

〈논 문〉

디젤엔진에서 기진력 감소를 위한 크랭크 각의 최적설계
Optimal Design of Crank Angles for Reducing the Excitation Forces
in a Diesel Engine

박 정 근* · 정 의 봉† · 서 영 수**

Jung Geun Park, Weui Bong Jeong and Yeong Soo Seo

(2001년 9월 7일 접수 : 2002년 1월 17일 심사완료)

Key Words : Excitation Force(기진력), Diesel Engine(디젤엔진), Optimal Design(최적설계), Crank Angle(크랭크 각도).

ABSTRACT

The excitation forces from the periodical firing pressure in cylinder and the rotating crank mechanism cause lots of vibration problems in diesel engines. In this paper, the computational program for predicting the excitation force is developed and applied to 4-stroke in-line engines. The crank angle is also optimized to reduce the first and second order moment produced by engines. Compared to the conventional uniform crank angle, about 70 % of the first order horizontal and vertical moment can be reduced by re-designing the crank angle non-uniformly.

1. 서 론

디젤엔진은 연소실내 가스압력과 크랭크기구 운동에 의해 크랭크축과 실린더 벽면에 주기적으로 변동하는 힘을 발생시키고, 이런 주기적 변동력은 엔진의 기진력으로 작용하게 된다. 엔진의 기진력은 축계진동, 구조진동, 탄성마운트시스템 설계등 기관의 동적 거동해석의 중요한 입력자료로써 활용되므로, 이들 해석을 위해서는 엔진 기진력을 규명하는 것이 필수적이다. 박용 주보기관시스템의 축계 및 탄성지지 설계시 일반적으로 엔진 원제작사가 제공하는 기진력 자료를 이용하고 있어, 일부 실린더가 폭발하지 않는 엔진 감동운전이나 일부 구동 부품이 표준사양과 상이한 경우 엔진 기진력 해석이 원활하게 이루어지지

않고 있는 실정이다.

본 연구에서는 이들 경우에 대하여도 엔진 기진력을 빠르고 정확하게 계산할 수 있도록 4행정 직렬형 엔진의 기진력 해석 프로그램을 개발하였으며, 원제작사 설계사양의 기진력을 비교함으로써 개발된 프로그램의 타당성을 확인하였다. 또한 원제작사 설계사양에서는 크랭크 각도를 균일하게 하고 있지만, 본 연구에서는 엔진의 1차 및 2차 발생 모멘트를 최소화하기 위하여 크랭크 각도를 불균일하게 최적 설계하는 방안을 제시한다. 최적 설계시 불평형력이 0이 되기 위한 제약조건을 고려할 때 라그랑주 승수를 사용하면 설계변수가 증가하는 단계를 방지하기 위한 방안도 제시하였다. 최적 설계된 크랭크 각도에서는 기존의 균일 크랭크 각도보다 발생 모멘트를 70 % 정도 감소시킬 수 있음을 수치계산으로 확인하였다.

2. 단일실린더의 작용력과 모멘트

디젤엔진에서 단일 실린더의 크랭크기구 모델은 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다. 실린더의 크랭크기구

† 책임저자, 정희원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구원

E-mail : wbjong@pusan.ac.kr

Tel : (051) 510-2337, Fax : (051) 517-3805

* (주) STX 기술연구소

** 부산대학교 대학원 기계설계공학과

는 피스톤 핀과 크랭크 핀 부에 왕복운동부 질량 m_{rec} 과 회전운동부 질량 m_{rot} 이 각각 집중되어 있는 것으로 이상화하는데, 커넥팅로드, 크랭크의 질량 m_{con} , m_{crk} 은 힘과 모멘트 평형식에 의해 분해하면, 왕복운동부 질량 m_{rec} 과 회전운동부 질량 m_{rot} 은 다음 식과 같이 표현된다.

$$m_{rec} = m_p + \left(\frac{b}{l}\right)m_{con} \quad (1)$$

$$m_{rot} = \left(\frac{c}{r}\right)m_{crk} + \left(1 - \frac{b}{l}\right)m_{con} \quad (2)$$

여기서 m_p 는 피스톤 질량이고, b, c 는 각각 크랭크

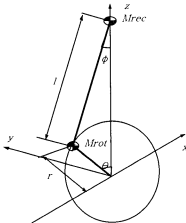


Fig. 1 The model of crank mechanism

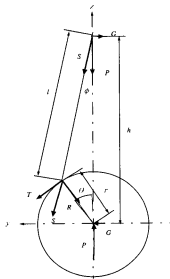


Fig. 2 The applied force at a cylinder

핀 및 크랭크축으로부터 커넥팅 로드, 크랭크의 질량 중심까지의 거리이다.

