

工學碩士 學位論文

船舶用 디젤엔진의 체인 驅動 휠에 發生
하는 비틀림 角加速度 低減에 관한 研究

A Study on the Reduction of the Torsional Angular
Acceleration on Chain Drive Wheel
of Marine Diesel Engine

指導教授 金正烈

2005 年 8 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

金 尙 辰

목 차

List of Tables	iv
List of Figures	v
Abstract	viii
제 1 장 서 론	1
제 2 장 체인 구동시스템과 체인 구동 휠의 각가속도	3
2.1 2차 모멘트 콤펙세이터와 롤러 체인 구동시스템	3
2.1.1 롤러 체인	3
2.1.2 롤러 체인 스프로킷 휠	5
2.1.3 체인 죄임장치	8
2.1.4 가이드 바	9
2.1.5 평형추	11
2.2 롤러체인과 각가속도	15
제 3 장 추진 축계의 운동방정식	17
3.1 축계 개요	17
3.1.1 비틀림진동 댐퍼의 진동모델	19
3.1.2 평형추의 진동모델	20
3.1.3 크랭크축의 진동모델	21
3.1.4 중간축과 프로펠러축의 진동모델	23

3.1.5 프로펠러 진동모델	24
3.2 운동방정식	24
3.2.1 관성, 강성 및 감쇠매트릭스	24
3.2.2 기진토크 벡터	25
3.2.3 기계적 임피던스법	26
3.3 비틀림진동 해석 및 측정 결과 검토	29
3.3.1 합성진동 각가속도 계산 결과	29
3.3.2 해석 및 측정 결과 비교 검토	32

제 4 장 실험계획법에 의한 체인 구동휠의 비틀림 각가속도 저감 방법 제시	34
4.1 기초이론	34
4.1.1 각가속도에 영향을 미치는 인자	34
4.1.2 각가속도 저감을 위한 인자 선정	35
4.2 실험계획법	36
4.2.1 실험계획법	36
4.2.2 실험계획법의 순서	36
4.2.3 분산분석	39
4.2.4 상관분석	39
4.2.5 회귀분석	41
4.3 실험계획 수립	42
4.3.1 실험변수	42
4.3.2 실험인자의 수준 결정	43
4.3.3 관성모멘트 변경에 의한 실험계획 수립	44
4.3.4 감쇠 변경에 의한 실험계획 수립	46

제 5 장	해석 결과 분석 및 각가속도 저감 방안	48
5.1	튜닝휠 설치 시 비틀림진동 해석 결과	48
5.1.1	해석 결과 분석	48
5.1.2	상관분석 결과	48
5.1.3	회귀분석 결과	50
5.2	비틀림진동 댐퍼 설치 시 비틀림진동 해석 결과	52
5.2.1	해석 결과 분석	52
5.2.2	상관분석 결과	53
5.2.3	회귀분석 결과	54
5.3	비틀림 각가속도 저감 방안	57
제 6 장	결 론	90
참고문헌		92

List of Tables

Table 2.1	Degree of applicable 2nd order moment compensator	16
Table 3.1	General particulars of the ship and engine	17
Table 3.2	Specification of torsional vibration damper	19
Table 3.3	Comparison of calculated and measured results(5th order)	33
Table 4.1	Factors and its level for T/V calculation	44
Table 4.2	Factors and its level for installation of tuning wheel	45
Table 4.3	DOE design and its result for tuning wheel	45
Table 4.4	Factors and its level for installation of T/V damper	46
Table 4.5	DOE design and its result for T/V damper	47
Table 5.1	Correlation analysis for factors to angular acceleration of fore-moment compensator in case of tuning wheel	49
Table 5.2	Correlation analysis for factors to angular acceleration of after-moment compensator in case of tuning wheel	49
Table 5.3	Correlation analysis for factors to angular acceleration of fore-moment compensator in case of T/V damper	53
Table 5.4	Correlation analysis for factors to angular acceleration of after-moment compensator in case of T/V damper	54

List of Figures

Fig. 2.1	Chain drive system of MAN B&W S70MC-C engine (from MAN B&W drawings)	4
	(a) After side main chain	
	(b) Fore side chain	
Fig. 2.2	Roller chain link	5
Fig. 2.3	Chain link and polygon of sprocket wheel	5
Fig. 2.4	Sprocket wheel and polygonal action	7
Fig. 2.5	Polygonal effect according to number of chain teeth	8
Fig. 2.6	Chain tightener	9
Fig. 2.7	Fore chain drive system and guide bar	10
	(a) Fore chain drive system	
	(b) Guide bar	
Fig. 2.8	Damaged guide bar by excessive vibration of roller chain	11
Fig. 2.9	Vibration mode of hull	13
Fig. 2.10	After-end 2nd order moment compensator	13
	(a) Located on aft end	
	(b) After-end compensating moment	
Fig. 2.11	Fore-end 2nd order moment compensator	14
	(a) Located on fore end	
	(b) Fore/after compensating moment	
Fig. 2.12	Balancing weight	14
Fig. 3.1	Shafting arrangement	18
Fig. 3.2	Equivalent mass-elastic system	18
Fig. 3.3	Torsional vibration damper(Geislinger brochure)	19

Fig. 3.4 Equivalent model of torsional vibration damper	20
Fig. 3.5 Angular acceleration on the crankshaft free-end	30
Fig. 3.6 Synthesized angular acceleration on crankshaft	31
(a) On the fore-moment compensator	
(b) On the after-moment compensator	
Fig. 3.7 Measured 5th angular acceleration on crankshaft free-end	32
Fig. 4.1 Correlation analysis	41
Fig. 5.1 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-1)	58
(a) On the fore-moment compensator	
(b) On the after-moment compensator	
Fig. 5.2 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-2)	59
Fig. 5.3 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-3)	60
Fig. 5.4 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-4)	61
Fig. 5.5 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-5)	62
Fig. 5.6 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-6)	63
Fig. 5.7 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-7)	64
Fig. 5.8 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-8)	65
Fig. 5.9 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-9)	66
Fig. 5.10 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-10)	67
Fig. 5.11 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-11)	68
Fig. 5.12 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-12)	69
Fig. 5.13 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-13)	70
Fig. 5.14 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-14)	71
Fig. 5.15 Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-15)	72

Fig. 5.16	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 1-16)	73
Fig. 5.17	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-1)	74
Fig. 5.18	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-2)	75
Fig. 5.19	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-3)	76
Fig. 5.20	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-4)	77
Fig. 5.21	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-5)	78
Fig. 5.22	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-6)	79
Fig. 5.23	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-7)	80
Fig. 5.24	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-8)	81
Fig. 5.25	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-9)	82
Fig. 5.26	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-10)	83
Fig. 5.27	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-11)	84
Fig. 5.28	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-12)	85
Fig. 5.29	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-13)	86
Fig. 5.30	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-14)	87
Fig. 5.31	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-15)	88
Fig. 5.32	Synthesized angular acceleration on crankshaft(Case 2-16)	89

**A Study on the Reduction of the Torsional Angular
Acceleration on Chain Drive Wheel
of Marine Diesel Engine**

Sang - Jin Kim

**Department of Marine System Engineering
Graduate School
Korea Maritime University**

Abstract

When the propulsion shafting system of marine diesel engine is designed, the vibratory stresses on shafts should be reviewed and be satisfied with limits which are laid down by classification societies. In addition, the torsional vibration aspects for crankshaft of main engine are requested to be checked by engine designers.

Especially, for the 4, 5, and 6-cylinder engines, the 2nd order moment compensator(s) may be installed to compensate the external moments of engine and not to excite the hull girder vibration. This moment compensator which is mounted on fore and/or after-end of engine is driven by the roller chain drive for some of MAN B&W 2-stroke diesel engines. While the engine is running, the roller chain is worn down, which causes the extension of roller chain. The chain therefore should be checked and tightened by periods in order to keep its functionality.

However, when the torsional angular acceleration of chain drive exceeds the certain limit, the chain will suffer the excessive slack and transverse vibration. This may cause fatigue, wear or damage on the chain and the chain ultimately may be broken.

The research object of this thesis is to review factors which affect on the angular acceleration of chain drive and to find out how to decrease the angular acceleration of driving chain by checking factors which have a major contribution to acceleration reduction using the statistical method of DOE(design of experiment), correlation analysis and regression analysis methods.

제 1 장 서 론

디젤기관 추진축계의 비틀림진동 계산은 1900년대 Bauer가 이에 관한 논문을 발표한 이래 많은 사람들의 노력에 의하여 현재 그의 기본적인 것은 완성된 단계에 있다[1]. 그러나 아직도 감쇠에너지, 프로펠러의 부가수, 그리고 프로펠러 토크변동 하모닉스와 그의 위상 등의 불확실성으로 인하여 완벽한 계산은 못하고 있는 실정이지만 컴퓨터와 프로그램 기술의 발달, 측정 장비의 성능 향상에 따른 측정기술의 고도화와 더불어 수많은 박용엔진과 선박 추진축계에 대한 측정 결과를 바탕으로 대략 고유진동수는 $\pm 3\%$ 이내, 공진점에서의 진폭은 $\pm 15\%$ 이내의 오차 범위에서 예측할 수 있는 단계에 까지 와 있다.

선박의 추진축계를 설계할 경우 통상 선급협회의 규정에 따라 축경을 결정하고 축경에 따라 축계의 치수를 결정한다. 그러한 다음 기관의 사용회전수 범위 내에 비틀림 진동의 공진점이 존재하는 가를 검토하고 공진점이 있을 때에는 그로 인한 공진진폭과 부가응력을 추정하여 위험정도를 파악한다. 추정한 값이 규정치보다 클 경우 이들 공진점을 기관사용회전수 밖으로 이동시키기 위하여, 또는 규정치보다 낮은 값으로 하기 위하여 통상 몇 번의 시행착오법에 의해 축계치수를 변경하거나 추진기나 플라이휠의 관성모멘트를 변경시켜 최적추진축계의 체치수를 결정하게 된다.

