

# 大型低速 디젤엔진 驅動 發電機의 出力變動 改善에 關한 研究

金永柱\* · 全孝重\*\* · 李敦朮\*\*\* · 李忠紀\*\*\*\*

Study on the Improvement of Output Fluctuation from Generator Driven  
by Large Size-Low Speed Diesel Engine

Y.J. Kim · H.J. Jeon · D.C. Lee · C.G. Lee

## Abstract

Since world-wide oil shock on 1970s, many large size-low speed diesel engines, instead of steam turbines, are used for the industrial electric power generating plants due to their economic advantage of low specific fuel consumption. But it is very important to control their electric power fluctuation problems for the purpose of smooth parallel operation with existing power plants.

In this paper the fluctuation problem of KEPCO Nam-cheju No. 1 generator driven by diesel engine (B & W 7K 60MC, 13931BHP x 138.5RPM) is investigated with analysis of torsional vibration of which 4th harmonic component is related to its power fluctuation.

The problem can be improved by modification of cylinder arrangement and flywheel position in reverse sequence, equalizing the combustion gas pressure of all cylinder and installation of torsional vibration damper enlarged 30% ( $J_e = 7287 \text{ Kg.m}^2$ ) and high quality balancing of generator rotor.

## I. 序 論

發電機 驅動機關으로는 蒸氣터빈, 디젤엔진, 가스터빈등을 들 수 있는데, 1970년대 이후 세

계적인 오일쇼크 이후 수만마력 규모의 산업용과 발전용 동력기관으로 起動·停止가 용이하고 연료비가 적게 드는 大型低速디젤엔진을 많이 이용하고 있다.

\* 海事技術研究所  
\*\* 韓國海洋大學校  
\*\*\* 現代重工業(株)  
\*\*\*\* (株)五洋空調機

蒸氣터빈의 경우 보일러에 공급되는 高溫蒸氣를 이용하므로서 起動에 충분한 워밍업시간이 요구되는 관계로 주야간 전력공급량의 변화가 심할때나 主電力 供給源인 원자력 발전플랜트의 사고발생시 긴급으로 전력을 공급할때는 비교적 연료비가 적게 들고 起動性이 있는 低速디젤엔진이 이에 적합하여 發電機 驅動機關으로 채용되고 있는 실정이다. 그러나 이것은 크랭크기구를 갖는 관계로 低速運轉時 出力變動, 軸系振動등의 문제점을 갖고 있다. 따라서 기존의 전력계통과 병렬운전 또는 양질의 전력공급을 위해서는 특수한 電壓安定裝置, 高性能 調速裝置 및 진동 저감에 의한 토오크 변동 방지 장치를 설치해야 한다. 교류발전기의 出力變動 저감을 위한 대책으로 발전기의 出力端 변동신호를 이용한 디젤엔진 연료분사자동 조종장치의 설치, 여자전류 자동조정기 설치에 의한 電壓安定, 驅動機關과 發電機사이의 비틀림진동 減衰型 彈性카프링 설치 및 발전플랜트의 고정볼트 弛緩防止등을 들 수 있다.<sup>1),4)</sup>

일반적으로 구동엔진의 速度變動率( $\delta$ )과 에너지變動率( $\xi$ )은 Table 1.1, Table 1.2에 보이는 바와 같이 機械의 種類, 構成 및 用途에 따라 限界性을 갖고 있다.<sup>8),9)</sup>

**Table 1.1 Speed fluctuation ratio of various machineries**

Kind of machinery	Speed ratio( $\delta$ )
AC generator-Direct coupled	0.003~0.005
AC generator-Belt drive	0.006~0.008
AC generator-Direct coupled	0.005~0.010
Machining tool, drives, paper machining M/C	0.025~0.030
Pumps, Press	0.030~0.050
Air compressor	0.015~0.030
Marine main engine	0.030~0.065
Automobile engine	0.05~0.10

일반적으로 交流發電機와 驅動엔진의 연결방식에 따른 速度變動率은 直結驅動的 경우 0.003~0.005, 벨트구동의 경우 0.006~0.008이고 6氣筒 2行程 디젤엔진의 에너지變動率은 0.02이하로 유지하는 것이 通例이다. 본 연구에서 언급하고자 하는 對象發電機는 定格出力

**Table 1.2 Energy fluctuation ratio of various type of diesel engine**

Type of engine		Energy fluctuation ratio( $\xi$ )
4 cycle	No. of Cylinder 1	0.1~1.5
	2	0.6~0.8
	4	0.06~0.25
	6	0.02~0.05
2 cycle	No. of Cylinder 1	0.94
	2	0.20
	4	0.09
	6	0.02

으로 운전시 出力變動이 大型蒸氣 터빈 發電機의 系統電源에 비해 甚하고 Peak負荷 補助電力을 供給하기 위해 운전 되는 對象發電機를 系統에 병렬운전하는 것이 원활하지 않기 때문에 驅動엔진의 動力學的 관련사항과 軸系振動 計算 및 測定資料를 검토하여 出力變動을 저감시키는 대책을 마련코자 한다.