현편, 단일실린더 크랭크기구 작용력은 Fig. 2와 같다. 그림에서 왕복운동부의 변위 h 는

$$h = r(\cos \theta + \frac{l}{r} \cos \phi) \quad (3)$$

가 된다. $\lambda = \frac{r}{l}$ 로 정의하고 테일러 급수전개하면 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$h = r(\cos \theta + a_0 + a_2 \cos 2\theta + a_4 \cos 4\theta + a_6 \cos 6\theta + \dots) \quad (4)$$

단,

$$a_0 = -\frac{l}{r} \left[1 - \left(\frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{3}{64} \lambda^4 + \frac{5}{256} \lambda^6 + \dots \right) \right]$$

$$a_2 = \frac{l}{r} \left[\frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{16} \lambda^4 + \frac{15}{512} \lambda^6 + \dots \right]$$

$$a_4 = -\frac{l}{r} \left[\frac{1}{64} \lambda^4 + \frac{3}{256} \lambda^6 + \dots \right]$$

$$a_6 = \frac{l}{r} \left[\frac{1}{512} \lambda^6 + \dots \right]$$

왕복운동에 의한 관성력은

$$\begin{aligned} f_{rec} &= m_{rec} \frac{d^2 h}{dt^2} \\ &= -r \omega^2 m_{rec} (\cos \theta + 4a_2 \cos 2\theta + 16a_4 \cos 4\theta + 36a_6 \cos 6\theta + \dots) \end{aligned} \quad (5)$$

가 된다.

회전운동에 의한 관성력은 y 방향과 z 방향 성분으로 나누어 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} f_{rot,y} &= m_{rot} r \omega^2 \sin \theta \\ f_{rot,z} &= m_{rot} r \omega^2 \cos \theta \\ f_{cw,y} &= m_{c/w} r_{c/w} \omega^2 \sin(\theta + \phi) \\ f_{cw,z} &= m_{c/w} r_{c/w} \omega^2 \cos(\theta + \phi) \end{aligned} \quad (6)$$

단, $r_{c/w}$ 는 카운터 웨이트까지의 거리이고 ϕ 는 회전운동부와 카운터 웨이트가 이루는 각도이며 본 연구에서는 180° 이다. Fig. 3에서는 각각의 실린더에 작용하는 힘들은 엔진의 질량 중심에 힘과 모멘트로 작용하는 것을 나타낸다.

Fig. 2에서 피스톤에 작용하는 피스톤력 P 는 가스력과 왕복운동부 관성력의 합력으로, 커넥팅 로드력

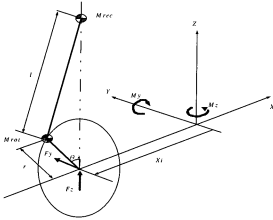


Fig. 3 The applied force and moment at a engine

S와 실린더 벽면을 미는 guide force G로 나뉘어 지고, guide force G의 합력은 0이지만 guide moment M_{guide} 를 다음과 같이 발생시킨다.

$$\begin{aligned} M_{guide} &= h \cdot G = -h \cdot S \sin \phi \\ &= -r \sin(\theta + \phi) \cdot S = -r \cdot T \end{aligned} \quad (7)$$

즉, guide moment M_{guide} 는 엔진 토크 $r \cdot T$ 와 크기가 같고 방향이 반대인 moment이다. 한편,

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \approx 1 \quad (\because \lambda < 0.33)$$

이므로, guide moment는

$$\begin{aligned} \vec{M}_{guide} &= r T \vec{e}_z = r(T_{gas} + T_{rec}) \vec{e}_z \\ &\approx r(F_{gas} + F_{rec})(\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \vec{e}_z \end{aligned} \quad (8)$$