한편 4, 5, 6기통 엔진의 경우, 엔진으로부터 발생하는 2차 수직방향 모멘트의 진동수가 선체의 고유진동수와 일치할 경우 공진에 의해 선체에 과도한 진동이 발생할 수 있는데 이를 방지하기 위해 엔진의 양끝단 또는 한쪽 끝단에 2차 모멘트 콤펙세이터(2nd order moment compensator)를 설치하여 엔진으로부터 발생하는 2차 자유모멘트를 감소시킨다. MAN B&W 2행정 디젤엔진의 경우, 엔진의 구동 동력으로 2차 모멘트 콤펙세이터를 크랭크축과 롤러체인으로 연결하여 구동하게 되는데, 크랭크축으로부터 과도한 진동이 전달되면 롤러체인의 처짐이나 과도한 병진운동에 의해 롤러체인, 체인드라이브, 체인 휠,

가이드 바 등과 같이 체인 구동시스템에 조기마모 및 손상이 발생하게 된다. 따라서 엔진 원제작사는 이러한 체인이 과도한 진동에 노출되지 않도록 체인 드라이브에서의 각가속도 규제치를 정해 두고 있다[2].

본 연구에서는 이러한 추진축계를 설계할 때 체인드라이브 시스템의 각가속도 저감방안을 제시하기 위하여 축계의 비틀림 각가속도에 영향을 미치는 영향요소를 살펴보고, 이들 영향요소들의 영향도를 구하기 위하여 통계적 방법인 실험계획법을 적용하였으며 상관분석, 회귀분석을 실시하여 회귀식을 구하고 이 회귀식을 이용하여 비틀림 진동 각가속도를 최적화하고자 한다.

제 2 장 체인 구동시스템과 체인 구동 휠의 각가속도

2.1 2차 모멘트 콤펜세이터와 롤러 체인 구동시스템

세계적인 선박용 엔진 원제작사 중의 하나인 MAN B&W Diesel A/S사에서 설계한 일부 엔진은 롤러 체인 드라이브를 가지고 있으며 이 체인 드라이브는 **Fig. 2.1 (a)**에서 보는 바와 같이 크랭크축과 캠축 사이에 연결된 롤러 체인을 통하여 캠축을 구동한다.

통상 이러한 롤러 체인은 한 개당 3~4kgf 정도의 대형으로서, 100 여 개의 링크로 구성되기도 한다. 엔진의 운전과 함께 롤러 체인은 점진적인 마모를 겪게 되는데, 이러한 마모로 인해 그 길이가 늘어나게 된다. 따라서 체인 시스템이 정상적으로 작동하기 위해서는 체인을 주기적으로 점검하고 늘어남의 정도에 따라 체인 죄임장치(chain tightener)를 이용하여 팽팽하게 다시 죄어 주어야 한다.

2.1.1 롤러 체인

감아걸기 전동 장치에서 회전 속도가 비교적 느린 속도 (1~4 m/s)로 두 축 사이에 전달하고, 회전력이 크고 확실한 운동을 전달할 필요가 있을 때 체인 전동 장치(chain transmission)를 사용한다. 체인은 많은 금속 링크를 연결한 것으로 한 개 한 개의 링크는 가요성이 없으나 전체로 보면 가요성이 있는 매개체와 같은 역할을 하여 가요성이 있는 중간 매개체로 취급하여도 무방하다. 체인 전동기구는 초기 장력이 거의 없어 축 받침의 마모가 적고 미끄럼이 없어 정확한 속도비를 유지할 수 있으며, 또 축간 거리가 짧고 큰 동력을 전달할 때 사용한다. 그러나 운전 중에 소음과 진동이 발생하여 고속회전에는 적합하지 않다.

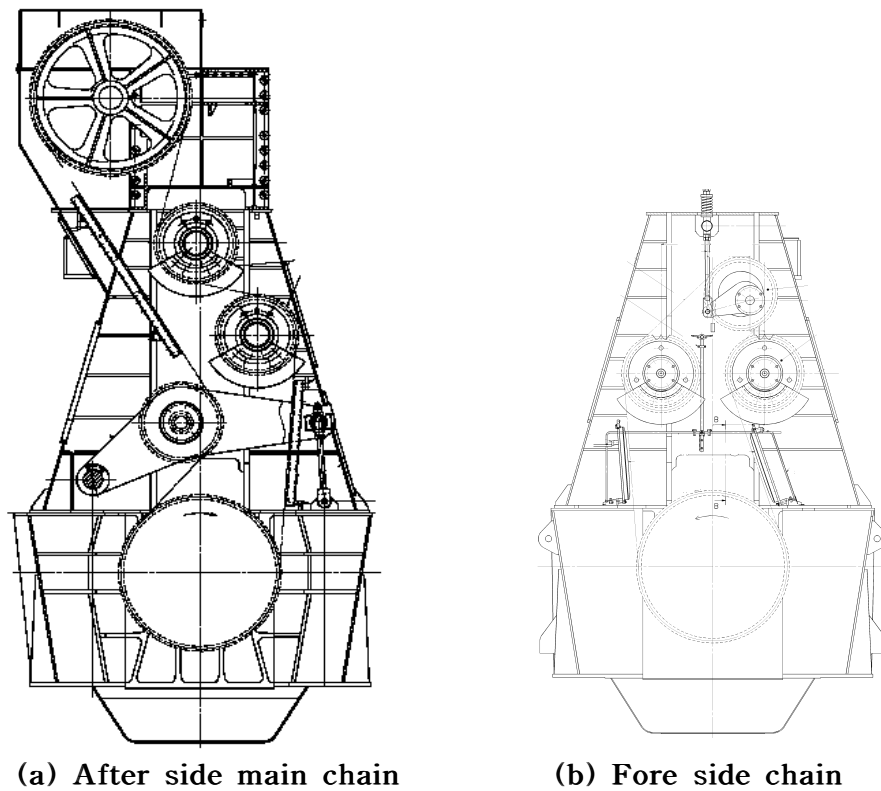


Fig. 2.1 Chain drive system of MAN B&W S70MC-C engine
(from MAN B&W drawings)

롤러 체인은 Fig 2.2 와 같이 강판으로 만든 롤러 링크 판(roller link plate)을 핀으로 연결한 것으로, 마모를 적게 하기 위하여 핀과 부싱(bushing) 및 롤러를 겹쳐서 조립하고 핀과 부싱 롤러는 2중으로 회전대우(回轉對偶, turning pair)를 이루고 있다. 롤러와 체인 휠 사이에는 구름 대우를 이루어 회전을 원활하게 전할 수 있다[3].

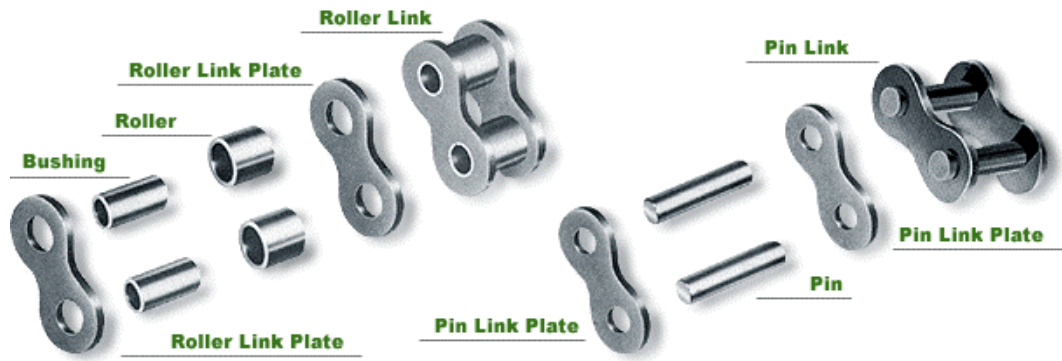


Fig. 2.2 Roller chain link (figure from Dongbo company)

2.1.2 롤러 체인 스프로킷 휠

롤러 체인 스프로킷 휠(roller chain sprocket wheel)이란 롤러 체인을 감는 이(齒)가 있는 기어를 말하며, 이의 모양은 체인이 스프로킷 휠에 진입하거나 또는 퇴거할 때 **Fig. 2.3** 과 같이 이의 중간으로 롤러가 안정하게 맞물리도록 롤러의 반경보다 약간 큰 반경의 원호로 된 곡선 모양이다.

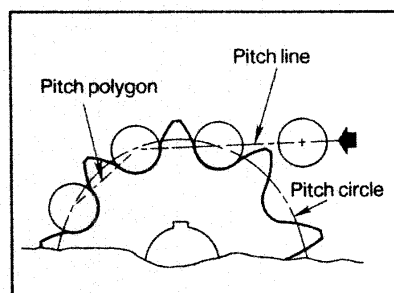


Fig. 2.3 Chain link and polygon of sprocket wheel [4]

체인의 피치를 P , 스프로킷 휠의 회전수를 N , 잇수를 Z 라 하면, 체인의 평균속도 V_m 은 다음과 같다 [3].

$$V_m = PZN$$

Fig. 2.3에서와 같이 스프로킷 휠이 일정한 각속도 ω 로 회전하면 체인은 스프로킷 휠에 있어서 다각형의 꼭지점일 때 속도는 최대가 되고 다각형 변의 중앙은 최소의 속도가 된다. 즉,

$$V_{\max} = \frac{D}{2} \omega$$

$$V_{\min} = \left(\frac{D}{2} \cos \frac{\pi}{Z} \right) \omega \quad \left(\text{단, } \omega = 2\pi N = 2\pi \frac{V_m}{ZP} \right)$$

$$\cos \frac{\pi}{Z} = \sqrt{\frac{D^2 - P^2}{D^2}} \quad \text{이므로}$$

$$V_{\max} = \frac{D}{2} \frac{2\pi V_m}{ZP} = \frac{\pi D}{ZP} V_m$$

$$V_{\min} = \left(\frac{D}{2} \sqrt{\frac{D^2 - P^2}{D^2}} \right) \frac{2\pi V_m}{ZP}$$

$$V_{\min} = \frac{\pi \sqrt{D^2 - P^2}}{ZP} V_m$$

이 되어 ω 가 일정한 경우에 체인의 속도는 V_{\max} 와 V_{\min} 사이에서 끊임없이 주기적으로 변화한다(**Fig. 2.4**참조). 지금 속도 변화율을 λ 라고 하면

$$\lambda = \frac{bd}{ab}$$

이며, 여기서

$$bd = ac = D - \sqrt{D^2 - P^2} = D - D \cos \frac{\pi}{Z}$$

$$ab = D$$

이므로

$$\lambda = \frac{D - D \cos \frac{\pi}{Z}}{D} = 1 - \cos \frac{\pi}{Z} \doteq \frac{\pi^2}{2Z^2}$$

또한

$$\sin \frac{\pi}{Z} = \frac{P}{D} \doteq \frac{\pi}{Z}$$

$$\therefore \lambda = \frac{P^2}{2D^2}$$

체인의 속도는 이와 같이 변화가 있으므로 장력에도 변동을 일으키는데 이러한 변동을 다각형 운동(polygonal action)이라 부르며 소음과 진동의 원인이 되고, 이는 또한 중동 스프로킷 휠의 각속도를 변동하게 한다. 그러나 스프로킷 휠의 지름을 가급적 크게 하고 피치를 작게 하면 실용상 체인 속도와 중동 스프로킷 휠의 변동은 거의 무시할 수 있을 정도로 작게 할 수 있다. **Fig. 2.5**에서 나타나는 바와 같이 스프로킷 휠의 잇수가 25개 이상이 되면 속도 변동을 $\left(\frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\max}} \times 100\% \right)$ 이 1% 이하가 되므로 체인의 속도가 10 m/s 이상이 되고 높은 동력을 전달해야 할 경우 통상 30~40개 이상의 잇수를 가진 스프로킷 휠을 사용한다.