## II. 對象發電機의 仕様 및 運轉狀態

### 1. 驅動엔진의 主要仕様

모 델 : MAN B&W 7K 60MC-S

사이클 : 2

기통수 : 7

상용최대출력 : 14936PS(IHP),  
13931 PS(BHP)

상용최대회전수 : 138.5RPM

실린더직경/행정 : 600/1650mm

크랭크반경/연접봉길이비 : 0.364

왕복질량 : 5425kg/cyl

회전질량 : 3733kg/cyl

착화순서 1-7-2-5-4-3-6

발전기구동 : 직결, 52극(60Hz),  
10000KW/440V AC

회전체 관성모멘트 : 3870(플라이휠),

5605(TV댐퍼), 235500kg.m<sup>2</sup>(발전기)

### 2. 軸系設計 基準值

크랭크축 허용응력 : 590N/mm<sup>2</sup> (인장), 310

N/mm<sup>2</sup> (항복점)

축계 종강성계수 : 0.21 × 10<sup>10</sup> N/m (추력베어링)

최대토크변동 : 900KNm (착화실패시),  
15N/mm<sup>2</sup>

평균유효압력차 : 평균치의 0.5kg/cm<sup>2</sup> 이내  
비틀림진동허용응력 :

320kg/cm<sup>2</sup> (발전기축)

178kg/cm<sup>2</sup> (크랭크축)

### 3. 對象엔진의 運轉狀態

對象엔진의 船舶用主機關으로 많이 사용되고 있어 常用最高速度가 138.5RPM인 低速엔진이 기 때문에 發電機를 驅動할 때는 56개의 磁極을 設置해야 하며 系統電力과 竝列運轉을 원활하게 하기 위해서는 速度變動이나 出力變動을 허용치 이하로 유지하는 것이 매우 중요하다.

Fig. 2.1에 보이는 바와 같이 對象엔진에 直結된 交流發電機의 出力變動은 Fig. 2.2와 같이 90% 부하에서 出力變動率이 4~5% 정도로 허용치보다 높고 定格出力의 25% 정도인 低負荷에서는 10~12%로 증가하였다.

### III. 出力變動 原因分析

Fig. 2.2에 보인 出力變動波形으로 부터 常用 回轉數의 1차 成分과 4차 成分에 出力變動에 영향을 미치고 있음을 알 수 있는데 이것의 原因은 플라이휠의 容量不足, 燃燒壓力의 不平衡, 振動토크의 變動, 橫振動이나 縱振動에 의한 發電子 間隔變動등을 가정할 수 있다.

#### 1. 對象엔진의 플라이휠 치수 檢討

디젤 엔진은 往復動 운동을 하는 피스톤으로부터 간헐적으로 이루어지는 가스 爆發力으로 얻는 에너지를 回轉運動으로 變換하는 크랭크 기구를 갖고 있기 때문에 發電機를 구동하는 엔진의 回轉力은 불균일하게 된다.

이를 균일하게 하기 위해 慣性모멘트가 큰 플라이휠을 부착하는데 너무 크기가 클 때는 起動이나 停止를 빨리 할 수 없기 때문에 사용목적에 적합한 범위내에서 負荷變動시의 調速性能, 起動시의 加速性能, 비틀림진동 특성 등을 고려하여 설계해야 한다. 對象엔진의 경우 速

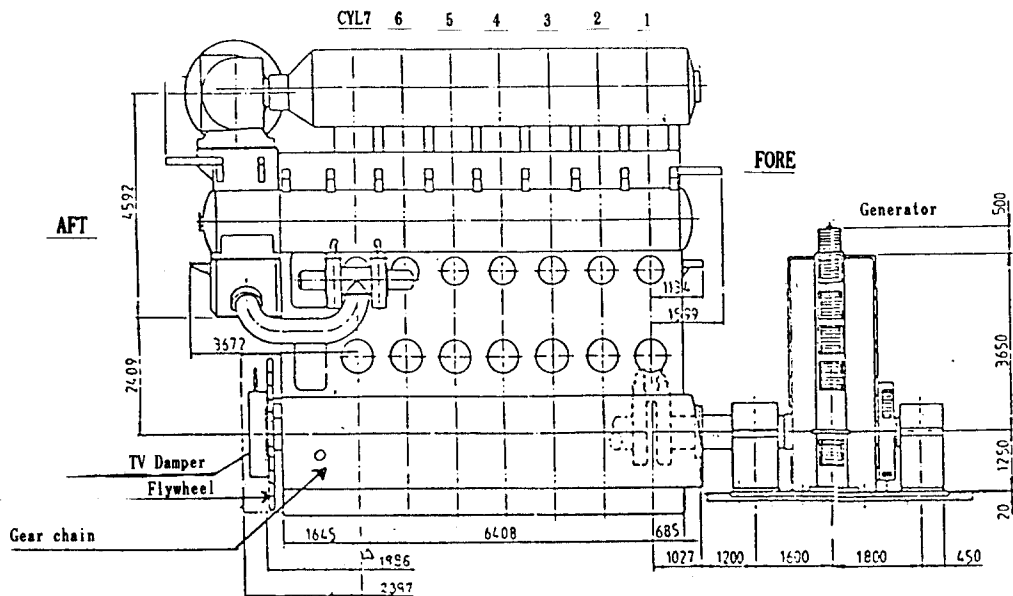


Fig. 2.1 Dimension of the electric power generating plant (B&W 6K 60MCS engine driven)