로 표현된다. 상기 guide moment M_{guide} 중 왕복질량 성분은 직렬형 엔진에 대하여

$$\begin{aligned} r T_{rec} &\approx \omega^2 m_{rec} r^2 \\ &\quad \left(-\frac{\lambda}{4} \sin \theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta + \frac{3\lambda}{4} \sin 3\theta \right) \end{aligned} \quad (9)$$

로 나타낼 수 있고, 실린더 가스력 성분은 가스력의 접선 성분에 의한 토크로 푸리에 급수 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} r T_{gas} &\approx r F_{gas} (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \\ &\approx r \frac{\pi d_{cyl}^2}{4} \left[\sum_k (C_k \cos k\theta + d_k \sin k\theta) \right] \end{aligned} \quad (10)$$

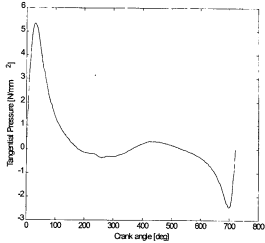


Fig. 4 The tangential pressure at L28/32H engine

단,

$$\begin{aligned} k &= 0.5, 1.0, 1.5, \dots \text{ (4-stroke engine)} \\ &= 1.0, 2.0, 3.0, \dots \text{ (2-stroke engine)} \end{aligned}$$

Fig. 4는 MAN B&W L28/32H 엔진에 대한 접선압력을 나타낸다.

3. 엔진의 발생 기진력

엔진의 기진력이 첫번째 실린더와 마지막 실린더 중심선 사이 크랭크축 중앙에 작용한다고 가정하면, 크랭크축에 작용하는 불평형력과 모멘트는 Fig. 5와 같다.

i 번째 실린더의 왕복운동부의 힘을 행렬로 나타내면

$$\{F_{rec,i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_{rec,i} \end{bmatrix} \quad (11)$$

단,

$$\begin{aligned} f_{rec,i} &= -m_{rec} r \omega^2 (\cos \theta_{i1} a_2 \cos 2\theta_i \\ &\quad + a_4 \cos 4\theta_i + 36a_6 \cos 6\theta_i, \dots) \end{aligned}$$

여기서, θ_i 는 i 번째 실린더의 크랭크 각이다. i 번째 실린더의 회전운동부의 힘을 행렬로 나타내면

$$\{F_{rot,i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_{rot} r \omega^2 \sin \theta_i \\ m_{rot} r \omega^2 \cos \theta_i \end{bmatrix} \quad (12)$$

가 된다. 그리고 i 번째 실린더의 카운터 웨이트부의 힘을 행렬로 나타내면

$$\{F_{Cwt,i}\} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_{c/w} r_{c/w} \omega^2 \sin(\theta_i + \phi_i) \\ m_{c/w} r_{c/w} \omega^2 \cos(\theta_i + \phi_i) \end{bmatrix} \quad (13)$$

가 된다. 여기서 ϕ_i 는 i 번째 회전운동부와 카운터웨이트가 이루는 각도이다.

i 번째 실린더에 작용하는 힘을 엔진의 무게 중심에 작용하는 힘으로 변환하기 위해서 실린더의 무게 중심의 좌표를 엔진의 무게 중심에 대해서 나타내야 한다. Fig. 5에서 왕복운동부의 좌표를 나타내면

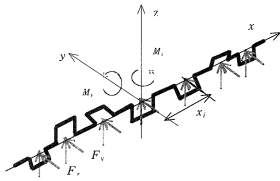


Fig. 5 The force and moment at a crank shaft

$$\begin{aligned} x_{rec,i} &= x_i \\ y_{rec,i} &= y_i \\ z_{rec,i} &= z_i + \cos(\theta_i + \phi_i) + l\sqrt{1 - (\lambda \sin(\theta_i + \phi_i))^2} \end{aligned} \quad (14)$$

이고, 회전운동부의 좌표를 나타내면

$$\begin{aligned} x_{rot,i} &= x_i \\ y_{rot,i} &= y_i + r \sin \theta_i \\ z_{rot,i} &= z_i + r \cos \theta_i \end{aligned} \quad (15)$$