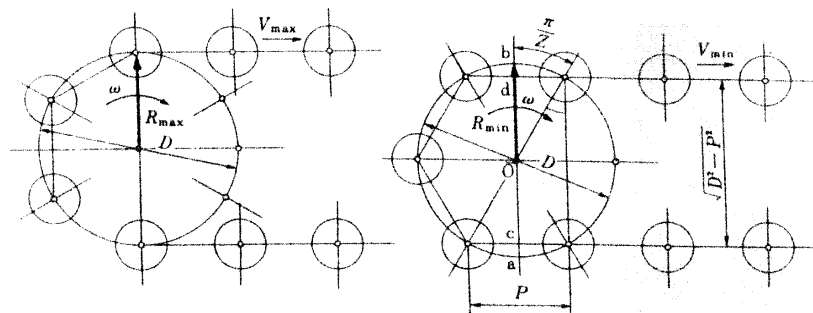


Fig. 2.4 Sprocket wheel and polygonal action [3]

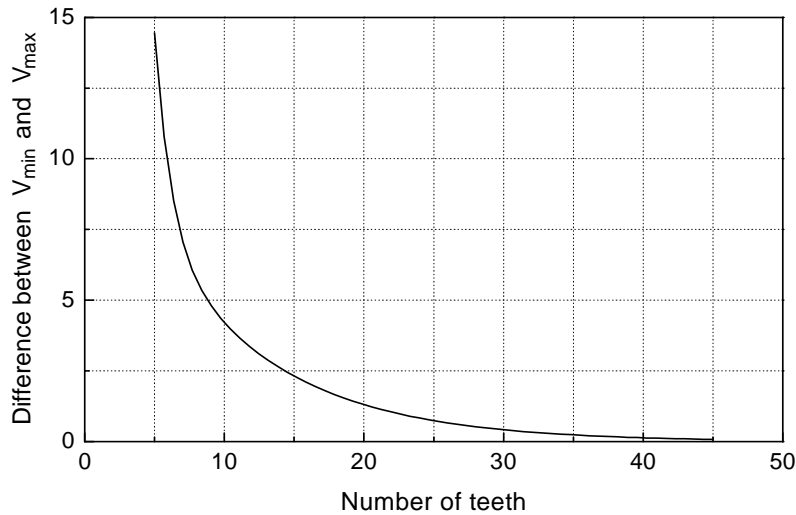


Fig. 2.5 Polygonal effect according to number of chain teeth [5]

2.1.3 체인 죄임장치

엔진을 운전함에 따라 롤러 체인은 마모를 겪으면서 부차적으로 그 길이가 늘어나게 되는데 이를 보상하여 체인시스템의 기능을 유지하기 위해 체인을 점검 및 유지보수 주기에 따라 점검하여 다시 죄어 주어야 한다. 이러한 목적을 위해 종동 스프로킷 휠을 체인 죄임장치(Fig. 2.6 참조)에 설치하고 종동 스프로킷 휠을 이용하여 체인을 죄는데 사용한다.

엔진의 운전 중에 크랭크축의 비틀림진동과 체인의 다각형운동으로 인해 체인에 걸리는 부하가 변하게 되고 이는 체인의 횡진동을 유발시키고 이 진동이 심하게 되면 크랭크축의 구동력을 정확하게 캠축에 전달하지 못하게 된다. 이로 인해 롤러 체인과 스프로킷 휠의 손상, 엔진 착화시기의 변화 및 나아가 엔진 전체 진동을 증가시키게 된다. 따라서 이러한 현상을 방지하기 위하여 체인 죄임장치를 이용하여 체인을 죄어 체인이 과도한 진동을 일으키지 않도록

록 한다. 그러나 체인을 과도하게 죄어 체인에 걸리는 인장강도가 지나치게 커지면 체인의 원활한 운동을 방해하게 되고 심하면 체인의 파단부하 (breaking load)를 초과하게 되어 체인이 절단되는 사고가 발생할 수 있다.

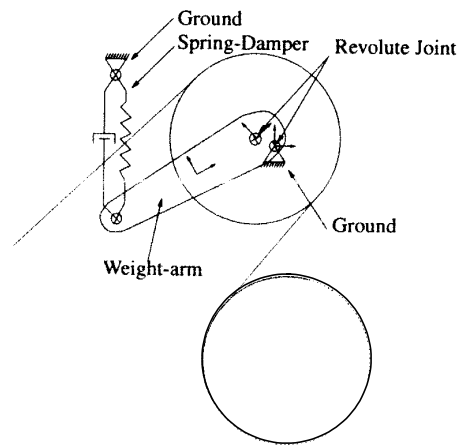


Fig. 2.6 Chain tightener [6]

2.1.4 가이드 바

스프로킷 휠의 축간 거리가 먼 경우 체인을 조인 후에도 체인의 자중에 의해 처짐 현상이 발생하고 또 체인의 다각형운동, 체인이 스프로킷 휠에 부딪칠 때 발생하는 충격, 엔진의 운전 중에 일어나는 크랭크축의 주기적인 토크 변동, 스프로킷 휠 축의 편심 등으로 인해 체인에 횡진동(transverse vibration)이 발생하게 된다. 가이드 바(guide bar)는 체인의 자유단 부분에 설치되어 체인의 이동을 안내하면서 체인의 과도한 진동과 소음을 방지하는 역할을 한다. 이뿐만 아니라 롤러의 충격 시 발생하는 높은 응력을 감소시켜 롤러의 수명을 연장하는데 도움이 된다 [7].

가이드 바는 **Fig. 2.7**의 (b)와 같이 금속막대의 한 쪽 면에 고무를 입힌 구조로 되어 고무 부분이 롤러 체인의 롤러와 접촉하면서 체인의 이동을 안내한다. 체인과 가이드 바의 조립 시 체인을 팽팽하게 조인 상태에서 체인과 수평되게 가이드 바를 정렬하는데 간혹 정렬이 불량하거나 구동 스프로킷 휠의 비틀림 진동이 심할 경우 롤러 체인에 과도한 횡진동이 발생한다. 이 경우 고무에 과도한 충격이 가해져 고무의 피로한도를 넘게 되면 **Fig. 2.8**과 같이 고무가 파손되어 탈락되게 된다. 한편, 롤러 체인의 롤러 링크 판에 의한 측면 충격에 고무가 탈락되지 않도록 결합면적을 넓히기 위해 둥근 형상으로 제작한다.

가이드 바의 정렬방법은 롤러 체인이 팽팽하게 조여진 상태에서 롤러와 가이드바 간의 간격을 측정한 후, 이 간격이 0~ -1mm 가 되도록 가이드바 뒷면에 박판(shim)을 넣는다. -1mm 의 의미는 가이드 바에 의해 체인이 1mm 눌러져 접촉력이 작용된 상태를 말한다.

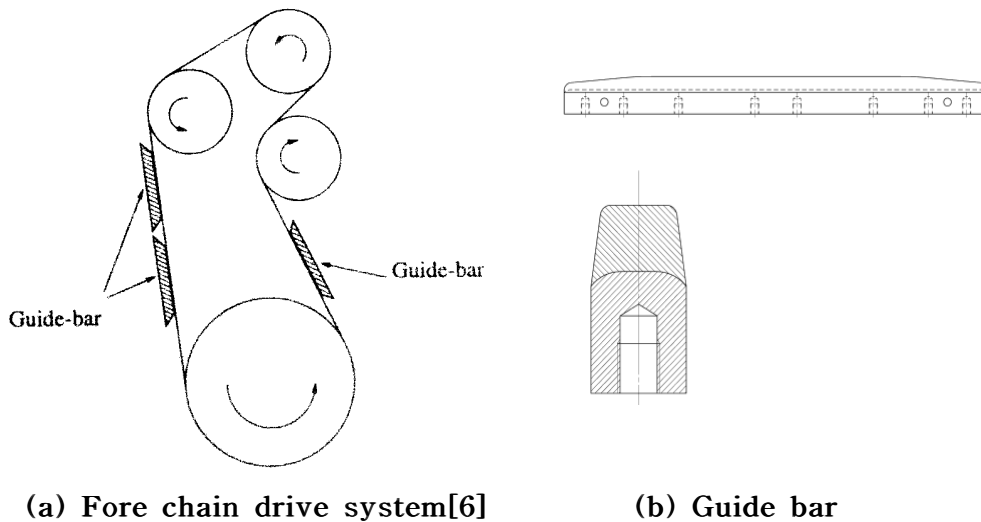


Fig. 2.7 Fore chain drive system and guide bar



Fig. 2.8 Damaged guide bar by excessive vibration of roller chain

2.1.5 평형추

엔진을 포함한 선박 전체의 구조물은 고유진동수 및 진동모드를 가지는 진동계를 형성하며, 엔진에서 발생하는 각종 힘과 모멘트, 선체 표면에 미치는 유체력, 프로펠러에서의 변동 토크 및 추력이 기진력으로 작용하여 진동하게 된다. 최적 설계에 근거하여 선박의 구조가 점차 경량화되고 강성이 저하되는 현실에서, 적절한 해석에 의하여 진동을 최소화할 수 있는 방안을 설계 초기부터 마련하는 것이 바람직하다.

