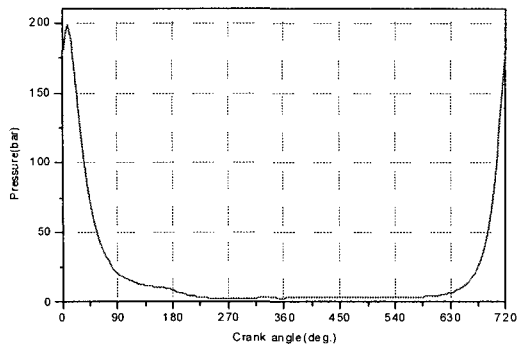


Fig. 6 Combustion pressure in cylinder

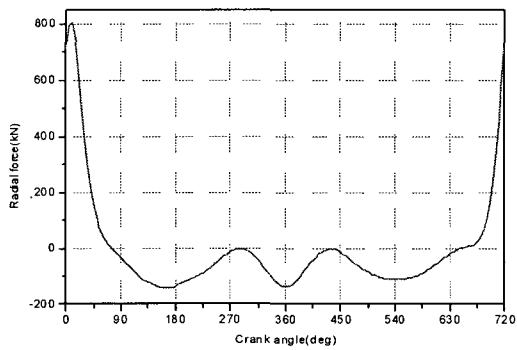


Fig. 7 Radial force in crank throw

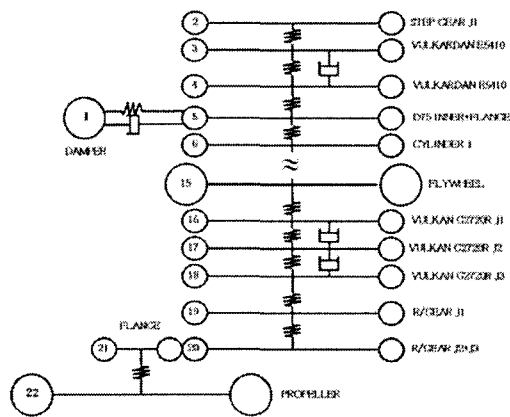


Fig. 8 Mass spring system for torsional vibration

Table 1 Angular velocity amplitude of crankshaft free end at full load(unit : mrad/s)

Order	Calculated	Measured
3.5th	352.82	560.0
4.0th	719.0	840.0

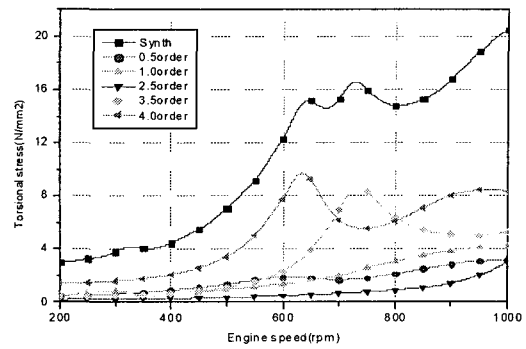


Fig. 9 Torsional stress of cyl. No. 8 with tuning damper

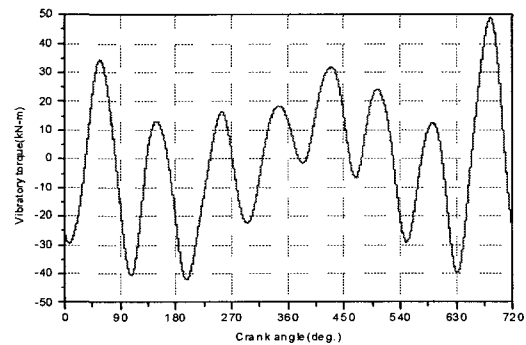


Fig. 10 Vibratory torque of cyl. No. 8 at 900 rpm

3.5 The maximum equivalent stresses with stress concentration Factor

Crank pin fillet	158.58 N/mm ²
Crank journal fillet	182.93 N/mm ²
Crank pin bore hole	131.44 N/mm ²

3.6 The fatigue strength according to IACS

Crank pin diameter	270.26 N/mm ²
Crank journal diameter	269.85 N/mm ²
Crank pin bore hole	288.58 N/mm ²