이며, 카운터 웨이트 부분의 좌표를 나타내면

$$\begin{aligned} x_{cwt,i} &= x_i \\ y_{cwt,i} &= y_i + r_{c/w} \sin(\theta_i + \phi_i) \\ z_{cwt,i} &= z_i + r_{c/w} \cos(\theta_i + \phi_i) \end{aligned} \quad (16)$$

가 된다. 위의 좌표값을 가지고 실린더에 작용하는 힘들을 중심에 작용하는 힘과 모멘트로 변환할 수 있다. 먼저 왕복운동부의 경우는

$$\begin{aligned} \{F_{rec,i}\} &= \begin{bmatrix} F_{xrec,i} \\ F_{yrec,i} \\ F_{zrec,i} \\ M_{xrec,i} \\ M_{yrec,i} \\ M_{zrec,i} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{recG,i} + z_G & y_{recG,i} - y_G \\ z_{recG,i} - z_G & 0 & -x_{recG,i} + x_G \\ -y_{recG,i} + y_G & x_{recG,i} - x_G & 0 \end{bmatrix} \{F_{rec,i}\} \end{aligned} \quad (17)$$

이고, 회전운동부의 경우는

$$\begin{aligned} \{F_{rot,i}\} &= \begin{bmatrix} F_{xrot,i} \\ F_{yrot,i} \\ F_{zrot,i} \\ M_{xrot,i} \\ M_{yrot,i} \\ M_{zrot,i} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{rotG,i} + z_G & y_{rotG,i} - y_G \\ z_{rotG,i} - z_G & 0 & -x_{rotG,i} + x_G \\ -y_{rotG,i} + y_G & x_{rotG,i} - x_G & 0 \end{bmatrix} \{F_{rot,i}\} \end{aligned} \quad (18)$$

이며, 카운터 웨이트의 경우는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \{F_{cwt,i}\} &= \begin{bmatrix} F_{xcwt,i} \\ F_{ycwt,i} \\ F_{zcwt,i} \\ M_{xcwt,i} \\ M_{ycwt,i} \\ M_{zcwt,i} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -z_{cwtG,i} + z_G & y_{cwtG,i} - y_G \\ z_{cwtG,i} - z_G & 0 & -x_{cwtG,i} + x_G \\ -y_{cwtG,i} + y_G & x_{cwtG,i} - x_G & 0 \end{bmatrix} \{F_{cwt,i}\} \end{aligned} \quad (19)$$

각각의 값들을 합해서 중심에서의 힘과 모멘트로 변환하면 다음 식

$$\{F_G\} = \{F_{rec,i}\} + \{F_{rot,i}\} + \{F_{cwt,i}\} \quad (20)$$

으로 변환되므로 무게 중심에 대해서 각각의 실린더의 기진력들을 중심 좌표로 변환한 값을 전부 더하면 질량중심에 작용하는 기진력 벡터 F_G 는

$$\{F_G\} = \sum_{i=1}^Z \{F_{G,i}\} \quad (21)$$

가 된다. 여기서 Z 는 실린더의 개수를 의미한다. 본

연구에서는 7기통 직렬형 엔진인 MAN B&W L28/32H를 대상으로 하였으며 엔진의 주요 사양은 Table 1과 같다. 크랭크 각도는 360°를 1회 회전당 21회로 나눈 등간격이다. 본 연구에서는 식 (21)로부터 엔진의 발생 기진력과 모멘트를 예측하였으며 그 결과를 Fig. 6에 나타낸다. 그리고 Table 2에 엔진 제작사에서 제공하는 발생력 사양을 본 연구의 예측 결과와 비교하였다. Table 2의 결과로부터 본 연구에서 개발한 발생력 예측 프로그램의 타당성을 확인할 수 있다.

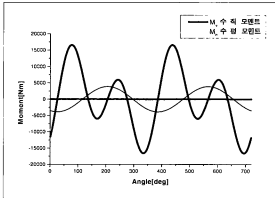


Fig. 6 The excitation moment of a engine estimated by the program

Table 1 Specification of engine

rpm	750 [rpm]
Firing order	1-6-3-4-5-2-7
Crank radius, r	0.16 [m]
Con.rod length, l	0.64 [m]
Con.rod mass, m_{con}	93.657 [kg]
Con.rod mass eccentric length, b	0.2051 [m]
Crank throw mass, m_{crk}	227.19 [kg]
Crank throw eccentric length, c	0.0802 [m]
Piston diameter, d_{cyl}	0.28 [m]
Piston mass, m_p	60.452 [kg]
Counterweight mass, $m_{c/w,i}$	181.478 [kg]
Counterweight length, $r_{c/w,i}$	0.1831 [m]
Counterweight phase, ψ_i	180°
Crank position, (x_i, y_i, z_i)	(1.44,0.0),(0.96,0.0), (0.48,0.0),(0.0,0.0), (-0.48,0.0),(-0.96,0.0), (-1.44,0.0)[m]