엔진 구동부의 왕복 및 회전질량에 의하여 필연적으로 자유력과 자유모멘트가 발생하며, 크랭크스로우가 등간격으로 배치된 경우 자유력은 0이 되지만 자유모멘트는 존재하게 되어, 이 중 1차 수직모멘트 M_{1V} 및 2차 수직모멘트 M_{2V} 가 기진력으로 아래와 같은 조건에서 선박의 진동을 유발하게 된다.

- 기진 주파수가 선박 구조의 고유진동수와 일치하거나 근접한 경우.
- 엔진의 위치가 선박 진동 모드의 절점에 위치할 경우.
- 기진력이 선박 구조에서 예상되는 감쇠를 초과할 경우.

자유모멘트를 최소화하기 위하여 실린더 착화 순서를 조정하는 방법 등이

있으나, 이는 엔진의 성능 및 축계 진동에 영향을 미치므로 상세히 검토해야 한다. 따라서 평형추에 의한 역위상의 모멘트를 발생시켜 기진력을 상쇄시키는 방법이 사용된다.

4, 5, 6 실린더 엔진은 2차 자유모멘트가 상당히 크게 나타나며, 또한 선체의 3절 혹은 4절 진동모드와 공진 위험이 있으므로 검토 후 필요시 다음과 같은 방안을 적용할 수 있다.

- 엔진의 앞쪽에 평형추 설치
- 엔진의 뒤쪽에 평형추 설치
- 엔진의 앞·뒤쪽에 평형추 설치
- 선박에 전기구동 모멘트 콤펜세이터(moment compensator) 장착

가장 효과적인 방안은 선박 구조물의 해석 결과에 따라 선정되는데, 선박 구조 진동모드의 절점이 엔진과 근접하지 않는 경우에는 엔진의 한쪽에만 평형추를 설치하여 불평형력을 만들고, 절점과 엔진과의 거리를 모멘트암으로 하는 불평형 모멘트를 발생시켜 자유모멘트를 상쇄시키면 된다. 하지만, 엔진의 위치는 진동모드의 절점에 일반적으로 근접하며 해석의 오차를 감안하여 엔진의 앞·뒤에 평형추를 설치하여 자유모멘트를 0으로 상쇄시키거나, 선박 구조의 진동 변위가 가장 큰 위치에 전기적으로 작동하는 모멘트 콤펜세이터를 장착하는 것이 바람직한 방법이다 [8].

2차 모멘트 콤펜세이터의 설치 여부는 선박을 설계하는 조선소에서 결정하며, 선체의 진동모드에서 선체진동 절점(nodal point)이 엔진 앞에 위치할 경우 엔진의 선미 측에만 설치하고, 절점이 엔진 가운데 위치할 경우 엔진의 선수·선미 양측에 설치한다. 일반적으로 6실린더 엔진의 경우 선미 측에만 설치하고 2차 자유모멘트가 상대적으로 큰 4, 5 실린더 엔진의 경우에는 선수·선미 양측에 설치한다.

2차 모멘트 콤펜세이터는 부채꼴 모양의 평형추(balancing weight)가 스프로킷 휠에 조립된 구조로 풀러 체인의 의해 구동이 된다 (**Fig. 2.12**).

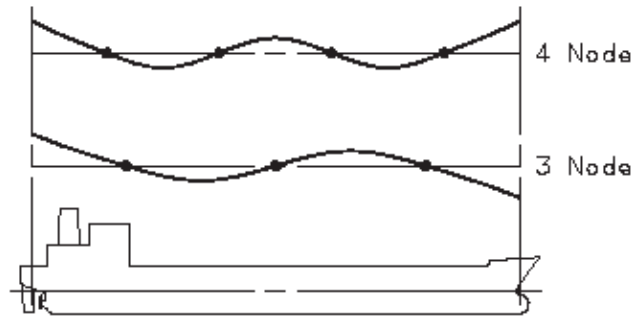
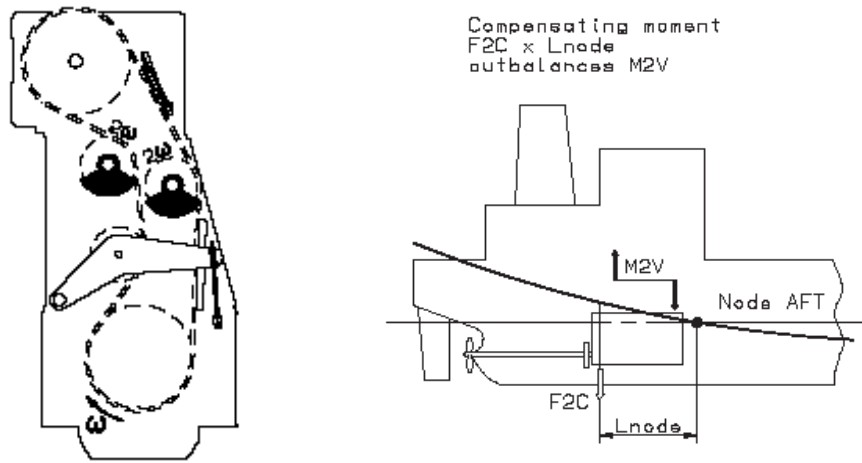
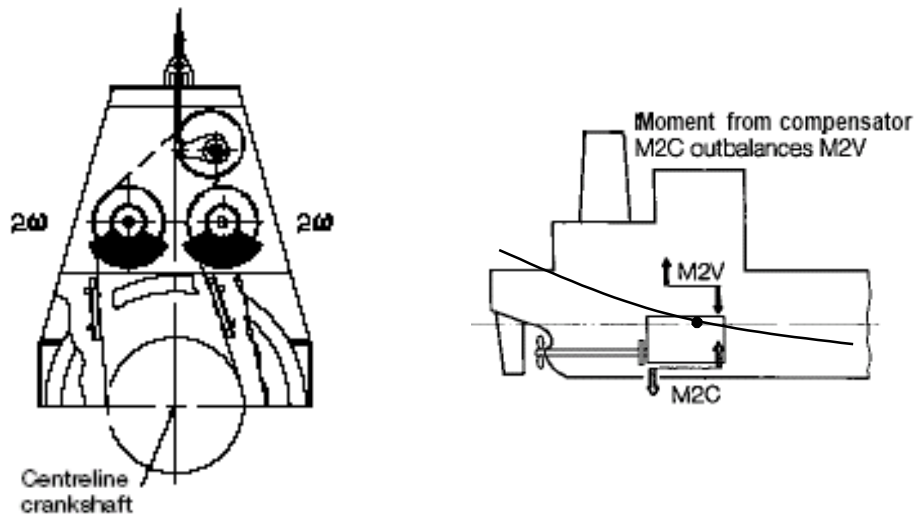


Fig. 2.9 Vibration mode of hull [9]



(a) Located on aft end (b) After-end compensating moment

Fig. 2.10 After-end 2nd order moment compensator [9]



(a) Located on fore end (b) Fore/after compensating moment

Fig. 2.11 Fore-end 2nd order moment compensator [9]

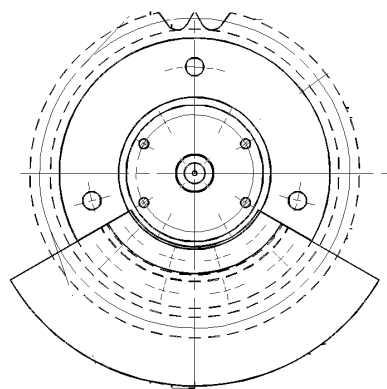


Fig. 2.12 Balancing weight (MAN B&W drawing)

2.2 롤러체인과 각가속도

스프로킷 휠의 축간 거리가 먼 경우 체인을 죄인 후에도 체인의 자중에 의해 처짐 현상이 발생하고, 또 체인의 다각형운동, 체인이 스프로킷 휠에 부딪칠 때 발생하는 충격, 엔진의 운전 중에 일어나는 크랭크축의 주기적인 토크 변동, 스프로킷 휠 축의 편심 등으로 인해 체인에 횡진동이 발생하게 된다. 특히 엔진의 가스 폭발력과 왕복질량의 관성력에 의해 크랭크축에 비틀림진동이 발생하게 되고 이 비틀림진동은 크랭크축의 각속도를 변동시킨다. 각속도의 변동은 비틀림 각가속도를 발생시키게 되는데 캠축과 2차 모멘트 평형추를 구동하기 위해 크랭크축에 부착된 체인 스프로킷 휠에서 각가속도가 발생하게 된다.

만일 이 각가속도가 지나치게 크게 되면 체인에 걸리는 인장력의 변동이 커지고 나아가 체인의 횡진동이 심하게 된다. 특히 엔진의 선수축에 설치된 2차 모멘트 평형추의 극관성모멘트가 큰 경우에는 체인 스프로킷 휠의 과도한 각가속도에 의해 체인의 횡진동이 더욱 심하게 되어 체인의 이동을 안내하기 위해 설치되어 있는 가이드 바에 반복적으로 과도한 하중이 작용하게 된다. 이 주기적이고 과도한 하중이 가이드 바에 부착된 고무의 피로한도를 넘게 되면 고무는 급격하게 탈락되어 가이드 바와 체인 롤러 사이의 틈이 커지게 되고 체인의 처짐과 횡진동은 더욱 심하게 된다. 체인이 운전 중에 과도한 횡진동을 겪게 되면 롤러 체인과 스프로킷 휠이 조기에 손상되고 크랭크축의 구동력을 정확하게 캠축에 전달하지 못하게 되어 엔진 착화시기의 변화 및 나아가 엔진 전체 진동을 증가시키고 최악의 경우 체인이 절단되어 엔진을 운전할 수 없는 사고로 이어질 수 있다.