度變動率  $\delta$ , 出力에너지  $E(\text{kg} \cdot \text{m})$ , 運動에너지 變動率  $\xi$ 의 관계로 부터 플라이휠 慣性모멘트  $J_w$ 를 구하면

2行程사이클 엔진의 경우 出力에너지  $E(\text{kg} \cdot \text{m})$ 와 慣性모멘트  $J_w(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ 는

$$E = 4,500P/n \quad (3.1)$$

$$J_w = \frac{E\xi}{\omega_o^2\delta} \quad (3.2)$$

여기서 制動出力  $P=14936(\text{PS})$ , 回轉數  $n=138.5(\text{RPM})$ 이고 Table 1.1과 Table 1.2에서 速度變動率  $\delta=0.003$ , 에너지 變動率  $\xi=0.02$ 이다.<sup>8),9)</sup>

식(3.1)에서 出力에너지  $E=4.85 \times 10^5(\text{kg} \cdot \text{m})$ 이므로 플라이휠의 慣性모멘트  $J_w$ 는 식(3.2)에서

$$J_w = \frac{4.85 \times 10^5 \times 0.02}{(2 \times \pi \times 138.5/60)^2 \times 0.003} = 15,370(\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^2) = 1.51 \times 10^5(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

여기서 구해진 플라이휠의 慣性모멘트 크기를 실제 設置된 휠( $J_w=3,870\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )과 비교하면 2.6%의 크기에 불과하지만 對象엔진에 부착된 비틀림진동 댐퍼의 慣性모멘트( $J_d=5605\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )와 發電機 回轉子의 慣性모멘트( $J_g=235500\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )를 合成한다면 要求되는 慣性모멘트 보다 62% 이상 크게되어 發電機 起動·停止시 問題가 없다면 驅動엔진의 速度變動率과 에너지 變動率을 각각 0.3%, 2% 이내로 유지할 수 있다고 판단된다.

## 2. 燃燒壓力 不平衡의 影響

發電機驅動 디젤엔진의 각 실린더별 燃燒壓力을 임의로 調整함에 따라 發電機의 出力變動이 발생되고 있음을 Fig. 2.2에서 알 수 있다. 機關製作者가 제시한 平均有效壓力의 許容誤差를  $0.5\text{kg}/\text{cm}^2$ 로 制限하고 있으며 각 실린더의 燃燒壓力 不平衡에 따른 토오르크 하모닉스 성분과 위상이 변함에 따라 發電機 出力變動을 發生시키는 原因이 되므로 원활한 運轉狀態를 維持할 수 있도록 해야 한다. 이들 影響은 부하가 증가함에 따라, 혹은 並列運轉시에 심각

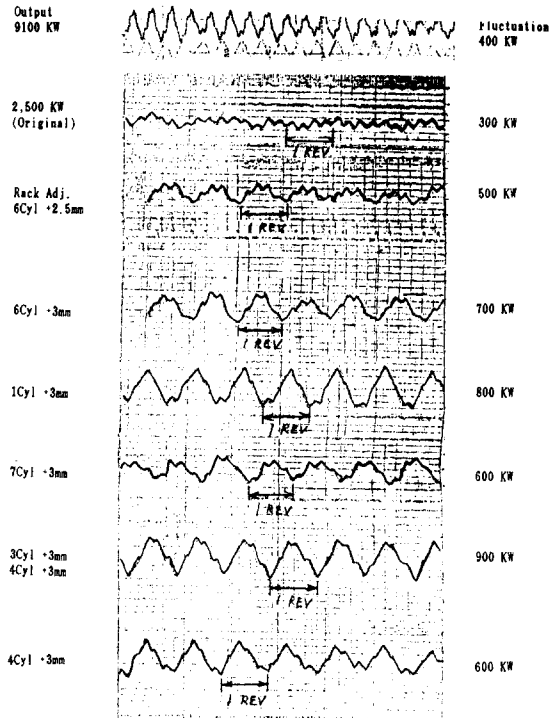


Fig. 2.2 Variance curve of generator output

해지므로 單獨運轉시 電壓變動에 의한 出力變動이 증대되지 않도록 각 실린더별 平均有效壓力을 均一하게 調整해야 한다.

디젤엔진의 燃燒壓力으로 인한 토오르크는 식(3.3)과 같이 표시되며 이를 근거로 하여 1번 실린더의 着火失敗, 피스톤 除去, 正常 運轉中 平均有效壓力 不平衡등의 例를 Table 3.1 및 Table 3.2에 보인다.<sup>1),4)</sup>

$$M = M_o + \sum_1^n M_n \sin(n\alpha + \phi) \quad (3.3)$$

여기서

$M$  : 합성토오르크(KNm)

$M_o$  : 평균토오르크(KNm)

$M_n$  : n차 하모닉 토오르크

$\alpha$  : 크랭크 각도(Deg.)

$\phi$  : 위상각(Deg.)