3.7 Acceptability criteria(Q>=1.15) factor

In crank pin	1.795
In crank journal	1.471
In crank pin bore hole	2.135
Permissible torsional stress in crankpin fillet	55.48 N/mm ²
Permissible torsional stress in crank journal fillet	45.19 N/mm ²

Fig. 11 Crankshaft strength analysis by simplified calculation method

4. 상세계산법

상세계산은 크랭크축을 Fig. 12와 같이 연속보로 가정하고⁽¹³⁻¹⁴⁾ 실린더를 작용하는 연소압력이 동시에 고려하여 이론적인 해석을 수행하게 된다. 특히 베어링의 지지 강성은 매우 중요한 요소로 작용되며 계산의 정도를 결정하게 된다. 본 연구에서는 CIMAC(International Congress on

Combustion Engines) 등에서 추천하는 경험적인 요소들을 고려하여 계산하였으며 굽힘 모멘트와 비틀림진동을 계산한 결과를 Fig. 13, 14에 보인다. Fig. 13은 상당응력이 가장 큰 부분으로 위상차는 약간 있지만 굽힘 모멘트와 비틀림 진동의 큰 부분이 겹치고 있다. 그러나 Fig. 14는 이 두 값이 겹치지 않아 실제 상당응력은 작을 것으로 추정되지만 여러 가지 불확실한 요소에 기인하여 위상을 무시하고 굽힘 모멘트와 진동토크의 최대 최소 값의 위상이 동일하다고 가정 계산하였으며 그 결과를 Fig. 15에 보인다. 그리고 베어링 강성 값의 강성 영향을 확인하기 위하여 베어링 강성 값을 반으로 줄여서 계산한 결과를 Fig. 16에 보인다. 이들을 종합해보면 Fig. 11에 보는바와 같이 단순 계산 시는 저널부의 설계기준인 Q값이 1.47이다. 그리고 Fig. 15의 상세계산에서 크랭크 저널의 Q값은 1.59~1.47로 분포되어 있고 크랭크스로우 3번 앞쪽이 가장 낮은 값인 1.47로 이는 단순계산법과 유사하다. 또한 현재보다 베어링의 강성이 반으로 감소할 경우 크랭크 스로우 7번 뒤쪽에서 Q값은 1.25로 저하된다. 이 결과로부터 크랭크축의 강도는 단순히 크랭크축 그 자체의 재질의 강도와 형상, 응력 집중 등도 중요하지만 이를 지지하고 있는 베어링의 재질과 유막의 특성에 지배적인 영향을 받고 있음을 확인할 수 있다.

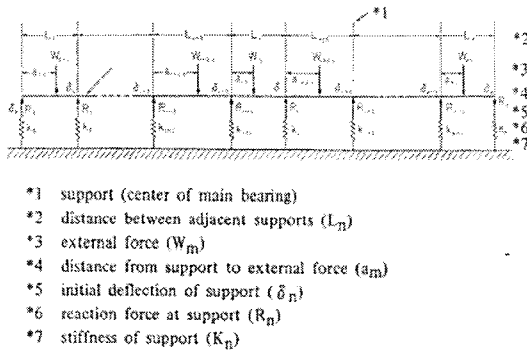


Fig. 12 Continuous beam

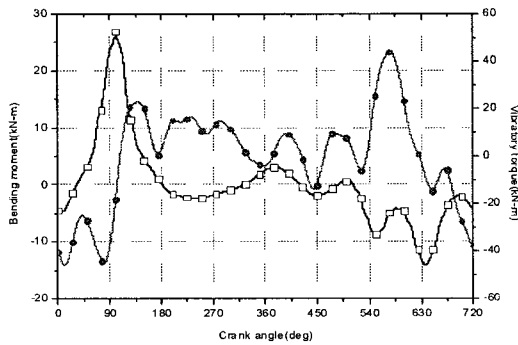


Fig. 13 Bending moment and vibratory torque at crank throw fore side of cylinder No. 3

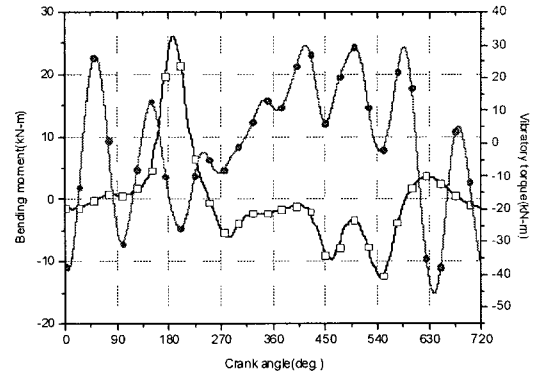


Fig. 14 Bending moment and vibratory torque at crank throw aft side of cylinder No. 5