엔진제작사는 크랭크축에 장착되는 롤러 체인 구동용 스프로킷 휠을 설계할 때, 일정 수준의 비틀림 각가속도 하에서 견딜 수 있도록 설계해야 하며, 2차 모멘트 평형추가 장착되지 않을 경우에는 추진축계의 통상적인 비틀림진동 설계 하에서는 이러한 기준을 초과하는 경우는 거의 발생하지 않는다. 그러나 2차 모멘트 평형추가 장착된 경우에는 평형추의 높은 극관성모멘트로 인해 롤

러 체인을 보호하기 위해 비틀림진동 각가속도에 대한 규정치를 정하고 있다. 그 규정치를 살펴보면 5실린더 엔진의 경우, **Table 2.1**에 보이는 바와 같이 스프로킷 휠에서의 크랭크축의 합성 비틀림 각가속도가 Limit 1 이하일 경우 2차 자유모멘트를 완전히 상쇄시킬 수 있는 최대 크기의 평형추를 정상적으로 적용할 수 있고, Limit 1 과 Limit 2 사이에 위치할 경우에는 롤러 체인에 걸리는 인장력과 진동을 줄여 체인구동장치 전체를 보호하기 위해 평형추의 크기를 감소시켜야 한다. 비틀림 각가속도가 Limit 2를 초과하는 경우에는 체인구동에 의한 모멘트 콤펙세이터의 정상적인 운전이 불가능하므로 적용이 허용되지 않는다.

본 연구에서 사용한 MAN B&W 5S70MC-C 엔진의 합성 비틀림 각가속도 규정치 Limit 1 과 Limit 2 는 각각 17 rad/s^2 , 23 rad/s^2 이다 [10].

Table 2.1 Degree of applicable 2nd order moment compensator [10]

Engine	Crankshaft angular acceleration at chain drive α		
	$\alpha \leq \text{Limit 1}$	$\text{Limit 1} \leq \alpha \leq \text{Limit 2}$	$\text{Limit 2} \leq \alpha$
4 or 5 cylinder	Full moment compensator	Reduced moment compensator	No moment compensator, Electric balancer on hull side
6 cylinder	Full moment compensator	Full moment compensator	No Moment compensator, Electric balancer on hull side

제 3 장 추진 축계의 운동방정식

3.1 축계 개요

본 논문에서 연구대상으로 채택한 엔진과 추진축계에 대한 주요 요목과 축계배열은 **Table 3.1**과 **Fig.3.1**에 각각 나타내었다. 연구대상의 선박은 중간축의 비틀림 응력을 감소시키기 위하여 비틀림진동 댐퍼가 크랭크축 전단에 장착되어 있으며 2차 모멘트를 줄이기 위해 엔진의 앞·뒤에 평형추 (2nd order moment compensator)를 설치하였다.

Table 3.1 General particulars of the ship and engine

Item		Description	Remark
Ship type		Crude oil tanker	
Tonnage		105 K	
Engine type		5S70MC-C	
Bore/Stroke		600 mm / 2800 mm	
Rating		21,100 BHP × 91 rpm	
MEP		17.2 bar	
Firing order		1-4-3-2-5	
T/V damper		D290/6	Geislinger
Flywheel moment of inertia		13,000 kg·m ²	
Propeller	Propeller type	FPP	
	Diameter × Blade No.	8.0 m × 4 blade	Grade Cu3 (Ni-Al-Bronze)
	Pitch at 0.7 R	5879.7 mm	
	Exp. area ratio	0.4516	
	Mass in air	31,880.0 kg	
	Moment of inertia in air	85,450 kg·m ²	

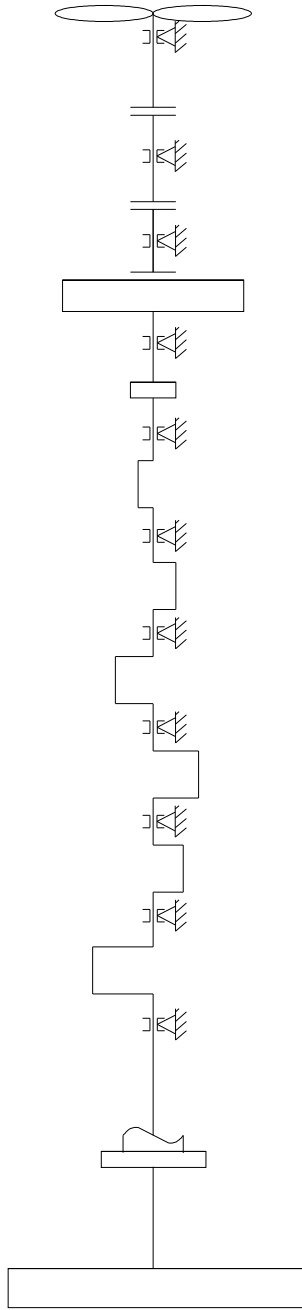


Fig. 3.1 Shafting arrangement

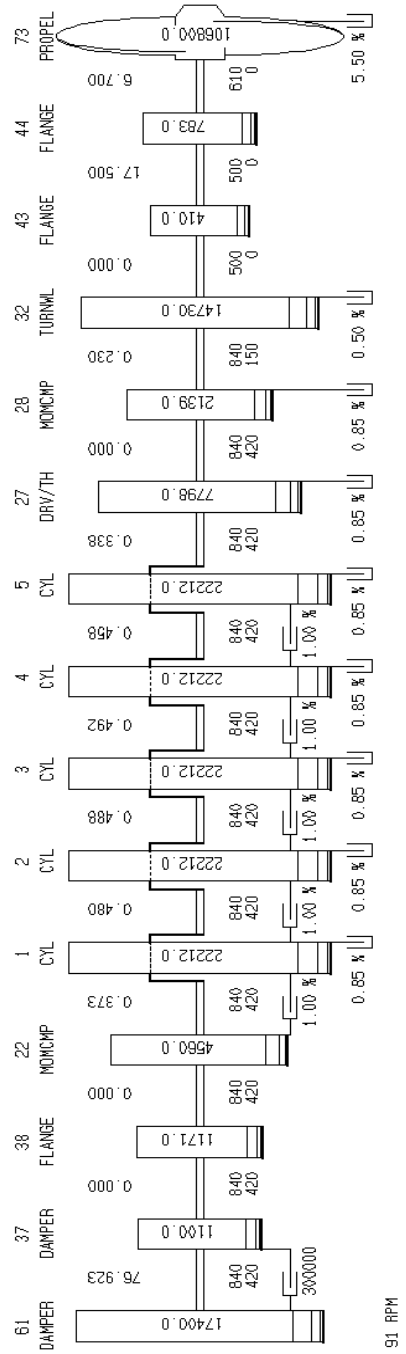


Fig.3.2 Equivalent mass-elastic system

3.1.1 비틀림진동 댐퍼의 진동모델

비틀림진동 댐퍼는 가이스링거사의 점성·스프링댐퍼인 D290/6을 장착하였으며 주요 사양은 **Table 3.2**와 같다 (댐퍼 제작사 제공).

Table 3.2 Specification of torsional vibration damper

Items	Description	Remark
Type	D 290/6	Geislinger
Inner inertia	1,100 kg·m ²	
Outer inertia	17,400 kg·m ²	
Torsional stiffness	13 MN·m/rad	
Linear viscous damping	300,000 N·m·s/rad	

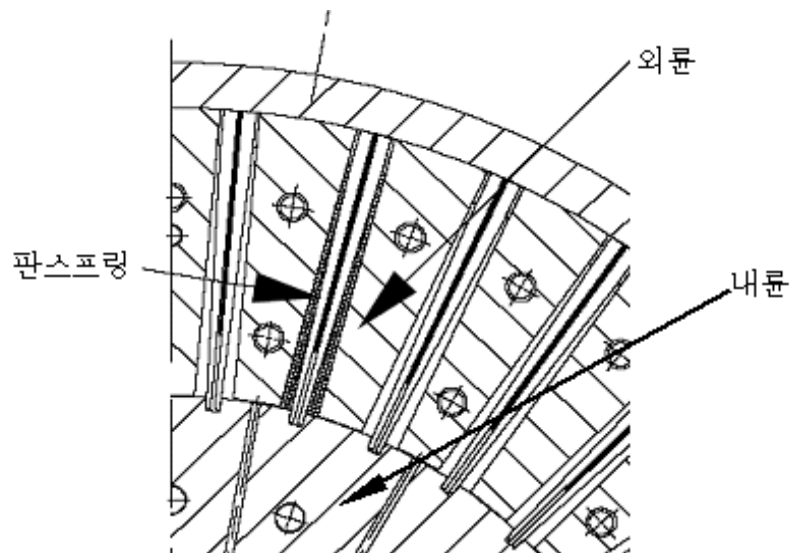


Fig. 3.3 Torsional vibration damper (Geislinger brochure)

Fig. 3.3에서 볼 수 있는 바와 같이 큰 질량관성 모멘트를 갖는 외륵을 판스프링을 거쳐 내륵에 연결하고 외부케이싱이 내륵, 외륵 및 판스프링을 덮고 있는 구조로 되어 있다. 크랭크축에 직결된 내륵이 비틀림진동 변위를 받으면 판스프링에 휘임이 생기는 동시에 판스프링의 한쪽 공간내의 시스템유가 압축되어 틈새를 통과하여 다른 한쪽의 공간으로 유입하는데, 이 때 발생하는 시스템유의 유동저항으로 감쇠를 일으킨다 [11].

비틀림진동 댐퍼의 해석모델은 **Fig. 3.4**와 같이 댐퍼의 내륵 및 외륵 사이에 강성과 댐핑이 회전속도나 주파수에 관계없이 일정하게 모델링하였다. 여기서 댐핑은 두 관성체 사이에 작용하는 내부감쇠이다.

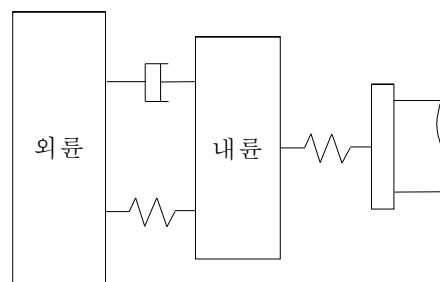


Fig. 3.4 Equivalent model of torsional vibration damper

3.1.2 평형추의 진동모델

Fig. 2.1과 같이 엔진 앞·뒤에 설치된 평형추는 롤러 체인에 의해 구동되며 롤러 체인의 강성이 충분한 것으로 가정할 수 있으므로 크랭크축에 장착된 구동 롤러 체인 스프로킷 휠과 동일 집중질량 관성체로 볼 수 있다. 따라서 평형추, 평형추의 스프로킷 휠, 체인 죄임장치의 스프로킷 휠, 체인의 극관성모멘트를 크랭크축의 구동 체인 스프로킷 휠의 극관성모멘트에 더하여 하나의 집중 질량 관성체로 모델링하였다.