이들 結果를 볼 때 平均有效壓力의 平衡狀態에 관계없이 7次 成分의 토오르크는 거의 변화가

**Table 3.1 Calculation results of torque harmonic components in various operating condition**

Operating condition	Cyl. No.	Mep (bar)	Order	Torque, Mn (KN.m)	Phase, $\phi$ (Deg.)
No. 1 Cyl. misfiring Output : 8340KW Mo = 575, 0KNm Mep : Balanced	1	4, 17	1	167, 72	211, 1
	2	13, 9	2	158, 60	181, 4
	3	13, 9	3	114, 68	169, 6
	4	13, 9	4	84, 0	161, 6
	5	13, 9	5	58, 59	147, 8
	6	13, 9	6	37, 08	138, 5
	7	13, 9	7	286, 88	322, 1
Full load Output : 10420KW Mo = 718, 4KNm Mep : Unbalanced	1	15, 3	1	48, 77	21, 0
	2	15, 3	2	12, 48	355, 0
	3	15, 3	3	13, 01	164, 7
	4	15, 3	4	8, 97	156, 8
	5	15, 3	5	3, 94	323, 5
	6	15, 3	6	8, 73	313, 4
	7	15, 3	7	324, 97	320, 3
Full load Output : 10420KW Mo = 718, 4KNm Mep : Unbalanced	1	15, 3	1	17, 41	201, 0
	2	14, 3	2	50, 51	355, 0
	3	14, 3	3	9, 00	344, 7
	4	15, 3	4	6, 20	336, 8
	5	15, 3	5	15, 94	323, 5
	6	14, 3	6	3, 11	133, 4
	7	14, 3	7	324, 97	320, 3
Full load Output : 10420KW Mo = 718, 4KNm Mep : Balanced	1	14, 8	1	0, 0008	190, 0
	2	14, 8	2	0, 0002	72, 6
	3	14, 8	3	0, 0036	125, 6
	4	14, 8	4	0, 0016	140, 2
	5	14, 8	5	0, 0008	103, 0
	6	14, 8	6	0, 0028	339, 7
	7	14, 8	7	325, 9944	320, 2

**Table 3.2 Calculation results of torque harmonic components in actual condition**

Operating condition	Cyl. No.	Mep (bar)	Order	Torque, Mn (KN.m)	Phase (Deg.)
Output : 10420Kw (Full load) Mo = 718, 4KNm	1	13, 95	1	9, 62	85, 73
	2	14, 76	2	32, 30	182, 32
	3	14, 76	3	17, 43	147, 21
	4	14, 29	4	12, 06	174, 70
	5	14, 43	5	10, 25	156, 53
	6	14, 76	6	1, 75	246, 73
	7	15, 20	7	322, 99	320, 39
Output : 5210Kw (50% load) Mo = 359, 2KNm	1	7, 27	1	7, 85	90, 2
	2	8, 08	2	20, 51	134, 9
	3	8, 08	3	11, 84	151, 0
	4	7, 61	4	8, 70	179, 7
	5	7, 75	5	7, 56	162, 8
	6	8, 08	6	1, 80	261, 8
	7	8, 52	7	191, 17	326, 6

없으며 Fig. 2.2에 나타난 1次와 4次 成分의 出力變動을 억제하기 위해서는 모든 실린더의 燃燒壓力을 均一하게 유지하는 것이 바람직 함을 알 수 있다.

3. 비틀림振動 토크의 影響

플라이휠의 設置位置, 着火順序, 댐퍼의 크기 및 실린더 配列에 따른 비틀림振動을 計算

하기 위해 Fig. 3.1에 보인 계산모델을 이용한 바 發電機 驅動軸에 있어서 비틀림振動 應答, 토크變動 및 振幅의 計算結果는 Fig. 3.2 Table 3.3 및 Table 3.4에 보이는 바와 같다.

현재 조립된 상태의 對象엔진의 全負荷 運轉 시에 發電機驅動軸에 4차 成分의 影響이 크게 나타나고 있음을 Fig. 3.2에서 알 수 있으며

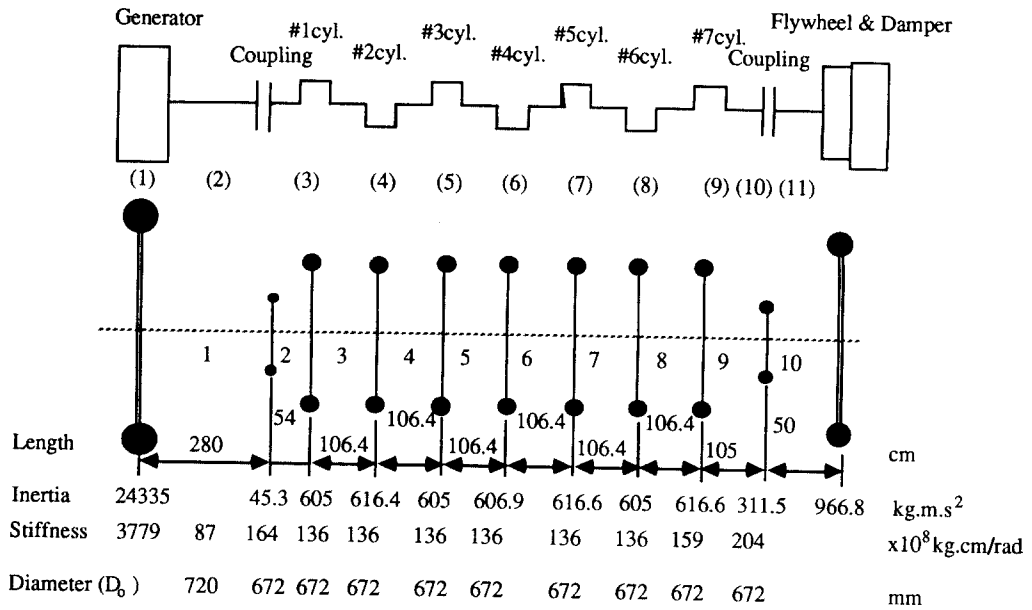


Fig. 3.1 Calculation model of torsional vibration

Table 3.3 Torque variance of generator shaft due to the modified firing order and the shifted flywheel(100% load)