Table 2 The excitation force and moment estimated by the program

Order	Moments	Freq. [Hz]	Amplitude[kNm]	
			Estimated value	B&W spec.
1.0	M_h	12.5	3.89	3.8
1.0	M_v	12.5	7.56	7.6
2.0	M_v	25.0	10.95	11
3.5	H	43.75	27.96	28.7
7.0	H	87.5	4.82	4.4
(*) All Forces [kN]			0.0	0.0

M_h : Horizontal moment(M_x)
 M_v : Vertical moment(M_y)
 H : Guide force moment(M_z)

4. 최적설계

4행정 직렬형 엔진의 원제작사 설계사양에는 크랭크 각도가 등간격으로 되어 있다. 즉, 360°를 엔진의 기동수로 나눈값으로 사용하고 있다. 그러나 엔진에서 발생하는 힘은 크랭크의 회전운동에 의한 관성력 뿐만 아니라 왕복운동부와 가스력 등도 존재한다. 그러므로 이러한 힘들을 종합해서 고려하면 등간격이 아닌 크랭크 각도에서 엔진의 발생 기진력을 저감시킬 수가 있다. 여기서 가스력과 왕복운동부에 의한 발생력은 조화함수가 아니므로 회전차수보다 높은 차수의 기진력을 발생시킨다. 본 연구에서는 엔진의 발생 기진력의 함을 0으로 하면서 발생 모멘트류 최소화 하도록 목적함수를 다음과 같이 설정하였다.

$$J = \sqrt{\left(\sum_i M_{x,i}^2\right) + M_{y,1}^2 + M_{y,2}^2 + M_z^2} \quad (22)$$

단,

- p : 채택한 차수
- $M_{x,i}$: x 방향의 모멘트 차수 성분 값(가스력에 의해서 발생하는 모멘트 성분, $M_{c/w,i}$)
- $M_{y,1}$: y 방향의 1차 모멘트의 최대값
- $M_{y,2}$: y 방향의 2차 모멘트의 최대값
- M_z : z 방향의 모멘트의 최대값

설계변수는 크랭크 각으로 하였다. 엔진에 발생하는 불 평형력이 0이 되기 위해서는 크랭크 각은 다음과 같은 제약조건을 만족해야 한다.

$$\sum_{k=1}^n \sin \theta_k = 0, \quad \sum_{k=1}^n \cos \theta_k = 0 \quad (23)$$

$$\sum_{k=1}^n \sin 2\theta_k = 0, \quad \sum_{k=1}^n \cos 2\theta_k = 0$$

즉, 식 (23)의 등식 제약조건을 만족하면서 식 (22)의 목적함수를 최소화하는 크랭크 각도를 설계하는 최적설계 문제가 된다. 연진을 7기통으로 가정하면, 7개의 크랭크 각 중 첫 번째 기통의 크랭크 각, $\theta_1 = 0^\circ$ 라고 가정하면 6개의 설계 변수가 남게 된다. 등식제약조건에서 가장 널리 사용되는 라그랑주 승수를 사용하면 제약조건이 없는 최적화 문제로 고칠 수 있으나 설계변수가 10개(설계변수 6개+제약식 4개)로 많아지는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 6개의 설계변수와 4개 제약조건식에서 독립적인 설계변수가 2개로 줄어들음을 고려하여, 2개의 설계변수에 대한 최적설계를 수행할 수 있는 방안을 제시한다.

먼저 설계변수인 크랭크 각 θ_2, θ_3 를 알고 있을 때 나머지의 크랭크 각 $\theta_1 \sim \theta_7$ 을 구하기 위해서 비선형 연립방정식의 해를 구해야 하는데 Newton 방법을 이용하여 나머지 4개의 크랭크 각을 다음과 같이 구하였다.