3.1.3 크랭크축의 진동모델

크랭크축 및 플라이휠의 강성과 관성모멘트는 엔진제작사에서 제공하는 등가스프링정수와 등가극관성모멘트를 사용하였다. 축계의 강제 비틀림진동해석에 있어서 감쇠계수는 각 질점의 변위를 결정하는 중요한 요소로 작용한다. 기관감쇠는 저널 베어링, 피스톤 또는 크로스헤드의 마찰저항에 의한 감쇠와 크랭크핀 베어링틈에 있어서의 크랭크핀과 베어링과의 마찰손실 등에 의하여 발생되며 이들은 전체 감쇠 중에서 중요한 역할을 한다. 이러한 질량감쇠계수(외부감쇠)는 일반적으로 다음 식을 이용한다.

$$C_v = 2J\rho\omega \quad (3.1)$$

여기서, C_v : 점성감쇠계수 [$N \cdot m \cdot s / rad$]

ρ : 감쇠계수비

J : 질량 극관성모멘트, $J = mR^2$

ω : 각진동수, $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ [rad/s]

N : 비틀림진동수 [cpm]

MAN B&W사의 경우 질량에 대한 절대 점성감쇠계수비 ρ 는 엔진형식에 관계없이 다음과 같은 표준값을 갖는다.

실린더 : 8.5×10^{-3} (0.85%)

플라이휠과 튜닝휠 : 5.0×10^{-3} (0.50%)

기어휠(체인드라이브) : 2.0×10^{-3} (0.20%)

반복응력을 받는 금속재료는 탄성 한도 내에 있어도 엄밀하게 후크법칙을 따르지 않으며 응력과 변위 간에 히스테리시스곡선을 그리는데, 이 때의 폐곡선 면적은 1사이클마다 단위체적당 소모되는 에너지를 의미한다. 응력진폭이 작

은 경우에는 이 손실을 무시할 수 있으나 응력진폭이 증가하면 히스테리시스 곡선의 면적이 증대하여 손실이 증대한다. 이 감쇠는 감쇠일의 형식으로 다루지만 강제감쇠 진동방정식을 유도할 경우에는 다음과 같이 등가감쇠계수의 형식을 도입한다.

히스테리시스감쇠는 점성감쇠와는 달리 진동 사이클중에 발생하는 최대응력에 비례하고, 한편 응력과 변형은 탄성한계 내에서 비례하므로 결국 변위에 비례한다. 따라서 변위에 비례하고 진동수에 무관한 감쇠력을 생각하여 이들의 등가감쇠계수 C_k 를 구하면 다음과 같이 각진동수에 반비례하는 값으로 내부감쇠이다.

$$C_k = \frac{n k}{\omega} = \frac{h}{\omega}$$

여기서, $n = h/k$: 무차원 감쇠계수비, h : 임의의 상수, k : 스프링상수,
 ω : 각진동수

MAN B&W사는 크랭크축에 감쇠계수비 $n = 0.01$ (1%) 을 주고 있다 [12].

엔진의 기진력은 연소가스에 의한 강제회전력과 관성토크가 있다. i 차의 가스압력에 의한 각 실린더에 있어서의 강제력 f_{gi} 는 다음 식으로 주어진다.

$$f_{gi} = F_i e^{j\omega t} = P_i + jQ_i = \frac{\pi D^2}{4} r t_i (U_i + jV_i) \quad (3.2)$$

여기서, F_i : 최대강제력, P_i, U_i : 실수부 강제력, Q_i, V_i : 허수부 강제력,
 D : 실린더 지름, r : 크랭크반경, t_i : i 차 가스하모닉스

가스하모닉스는 엔진제작사에서 제공하는 데이터(1~16 차)를 사용하였고, 관성토크는 피스톤 및 연접봉의 왕복질량 m_{rec} 에 의한 관성력의 회전토크로서 다음 식을 사용하였다.

$$\begin{aligned}
f_m &= m_{rec} r^2 \omega^2 (\cos \Theta + \lambda \cos 2\Theta) \left(\sin \Theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\Theta \right) \\
&= k_1 \sin \omega t + k_2 \sin(2\omega t + \pi) + k_3 \sin(3\omega t + \pi) + k_4 \sin(4\omega t + \pi) \\
&\quad + k_5 \sin 5\omega t + k_6 \sin 6\omega t + k_7 \sin(7\omega t + \pi)
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$k_1 = \frac{1}{4} \lambda + \frac{1}{16} \lambda^3 + \frac{15}{512} \lambda^5 + \frac{35}{2048} \lambda^7 + \dots$$

$$k_2 = \frac{1}{2} + \frac{1}{32} \lambda^4 + \frac{1}{32} \lambda^6 + \dots$$

$$k_3 = \frac{3}{4} \lambda + \frac{9}{32} \lambda^3 + \frac{81}{512} \lambda^5 + \frac{105}{1024} \lambda^7 + \dots$$

$$k_4 = \frac{1}{4} \lambda^2 + \frac{1}{8} \lambda^4 + \frac{1}{16} \lambda^6 + \dots$$

$$k_5 = \frac{5}{32} \lambda^3 + \frac{75}{512} \lambda^5 + \frac{125}{1024} \lambda^7 + \dots$$

$$k_6 = \frac{3}{32} \lambda^4 + \frac{3}{32} \lambda^6 + \dots$$

$$k_7 = \frac{21}{512} \lambda^5 + \frac{245}{4096} \lambda^7 + \dots$$

여기서, $\lambda = r/l$ l : 연접봉 길이이며, 합성 회전토크는 가스압력에 의한 회전토크에 왕복질량 관성력에 의한 회전토크를 더하면 된다.

3.1.4 중간축과 프로펠러축의 진동모델

중간축과 프로펠러축의 등가 극관성모멘트는 각 축 전체의 극관성모멘트를 구하여 각 축의 양쪽 끝에 반반씩 집중된 것으로 간주하였고, 각 축의 스프링 정수 k 는 다음 식을 이용하여 구하였다.

$$k = \frac{GI_p}{l} = \frac{\pi d^4}{32} \frac{G}{l}$$

(단, d : 축의 직경, l : 축의 길이, G : 횡탄성계수)

3.1.5 프로펠러 진동모델

등가 극관성모멘트 중 가장 문제로 되는 것은 프로펠러의 부가수 극관성모멘트이며, Schuster, Schwanecke, Thomsen 등이 이들 부가수효과를 이론적으로 계산할 수 있는 식을 발표한 바 있다. 대개의 경우 경험치로서 프로펠러의 공기 중 극관성모멘트의 25% 정도를 부가수효과로서 더하고 있으나, 이 방법에 의존할 경우 프로펠러의 형상이나 재질에 관계없이 일정비율을 가산하게 되므로 문제가 된다. 따라서 상기 이론식을 이용하든지 또는 망강황동재의 경우 20~30%, 니켈-알루미늄-브론즈 재질의 경우에는 30~35%를 가산하는 것이 보다 합리적이다 [13]. 본 연구에서는 공기 중 극관성모멘트의 25% 정도를 부가수효과로서 더하여 사용하였다.

프로펠러 감쇠는 속도비례형 감쇠로 보고 식 (3.1)에서 감쇠계수비로서 $\rho = 0.0550$ (5.5%)를 적용하였다.

엔진 축계 비틀림 강제진동 계산시에는 엔진과 프로펠러의 기진토크 차수가 일치하고, 또한 위상이 같게 되는 경우가 적기 때문에 일반적으로 프로펠러의 기진토크를 고려하지 않았으며, 실제 프로펠러의 기진토크를 고려하여 비틀림 진동을 계산해 본 바 이로 인한 영향은 미미하였다.

3.2 운동방정식

3.2.1 관성, 강성 및 감쇠매트릭스

관성매트릭스를 $[J]$ 라 하고 극관성모멘트를 매트릭스 형식으로 쓰면 주대각선상에만 값을 가지며 나머지 요소는 모두 0으로 되는 다음과 같은 대각매트릭스로 된다.

$$[J] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & \cdots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & J_n \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

앞에서 구한 축계의 스프링정수(강성계수)를 매트릭스 형식으로 쓰면 강성매트릭스 $[K]$ 가 되며 다음과 같은 대칭 매트릭스가 된다.

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & \cdots & \cdot & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & \cdots & \cdot & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & \cdots & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdots & k_{n-1}+k_n & -k_n \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdots & -k_n & k_n \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

앞에서 구한 축계의 감쇠계수를 매트릭스 형식으로 쓰면 감쇠매트릭스 $[C]$ 가 되며 다음과 같은 대칭 매트릭스가 된다.

$$[C] = \begin{bmatrix} c_d & -c_d & 0 & \cdot & \cdots & 0 \\ -c_d & c_d+c_{o1}+c_{i1} & -c_{i1} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & -c_{i1} & c_{i1}+c_{o2}+c_{23} & -c_{23} & \cdots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & 0 \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdots & c_p \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

여기서 엔진의 외부감쇠와 프로펠러의 감쇠는 외부감쇠로서 대각선상에만 나타나며 비틀림진동 댐퍼와 엔진의 히스테리시스 내부감쇠는 강성매트릭스와 같이 축계의 질점 간에 작용하며 대칭매트릭스를 이룬다.

3.2.2 기진토크 벡터

앞에서 구한 연소가스에 의한 강제회전력과 관성토크를 더하여 매트릭스 형식으로 쓰면 다음과 같은 기진토크 벡터 $\{f(t)\}$ 가 된다. 추진축계의 기진토크는 5개의 각 실린더 질점에서만 나타나므로 그 이외의 질점에서는 0 이 된다.