(Unit : KNm)

Harmonic component	Firing order 1-7-2-5-4-3-6	Firing order 1-4-7-2-3-5-6	firing order 1-4-7-3-2-6-5	Shifted FW at gen. coupling
1	2.5	1.1	1.7	2.3
2	1.8	16.5	17.6	1.6
3	18.6	7.5	2.6	15.7
4	241.9	92.8	30.9	186.3
5	129.7	1235.5	1336.3	69.4
6	32.1	14.2	29.0	56.2
7	174.4	174.4	174.4	290.1
8	3.3	3.9	5.5	6.9
9	2.7	41.9	44.3	3.0
Synthesized torque	500.8	1473.0	1604.1	509.6
Resonance(RPM)	708	708	708	748

Table 3.4 Calculated torsional amplitude of generator shaft according to various operation condition

(Unit : Deg.)

Operating condition	Major harmonic amplitude of gen. shaft			Resonance (RPM)
	4th	5th	7th	
1. Original	0.017	0.006	0.004	708
2. Shifted FW	0.013	0.003	0.006	749.5
3. Shifted FW Modified TV Damper (Je=7287 kg.m <sup>2</sup> )	0.012	0.003	0.004	714.9

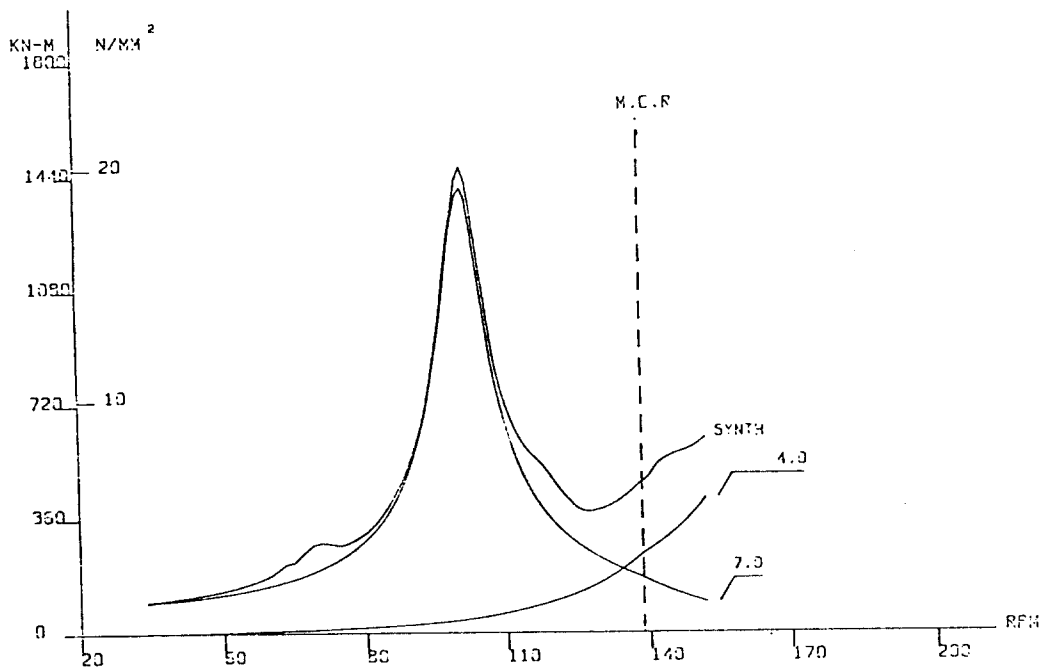


Fig. 3.2 Torsional vibration response at generator coupling in normal operation condition

着火順序를 변경시킬 때에는 5차 成分이 매우 커지므로 바람직하지 않다. 그러나 플라이휠 設置位置를 驅動엔진과 發電機사이로 移動할 때에는 시스템의 固有 振動數가 常用速度보다 높은 쪽으로 멀어지고 있어 4차 成分의 토오크 變動이 다소 작아지고, 플라이휠을 發電機側으로 移動시키고 댐퍼 크기를 10% 增大시킨 댐퍼 (Jd=6190kg/m<sup>2</sup>)를 附着할 경우에는 固有 振動數가 708RPM에서 714.9RPM으로 약간 上昇되어 常用速度에서 4차, 5차 成分의 振動

振幅이 다소 減少되나 그 效果는 플라이휠을 移動시킨때 보다 작다.