비선형 연립방정식의 해를 구하기 위한 목적함수 J 를 아래와 같이 구성한다.

$$J = \left(\sum_{k=1}^n \sin \theta_k + A_1 \right)^2 + \left(\sum_{k=1}^n \cos \theta_k + B_1 \right)^2$$

$$+ \left(\sum_{k=1}^n \sin 2\theta_k + C_1 \right)^2 + \left(\sum_{k=1}^n \cos 2\theta_k + D_1 \right)^2 \quad (24)$$

단,

$$A_1 = \sum_{k=1}^n \sin \theta_k, \quad B_1 = \sum_{k=1}^n \cos \theta_k$$

$$C_1 = \sum_{k=1}^n \sin 2\theta_k, \quad D_1 = \sum_{k=1}^n \cos 2\theta_k$$

식 (24)를 구하고자 하는 미지수 θ_2 로 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial J}{\partial \theta_1} = 2[(A \cos \theta_1 - B \sin \theta_1 + 2C \cos 2\theta_1 - 2D \sin 2\theta_1)] \quad (25)$$

$$\frac{\partial^2 J}{\partial \theta_1^2} = 2(-A \sin \theta_1 - B \cos \theta_1 - 4C \sin 2\theta_1 - 4D \cos 2\theta_1) \quad (26)$$

$$\frac{\partial^2 J}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} = 2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + 8 \cos 2(\theta_1 - \theta_2) \quad (27)$$

단,

$$A = \sum_{k=1}^n \sin \theta_k + A_1, \quad B = \sum_{k=1}^n \cos \theta_k + B_1$$

$$C = \sum_{k=1}^n \sin 2\theta_k + C_1, \quad D = \sum_{k=1}^n \cos 2\theta_k + D_1$$

그러므로, 다음식

$$[J_1] = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_1^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_1 \partial \theta_2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_1 \partial \theta_3} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_1 \partial \theta_7} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_2 \partial \theta_1} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_2^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_2 \partial \theta_3} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_2 \partial \theta_7} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_3 \partial \theta_1} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_3 \partial \theta_2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_3^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_3 \partial \theta_7} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7 \partial \theta_1} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7 \partial \theta_2} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7 \partial \theta_3} & \frac{\partial^2 J}{\partial \theta_7^2} \end{bmatrix}$$

$$\{g_1\} = \begin{bmatrix} \frac{\partial J}{\partial \theta_1} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_2} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_3} \\ \frac{\partial J}{\partial \theta_7} \end{bmatrix} \quad (28)$$

과 같이 1차 및 2차 미분 행렬을 구성하고 나면 다음 식으로부터 구하고자하는 임의의 $\theta_4, \theta_5, \theta_6, \theta_7$ 에 대한 새로운 값들을 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \end{bmatrix}_{i,m+1} = \begin{bmatrix} \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \end{bmatrix}_i - [J_1]^{-1} \{g_1\} \quad (29)$$

이렇게 구한 θ_1 에서 θ_7 까지의 값들을 가지고 다시 입력 값으로 하여서 반복 계산하면 원하는 크랭크 각을 구할 수 있다.

식 (29)에 의해서 2개의 크랭크 각 θ_2, θ_3 를 독립 변수로 정하면 나머지 크랭크 각 $\theta_1 \sim \theta_7$ 을 구할 수 있으므로 연진 기진력 목적함수인 식 (22)는 크랭크 각 θ_2 와 θ_3 만의 함수로 가정할 수 있으므로 제약조건이 없는 최적설계 문제가 된다. 최적 설계 방법은 1차원 탐색법인 황금비 분할법과 최속강하법(steepest descent method)을 사용하였다.