$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \cdot \\ f_{g1} + f_{m1} \\ f_{g2} + f_{m2} \\ \cdot \\ f_{g5} + f_{m5} \\ \cdot \\ 0 \end{Bmatrix}$$

3.2.3 기계적 임피던스법

앞에서 구한 관성매트릭스, 감쇠매트릭스, 강성매트릭스를 이용하여 다자유도 비틀림 강제감쇠 진동방정식을 매트릭스 형식으로 쓰면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{f(t)\} \quad (3.7)$$

여기서, $\{f(t)\}$: 기진력 벡터

$\{\ddot{\theta}\}$: 각변위의 2차 도함수 벡터

$\{\dot{\theta}\}$: 각변위의 1차 도함수 벡터

$\{\theta\}$: 각변위 벡터

식 (3.7)에 대하여

$$\{f(t)\} = \{\bar{f}\} e^{j\omega t} \quad (3.8)$$

여기서, $\{\bar{f}\}$ 는 위상차를 포함하고 있는 복수진폭, ω 는 가진주파수, $j = \sqrt{-1}$ 이다. 정상진동만을 생각하면 응답의 진동수는 기진력의 진동수와 같으므로 진폭은 다음과 같이 표시된다.

$$\{\theta\} = \{\bar{\theta}\} e^{j\omega t} \quad (3.9)$$

여기서, $\{\bar{\theta}\}$ 는 위상차를 포함하고 있는 복소진폭 벡터이다. 식 (3.8)과 (3.9)를 식 (3.7)에 대입하여 정리하면

$$(-\omega^2[M] + [K] + j\omega[C])\{\bar{\theta}\} = \{\bar{f}\} \quad (3.10)$$

식(3.10)을 다시 쓰면

$$[Z]\{\bar{\theta}\} = \{\bar{f}\} \quad (3.11)$$

$$[Z] = -\omega^2[M] + [K] + j\omega[C] \quad (3.12)$$

여기서, $[Z]$ 는 임피던스 매트릭스이다. 식 (3.11)을 다시 정리하여 복소변위를 구하면

$$\{\bar{\theta}\} = [Z]^{-1}\{\bar{f}\} \quad (3.13)$$

식 (3.13)은 이론적으로는 간단한 복소변위를 주고 있으나 계산은 그렇지 못하므로 계산상의 편의를 위해 다음과 같이 변환한다.

$$\left. \begin{aligned} [Z_R] &= [K] - \omega^2[M] \\ [Z_I] &= \omega^2[C] \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

$$\left. \begin{aligned} \{\bar{\theta}_R\} &= \text{Re}\{\bar{\theta}\} \\ \{\bar{\theta}_I\} &= \text{Im}\{\bar{\theta}\} \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

라고 놓으면

$$\left. \begin{aligned} [Z] &= [Z_R] + j[Z_I] \\ \{\bar{\theta}\} &= \{\bar{\theta}_R\} + j\{\bar{\theta}_I\} \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

식(3.13)의 역매트릭스부분을 계산하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 [Z]^{-1} &= ([K] + \omega^2[M] + j\omega[C])^{-1} \\
 &= ([Z_R] + j[Z_I])^{-1} \\
 &= \frac{1}{[Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I]} - j \frac{[Z_I][Z_R]^{-1}}{[Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I]} \quad (3.17) \\
 [Z]^{-1} &= [H] - j[L]
 \end{aligned}$$

이러 놓으면

$$\left. \begin{aligned}
 [H] &= ([Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I])^{-1} \\
 [L] &= ([Z_R] + [Z_I][Z_R]^{-1}[Z_I])^{-1}[Z_I][Z_R]^{-1}
 \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

그러므로

$$\{\bar{\theta}\} = ([H] - j[L]) \{\bar{f}\} \quad (3.19)$$

결국 연속최대출력에 대한 회전수의 0.2~1.2 배 범위의 모든 회전수와 차수에 대해 $\{f(t)\}$ 를 구한 다음 식(3.18)과 식(3.19)에 대한 전산프로그램을 작성하고 식(3.18)의 결과를 구한 다음 이를 식(3.19)에 대입하여 $\{\bar{\theta}\}$ 를 구한다 [14][15]. 식(3.19)를 식(3.9)에 대입하여 $\{\theta\}$ 를 구한 다음 2번 미분을 하면 각 가속도를 구할 수 있다.

$$\{\ddot{\theta}\} = -\omega^2([H] - j[L]) \{\bar{f}\} e^{j\omega t} \quad (3.20)$$

크랭크축이 1회전하는 동안 매 1마다 각 차수에 대한 각가속도 $\{\ddot{\theta}_k\}$ 를 구하여 1차에서 16차까지 합성한 후 최대값과 최소값을 찾아 그 차이를 2등분하면 합성각가속도 $\{\ddot{\theta}_{syn}\}$ 가 된다.

$$\{ \ddot{\theta}_k \} = -(k\omega)^2 ([A] - \lambda L) \{ \bar{f} \} e^{\lambda(k\omega)t} \quad (\text{단, } k=1, 2, \dots, 16) \quad (3.21)$$

$$\{ \ddot{\theta}_{\theta, syn} \} = \left\{ \sum_{k=1}^{16} \ddot{\theta}_k \right\} \quad (\text{단, } \theta = 0^\circ \sim 359^\circ) \quad (3.22)$$

$$\{ \ddot{\theta}_{syn} \} = \frac{(\ddot{\theta}_{\theta, \max} - \ddot{\theta}_{\theta, \min})}{2.0} \quad (\text{단, } \theta = 0^\circ \sim 359^\circ)$$

(3.23)

3.3 비틀림진동 해석 및 측정 결과 검토

3.3.1 합성진동 각가속도 계산 결과

계산치 고유진동수는 1, 2, 3절 진동에 대해 각각 224.6 cpm, 291.2 cpm, 1444.8 cpm 이나 비틀림진동 댐퍼가 적용되어 실제 공진점은 강제 진동해석 결과에서 알 수 있다. **Fig. 3.5** 은 크랭크축 선수단(fore end)에서의 비틀림 진동각가속도를 계산한 선도로서 1차에서 16차까지 합성한 합성 비틀림진동 각가속도와 주요 차수인 5차, 17차, 18차와를 각각 나타낸 것으로 주차수인 5차 비틀림 각가속도에 대한 선도를 보면 공진점은 대략 47.5 rpm (47.5 × 5차 = 235.5 cpm) 근처이다.

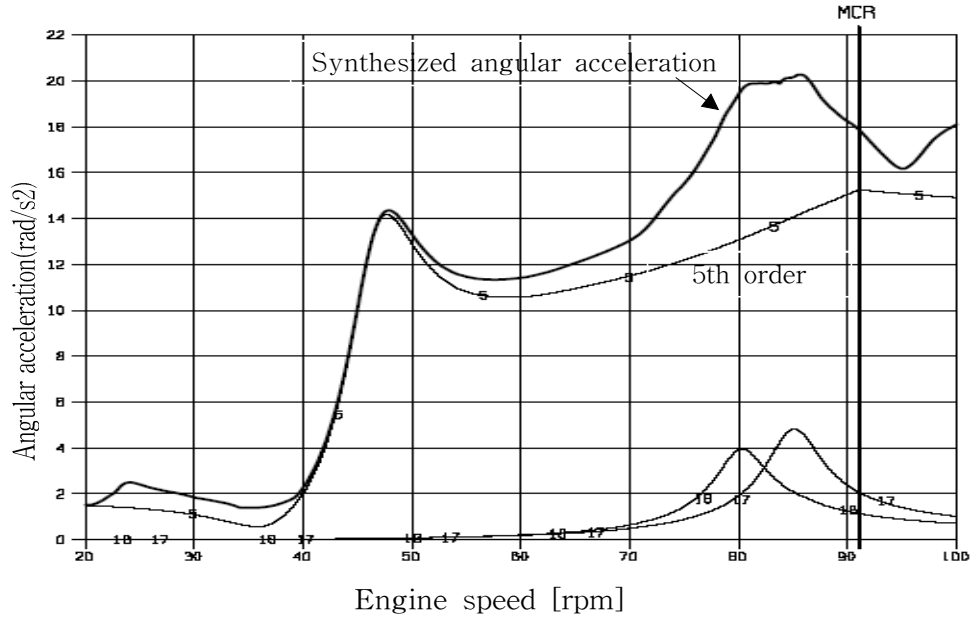
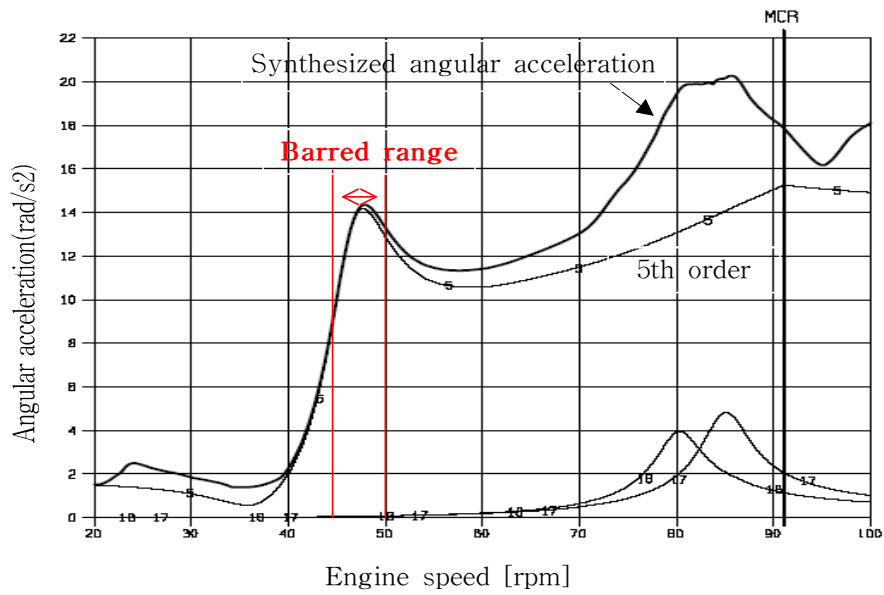


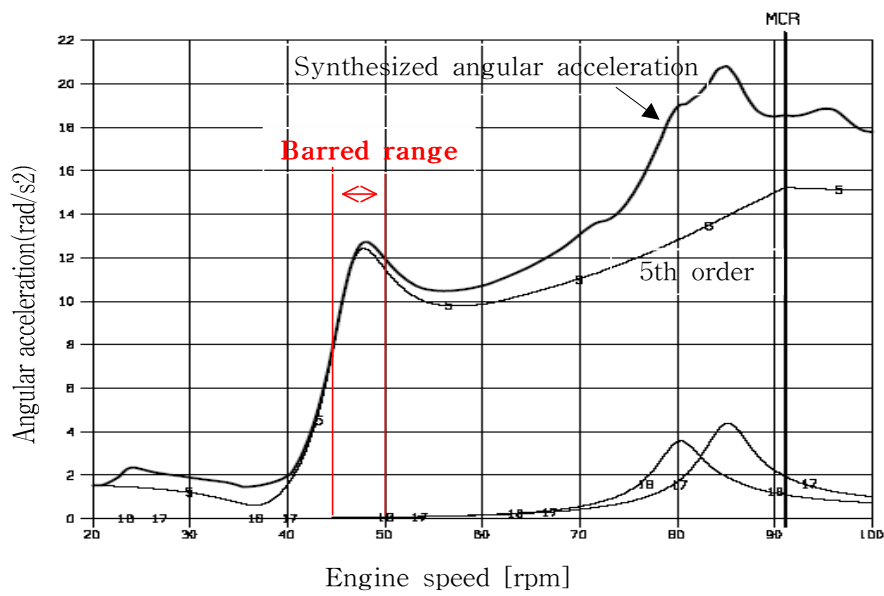
Fig. 3.5 Angular acceleration on the crankshaft free-end

엔진의 양끝단에 설치된 2차 모멘트 평형추를 구동하기 위한 크랭크축 상의 롤러 체인 스프로킷 휠 질점에서의 최대 합성 각가속도는 운전금지구간(44 ~ 50 rpm)을 제외한 구간에서 **Fig. 3.6 (a), (b)**에서 나타나는 바와 같이 각각 $20.2 [\text{rad/s}^2]$, $20.8 [\text{rad/s}^2]$ 이다. 이는 엔진 제작사에서 요구하는 규제치인 Limit 1을 초과하므로 2차 자유모멘트에 의한 선체 진동 문제를 발생시키지 않는 범위 내에서 평형추의 크기를 줄여야 한다.