發電機 驅動軸에서의 비틀림振動 附加壓力을 스트레인게이지로 測定한 例는 Fig. 3.3에 보이는 바와 같이 負荷 增加에 따라 變動이 심하고 1次와 4次 成分이 調和振動을 일으킴을 알 수 있다. 이것은 Fig. 2.2에서 보인 出力變動 曲線과 유사하게 나타나고 있는 것으로 보아 1節 4次 性分인 비틀림振動 起振力과 실린더간 燃燒壓力 不平衡에 크게 影響을 받는다고 할 수

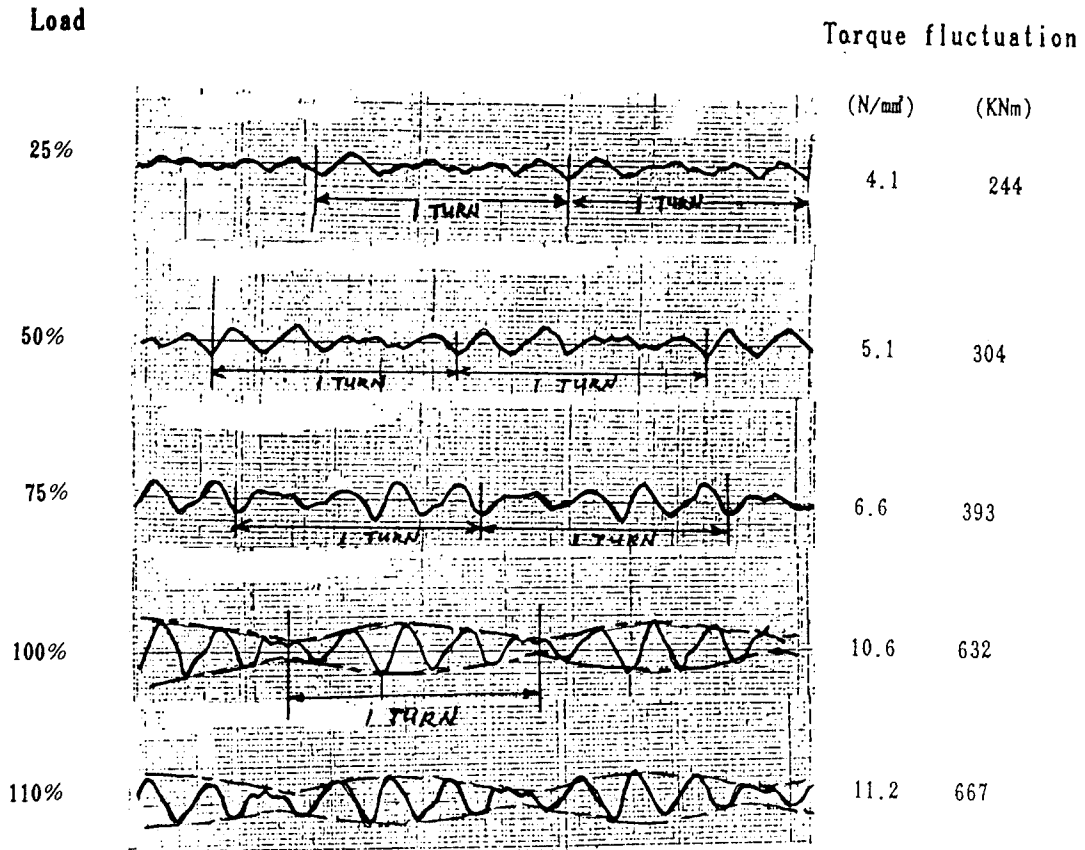


Fig. 3.3 Torque variance curve of generator shaft in variable load

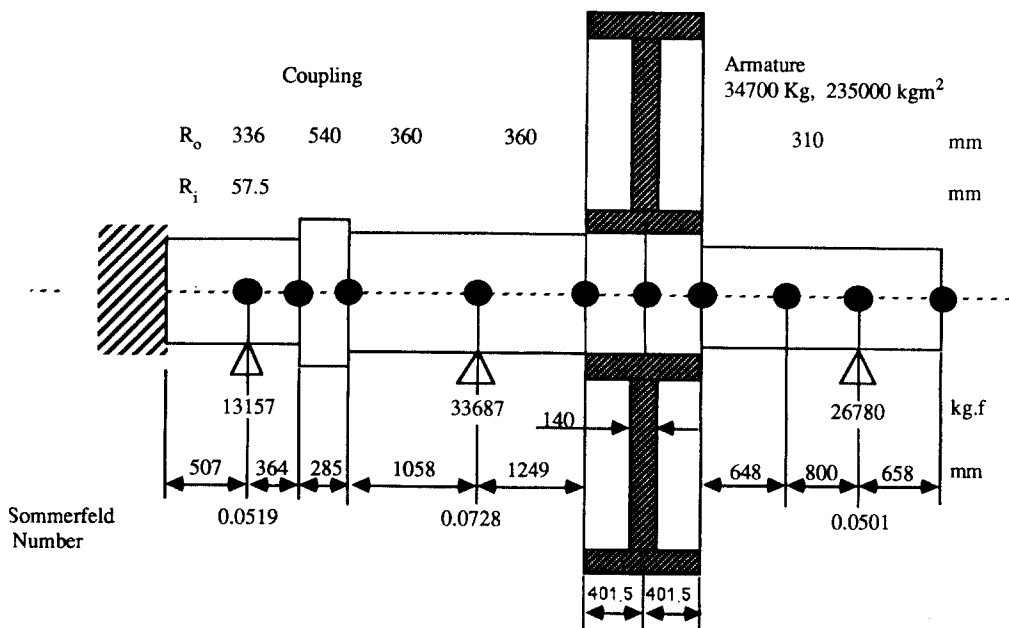


Fig. 3.4 Calculation model of axial vibration (325)



있다.