4.6 The maximum equivalent stresses with stress concentration factor

Cylinder No.	Crank pin fillet fore & aft side (N/mm ²)		Crank journal fillet fore & aft side (N/mm ²)	
	Fore	Aft	Fore	Aft
Cylinder No. 1	191.16	132.13	174.26	168.93
Cylinder No. 2	182.98	147.12	176.75	181.11
Cylinder No. 3	147.44	139.61	182.45	173.88
Cylinder No. 4	139.89	145.58	174.79	181.97
Cylinder No. 5	145.79	139.38	181.58	174.91
Cylinder No. 6	139.28	147.43	172.19	181.17
Cylinder No. 7	145.19	141.28	188.19	176.18
Cylinder No. 8	136.58	145.62	171.52	177.18

4.7 Acceptability criteria(Q>=1.15) Factor

Cylinder No.	Crank pin fillet fore & aft side		Crank journal Fillet fore & aft s	
	Fore	Aft	Fore	Aft
Cylinder No. 1	1.91453	2.04537	1.54399	1.59265
Cylinder No. 2	1.89814	1.83696	1.52217	1.48559
Cylinder No. 3	1.83388	1.93576	1.47468	1.54886
Cylinder No. 4	1.94389	1.85644	1.53929	1.48268
Cylinder No. 5	1.85371	1.94812	1.48168	1.53818
Cylinder No. 6	1.94837	1.83389	1.56248	1.48504
Cylinder No. 7	1.86136	1.91288	1.49313	1.52713
Cylinder No. 8	1.97985	1.85596	1.56863	1.51854

Fig. 15 Crankshaft strength analysis I by detailed calculation method

4.6 The maximum equivalent stresses with stress concentration factor

Cylinder No.	Crank pin fillet Fore & aft side (N/mm ²)		Crank journal fillet fore & aft si (N/mm ²)	
	Fore	Aft	Fore	Aft
Cylinder No. 1	147.47	158.14	182.86	196.58
Cylinder No. 2	178.13	162.32	214.87	208.04
Cylinder No. 3	157.84	172.46	194.74	218.32
Cylinder No. 4	171.96	155.98	218.82	194.45
Cylinder No. 5	156.88	172.12	194.56	218.10
Cylinder No. 6	171.55	157.83	208.27	192.61
Cylinder No. 7	161.53	176.99	208.38	214.66
Cylinder No. 8	161.69	151.94	198.64	185.92

4.7 Acceptability criteria(Q>=1.15) factor

Cylinder No.	Crank pin fillet fore & aft side		Crank journal fillet fore & aft s	
	Fore	Aft	Fore	Aft
Cylinder No. 1	1.83259	1.70899	1.47137	1.36922
Cylinder No. 2	1.51718	1.66492	1.25214	1.34495
Cylinder No. 3	1.71219	1.56789	1.38159	1.27924
Cylinder No. 4	1.57159	1.73356	1.28187	1.38364
Cylinder No. 5	1.73148	1.57818	1.38288	1.28856
Cylinder No. 6	1.57541	1.72188	1.29186	1.39686
Cylinder No. 7	1.67311	1.52788	1.34326	1.25337
Cylinder No. 8	1.67145	1.77867	1.35445	1.44714

Fig. 16 Crankshaft strength analysis II by detailed calculation method

5. 결론

최근 디젤엔진의 출력증가와 함께 중속엔진의 크랭크축에서 국내 선박 안전법 규정을 만족하지 못한 사례가 늘어나고 있고 절손사고도 종종 일어나고 있다. 본 연구에서는 이러한 사고를 방지하기 위하여 국제 규정과 함께 검사기관의 연구소와 학교 공동으로 크랭크축의 상세 계산법에 대한 프로그램을 개발⁽¹⁵⁾하였다. 그리고 국내 여업 지도선에 적용한 주 기관을 연구 모델로 선정하여 이론 해석 및 계측을 수행하였으며 이들을 정리 요약하면 다음과 같다.