5. 최적설계 결과

본 연구에서는 3점에서 언급한 Table 1과 같은 연진을 대상으로 하였다. 설계변수로 채택한 크랭크 각

도의 초기값으로는 Table 3(initial crank angle)과 같이 제작사에서 양산되어지고 있는 등간격의 크랭크 각도를 사용하였으며, 이때 발생하는 힘과 모멘트는 Table 2와 같다. 그리고 식 (22)의 목적함수가 최소가 되도록 최적화된 크랭크 각도를 Table 3

Table 3 Initial and optimized crank angle

Cylinder No.	Initial crank angle	Optimized crank angle
1	0.0°	0.0°
2	257.1°	258.9°
3	102.9°	103.9°
4	154.3°	158.4°
5	205.7°	209.5°
6	51.4°	57.6°
7	308.6°	314.6°

(optimized crank angle)에 나타낸다. 그리고 그 때 엔진에서 발생하는 힘과 모멘트를 Table 4 및 Figs. 7~9에 나타내었다.

Table 3에서 알 수 있듯이 최적 설계전의 크랭크 각은 등 간격으로 되어있으며 최적설계후의 크랭크 각은 등 간격이 아님을 알 수 있다. 그리고 Table 4에서 알 수 있듯이 엔진에서 발생하는 수평 모멘트와 수직 모멘트는 약 72 %의 저감효과가 있음을 알 수 있다. 그것은 크랭크의 불평형한 고려하면 크랭크각을 등간격으로 하는 것이 바람직할 수 있으나 왕복운동 부 및 엔진의 가스력에 의한 기진력도 고려할 때 크랭크각이 등간격이 아닌 것이 더욱 바람직할 수 있음을 보여준다. 그리고 guide 모멘트가 최적설계 전후에 그다지 차이가 없는 것은 guide 모멘트는 실린더에 발생하는 가스력이 주원인이므로 크랭크 각도로는 조절할 수 없기 때문이다.

Table 4 Free forces and moments for 7L28/32H

Order	Moments	Freq. [Hz]	Amplitude[kNm]	
			Before optimized	After optimized
1.0	M_h	12.5	3.89	1.1
1.0	M_v	12.5	7.56	2.1
2.0	M_v	25.0	10.95	9.94
3.5	H	43.75	27.96	27.7
7.0	H	87.5	4.82	4.63
(*) All forces [kN]			0.0	0.0

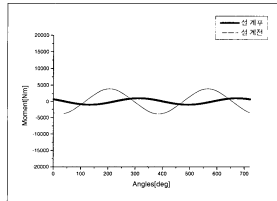


Fig. 8 The horizontal moment M_h produced by engine

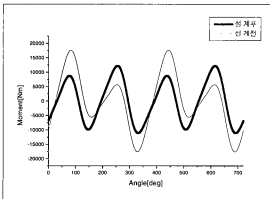


Fig. 7 The vertical moment M_v produced by engine

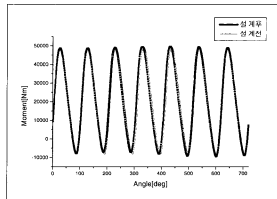


Fig. 9 The guide moment H produced by engine

6. 결 론

(1) 다젤엔진의 발생 기진력을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고 7기통 직렬형 엔진에 응용하였다.

(2) 엔진 발생력을 최소화하기 위한 크랭크 각도의 최적설계 프로그램을 개발하였으며 제약조건을 고려한 감도해석법을 제시하였다.

(3) 제작사에서 크랭크 각도를 등간격으로 설계하고 있지만 등간격이 아닌 최적의 위치를 설계하면 엔진의 발생 기진력을 저감할 수 있음을 보였다.

(4) 7기통 직렬형 엔진에 응용한 결과 최적설계된 크랭크 각도에서는 엔진에서 발생하는 1차 수평모멘트와 수직모멘트를 약 72 % 저감시킬 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) VERITEC, 1985, Vibration Control in Ships, A/S Veritas-huset, Norway, Chap. 2.
- (2) Taylor, C. F., 1977, The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice, The M.I.T. Press, Massachusetts, Vol. II, Chap.8.
- (3) MAN B&W, 1994, Project Guide for Marine Gensets L28/32H, Holeby, Index B10011 1607569 -2.4, Index D10310 1607596-6.4.
- (4) MAN B&W, 1998, Project Planning Manual for Marine Main Engines L+V32/40, Augsburg, Index C151.34.0 11, Index C153.34.0 2.
- (5) Jakobsen, S. B., and Ronnedal, P., 1995, "Noise and Vibration Optimised 11-cylinder Diesel Engine for Propulsion of 4800 TEU Container Vessel," RINA Internal Conference on Noise & Vibration.