#### 4. 發電機 驅動軸의 橫振動 및 縱振動 影響

不平衡力으로 인한 發電機 및 驅動軸의 橫振動이 出力變動에 미치는 影響은 Fig. 3.5에 보이는 바와 같이 1次 振動의 경우 108RPM 부근에 危險速度가 비틀림振動 1節 7次 固有振動數와 인접하므로 이 速度範圍에서 계속 運轉은 피해야 한다.

다만, 1次 振動 危險速度 108RPM에 인접한 常用速度 138.5RPM에서는 負荷增加에 따라 發電機의 電氣的 減衰影響이 增加하지만 回轉子의 不平衡이 크지 않도록 해야 한다. 한편 對象 엔진의 軸系 縱振動 影響을 檢討하기 위해 Fig. 3.6에 보인 計算모델에서와 같이 發電機의 驅動軸 카플링과 No. 1 실린더 側 베어링 사이에 縱剛性係數  $0.27 \times 10^9 \text{N/m}$ 인 추력베어링을 캡축 기어의 支持베어링과 비틀림 振動댐퍼 사이에 縱振動댐퍼를 設置 한 것으로 하였다.<sup>1)</sup>

이를 이용하여 計算된 縱振動 應答은 Fig. 3.7에서와 같이 常用 運轉速度에서 4次 成分의 影響이 미미하며 合成振幅이 0.018mm로 매우

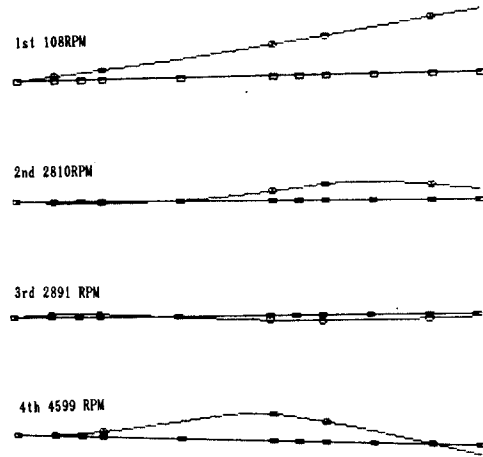


Fig. 3.5 Lateral vibration mode shape of generator shaft

작은 값이고 이로 인한 附加應力은 許容值의 10% 정도 이므로 出力變動에 대한 縱振動의 影響은 없다.