- 1) 중속엔진에서 크랭크축의 강도해석 중의 하나인 단순계산방식은 다년간의 경험을 통하여 제정되어 많이 적용되어 왔지만 최근 개발된 엔진은 크랭크 스로우간의 비틀림 진동의 차가 크고 실린더간의 연소 위상각차가 인접 실린더에 상당한 영향력을 미치게 되어 상세계산이 필요하며 이를 통해서 보다 정확한 강도해석을 수행할 수 있다. 그리고 개발된 프로그램은 충분한 신뢰성을 확인할 수 있었다.
- 2) 대부분의 크랭크축 절손사고는 실린더 연소압력에 의한 굽힘 응력과 비틀림진동에 의한 전단응력을 동시에 받아 응력집중부위인 크랭크축의 핀과 필릿 및 오일 공급 홀에서 일어나고 있다. 여기서 굽힘 응력과 관계가 있는 실린더내 연소압력은 공장 시운전과 비교하여 큰 변화가 없으며 설계변경이 쉬운 부분은 비틀림 진동으로 비틀림 진동의 크기가 크랭크축의 피로수명 및 안전성에 결정적인 영향을 미치게 된다. 따라서 해상 시운전시 비틀림진동을 계측하여 굽힘응력과 함께 크랭크축의 안전성을 확인하는 것이 바람직하다.
- 3) 단순계산법에 의해서 IACS M53 규정을 만족하지 못할 경우 상세계산법을 통해서 좀더 상세하게 검토하여 안전성을 확인할 수 있다. 이 해석 결과는 베어링의 유막의 강성값, 베어링의 재질, 실린더의 폭발순서, 축계 배치 등 외부 여건에 따라 영향을 받아 민감하게 달라질 수 있으므로 정확성을 높이기 위하여 엔진 제작사의 기본자료 제공이 우선되어야 한다.

참 고 문 헌

- (1) IACS, "Calculation of Crankshafts for I.C.", IACS UR M53, 2004.
- (2) CIMAC, "Development of high strength cast steel for semi-built up type crankshaft, and stress

measurement and evaluation of crankshaft of low speed diesel engine.", CIMAC 24th conference, paper No 75, 2004.

- (3) CIMAC, "Some classification on crankshafts.", CIMAC 24th conference, paper No 13, 2004.
- (4) CIMAC, "Development of the criteria for crankshaft alignment in large 2-stroke marine diesel engines.", CIMAC 23rd conference, 2001.
- (5) CIMAC, "Comprehensive evaluation of the vibration and strength of long-stroke diesel engine crank shaftings. ", CIMAC 19th conference, 1991.
- (6) H. Okamura and T. Morita, "Efficient modelling and analysis for crankshaft three-dimensional vibrations under firing conditions.", IMechE K0089, 1999.
- (7) M. Kushwaha, S. Gupta, P. Kelly and H. Rahnejat, "Elasto-multi-body dynamics of a multicylinder internal combustion engine.", IMechE K01902, 2002.
- (8) Zissimos P and P. Mourelatos, "A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines", Computer and Structures 79 pp2009-2027, 2001.
- (9) Mustapha Lahmar, Djamel Frihi and Daniel Nicolas, "The effect of misalignment on performance characteristics of engine main crankshaft bearings", European Journal of Mechanics A/Solids 21 pp703-714Computer and Structures 79 pp703-714, 2002.
- (10) E. Zahavi with V. Torbilo, Fatigue design, Life Expectancy of Machine Parts, A Solomon Press Book, 1996.
- (11) R. E. Peterson, Stress concentration factors, A wiley-interscience publication, 1974
- (12) DIN743-1, Load-carrying of shafts, axles, pin, Introduction, calculation.
- (13) Daryl L. Logan, A first course in the Finite Element Method(Third edition), Brooks/Cole, 2002.
- (14) 문덕홍·전효중, "삼연속모멘트정리의 매트릭스법에 의한 박용추진축계 배치계산에 관한 연구", 한국박용기관학회지(한국마린엔지니어링학회) 제5권 제1호, pp.20~27, 1981.
- (15) 선박검사기술협회, 선박용 디젤엔진의 크랭크축 강도 해석에 관한 연구, 선박검사기술협회, 2006