#### IV. 結 論

앞에서 기술한 發電機 出力變動에 미치는 影響들을 여러가지로 檢討한 바 對象엔진과 같이

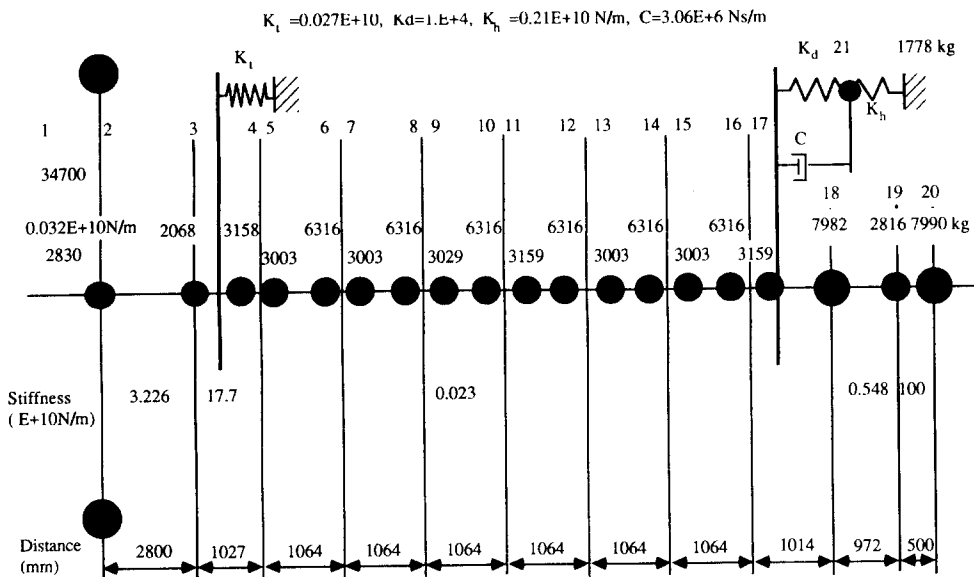


Fig. 3.6 Calculation model of axial vibration

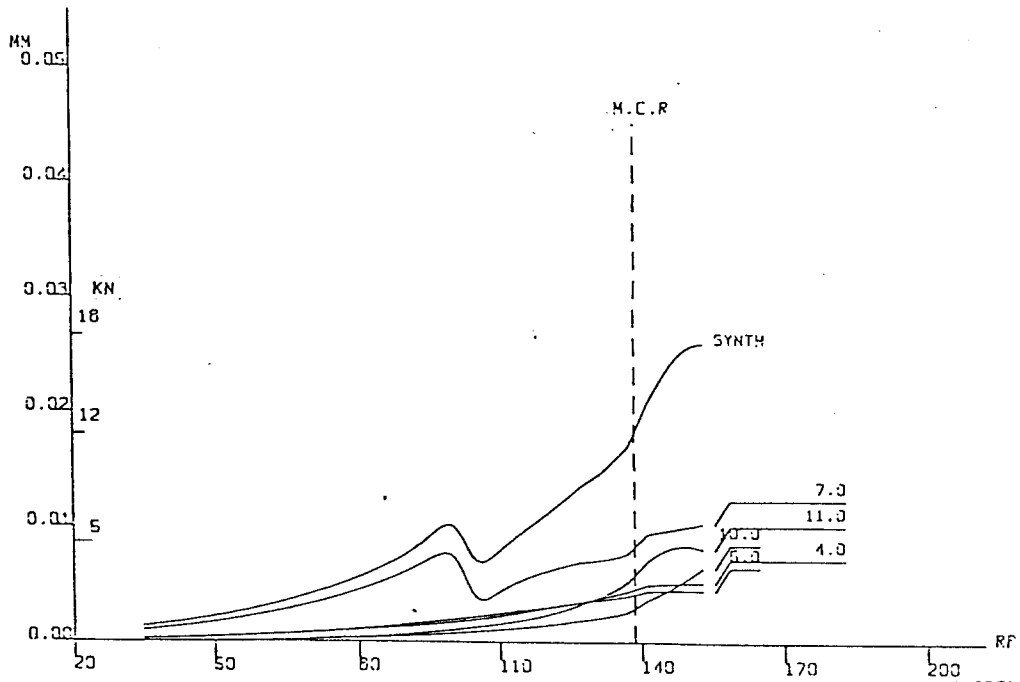


Fig. 3.7 Axial vibration response at generator coupling

大型低速디젤엔진으로 驅動되는 發電機는 크랭크 機構를 갖는 디젤엔진의 特性상 高速으로 回轉하는 蒸氣터빈의 境遇에 비해 어느정도 出力變動이 存在하지만 각 실린더의 平均有效壓力를 排氣溫度의 高低에 關係없이 항상 均一하게 維持해야 하며 비틀림振動으로 인한 4次成分의 토오크 變動을 減少하기 위하여 플라이휠과 10% 增大된 비틀림振動댐퍼를 발전기側으로 移動하여 1節 振動 固有振動數가 常用回轉速度에서 가급적 멀리 떨어지게 해야 한다. 驅動엔진의 着火順序나 실린더 配列을 變更시키는 것은 發電機 出力變動 低減에 有效하지 못하며 軸系縱振動의 影響은 그다지 問題가 되지 않는 것으로 判斷된다. 그러나 回轉 慣性모멘트가 큰 發電機回轉子의 橫振動 影響은 負荷가 增加함에 따라 出力變動의 1次成分을 減少시키는데 매우 크게 作用되므로 精確한 발란싱이 要求되며 驅動엔진과 發電機사이에 彈性카프링을 設置하고 이들의 設置台(Bed Plate)를 견고하게 보강한다면 보다 양호한 運轉狀態를 維持할 것으로 判斷된다. 또 系統電力과 竝列할

때 대상엔진의 調速性能으로 인한 出力變動을 減少시키기 위해 出力變動 感應에 의한 調速機 制御裝置나 電氣的 出力變動 制御型 遮斷器(Grid Breaker)를 設置하는 것이 바람직하다.

### 參考文獻

- 1) MAN B & W Diesel A/S, Torsional and Axial Vibration Final Calculation Report, Project No. 968203, Aug. 1989.
- 2) 科學技術處, 船舶機關 비틀림振動 減衰댐퍼 개발, 海事技術研究所 研究報告書, UDC 629.16, 1990. 9
- 3) 大韓造船學會, 推進軸系 設計 標準, 1976. 11. 24
- 4) 全孝重, 船舶動力傳達裝置, 太和出版社, 1986. 6. 7
- 5) W. Ker Wilson, Practcal Solution of Torsional Vibration Problems, 3rd ed., Chapman & Hall Ltd., 1968
- 6) 韓國船用機關學會, 機械振動의 基礎理論과 推進軸系 비틀림 振動의 解析方法, 第 1回 講習

- 教材, 1985, 7, 4
- 7) Lolyds Registers, Rules and Regulations for the Classification of Ships Shaft Vibration and Alignment, Jan. 1978
  - 8) H. Maass, H. Klier, Die Verbrennungskraft Machine Neue Folge Band 2 Krafte Momente und Ausgleish in der Verbrennungskraftmachi-  
ne, Springer-Verlag, Page 227-237
  - 9) 大道寺達, ティーゼル機関 ハソドブック, 日刊工業新聞社, Page 398-407
  - 10) MAN B & W Diesel A/S, Calculation Results of Harmonic Analysis of Engine Torque, Project No. 968703, July 1990