본 선박은 운전 중에 가이드 바가 연속적으로 파손되어 평형추의 크기를 줄여(극관성모멘트 37% 감소) 문제를 해결하였으나 평형추의 크기가 줄어들어 엔진으로부터 발생하는 2차 자유모멘트를 완전히 상쇄시키지 못하는 또 다른 문제를 야기할 수 있다.



(a) On the fore-moment compensator



(b) On the after-moment compensator

Fig. 3.6 Synthesized angular acceleration on crankshaft

3.3.2. 해석 및 측정 결과 비교 검토

Fig. 3.7의 크랭크축 전단에서 측정된 5차 비틀림 각가속도를 보면 공진점이 약 47.7 rpm 이고 공진점에서 각가속도가 13.4 rad/s^2 , MCR 회전수인 91 rpm 에서 14.3 rad/s^2 으로 공진점은 거의 일치하고 각가속도 레벨은 계산치보다 6% 정도 낮게 측정되었다 (Table 3.3). 이는 프로펠러 마진에 의한 것으로 엔진이 라이트 런닝(light running, light load)으로 운전되었기 때문이다.

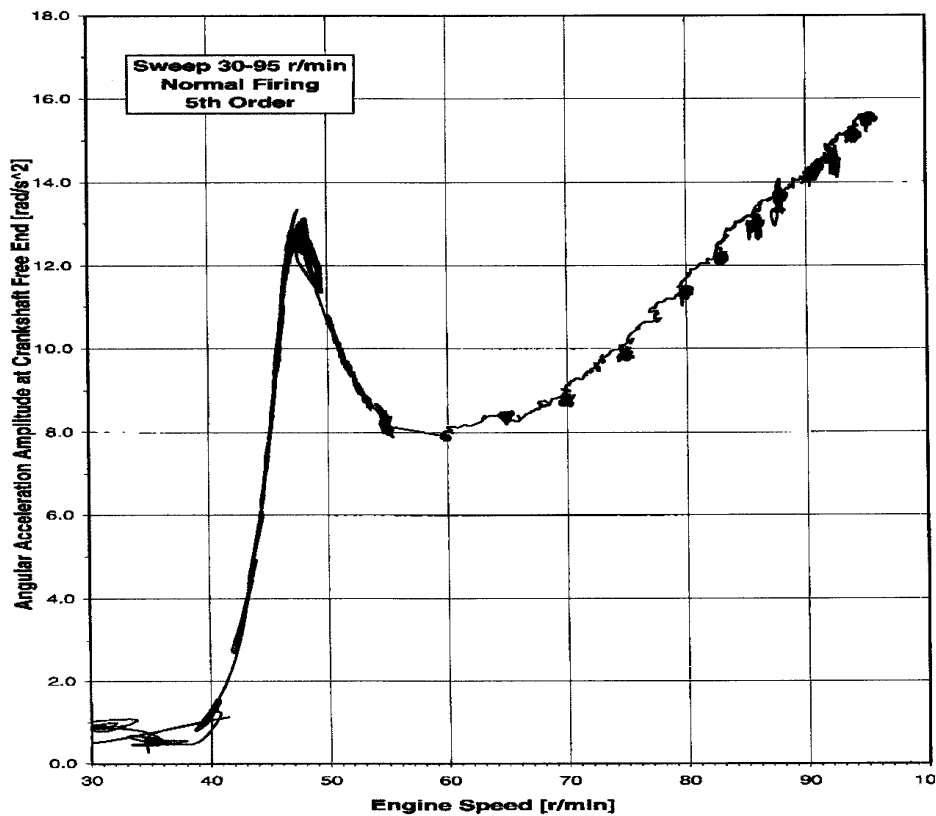


Fig. 3.7 Measured 5th angular acceleration on crankshaft free-end

Table 3.3 Comparison of calculated and measured results(5th order)

Item	Calculated result	Measured result	Remark
Critical speed	47.5 rpm	47.7 rpm	0.4 %
Acceleration on critical speed	14.2 rad/s^2	13.4 rad/s^2	5.6 %
Acceleration on MCR (91 rpm)	15.2 rad/s^2	14.3 rad/s^2	5.9 %

제 4 장 실험계획법에 의한 체인 구동휠의 비틀림 각가속도 저감 방법 제시

4.1 기초이론

4.1.1 각가속도에 영향을 미치는 인자

비틀림 진동을 감소시키는 방법으로는 크게 기진력 감소, 공진 회피 및 기진에너지 흡수 등이 사용된다. 일반적으로 저속엔진에서 가장 많이 사용하는 방법으로서 기진력 감소는 엔진의 착화순서나 착화각도의 변경이 있고, 공진 회피는 축계의 치수 조정에 의한 축계 스프링정수의 변경, 플라이 휠의 크기 조정에 의한 관성모멘트 변경이 있고, 기진에너지 흡수는 비틀림진동 댐퍼를 추가하는 방법 등이 있다. 이중 가장 경제적인 방법으로 자주 사용되는 것이 축계 직경 조정, 플라이 휠 크기 조정이다.

지금까지 축계의 비틀림 진동에 대해서는 선급협회의 규정이 추진축의 비틀림 응력의 규제에 초점이 맞추어져 있어 이 부분에서는 많은 연구와 발전이 이루어져 왔다. 축계의 비틀림 각가속도를 감소시키는 방법도 상기의 비틀림 진동 감소 방법과 그 원리를 같이 하고 있으므로 같은 맥락에서 검토해 볼 필요가 있다.

에너지법에 의하면 공진점에서 기진에너지와 감쇠에너지는 같으므로 다음 등식이 성립한다.

$$W_I = W_E + W_H + W_P \quad (4.1)$$

여기서, W_I : 기진에너지

W_E : 엔진의 감쇠에너지

W_H : 히스테리시스 감쇠에너지

W_P : 프로펠러의 감쇠에너지

식 (4.1)을 이용하여 크랭크축 선단의 진폭 θ_1 을 구하면[16]

$$\theta_1 = \frac{\pi Q_{ii} \sum \beta_i}{2\pi \varepsilon \omega^2 \sum J_i \beta_i^2 + \sum w_H + 2.356 \times 10^4 \frac{i P_s \alpha_p \alpha \beta_p^2}{N}} \quad [\text{rad}] \quad (4.2)$$

Q_{ii} : i 차 기진토오크, β_i : 크랭크축 선단에 대한 비진폭비,
 ε : 감쇠계수비, ω : 각속도, J_i : 질량 관성모멘트,
 $\sum w_H$: 등가히스테리시스감쇠, P_s : 엔진의 출력,
 α_p : 프로펠러의 감쇠계수, α : 크랭크 각도

크랭크축 선단의 비틀림 진폭 θ_1 과 비틀림 각가속도 $\ddot{\theta}_1$ 의 관계식을 $\ddot{\theta}_1 = -\omega^2 \theta_1$ 과 같이 단순화할 수 있으므로 식 (4.2)의 각 인자에서 비틀림 진폭에 영향을 주는 인자를 도출하여 비틀림 각가속도를 감소시키는 방향을 정립할 수 있다.

4.1.2 각가속도 저감을 위한 인자 선정

식 (4.2)의 각 인자들과 저속 추진 축계의 비틀림진동을 감소시키기 위해 일반적으로 가장 유용하고 경제성이 있는 방법을 고려하여 각가속도 저감을 위한 인자를 다음과 같이 선정하였다.

- 1) 질량관성모멘트 : 튜닝휠, 플라이 휠, 프로펠러
- 2) 스프링상수 : 중간축 직경
- 3) 비틀림 진동댐퍼 : 감쇠

4.2 실험계획법

본 연구에서는 각가속도를 MAN B&W사의 비틀림 진동해석 프로그램과 실험계획법을 적용하여 최적화하는 축계 설계를 수행한다. 실험계획법에 의한 최적설계는 기존의 최적화프로그램으로는 해석하기 어려운 통합최적설계와 다중목적함수 최적설계 분야와 같은 복잡한 시스템의 최적설계 분야에서 좋은 결과를 얻고 있다 [17].

4.2.1 실험계획법

일반적으로 데이터 형태로 얻어지는 반응치(이를 특성치라 부른다)에 대해서 이에 영향을 미치고 있는 원인이 어떻게 관계되어 있는가를 이론적으로 또는 경험적으로 명백히 알아내기는 매우 힘들다. 왜냐하면 일반적으로 특성치에 영향을 미치는 원인이 무수히 많은데다가 원료, 실험장치, 숙련도 등의 차이에서 오는 산포도 있고, 환경조건의 변동, 표본오차(sampling error) 등에 의해서도 영향을 받기 때문이다. 실험계획법(design of experiment, DOE)이란 실험에 대한 계획방법을 의미하는 것으로, 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고, 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것이라고 정의할 수 있다. 따라서 하나의 실험계획을 짰다고 하는 것은 해결하고자 하는 문제에 대하여 인자를 선정하고, 실험방법을 택하였으며, 실험순서를 정하고, 실험 후 얻어지는 데이터에 대한 최적분석방법을 선택하였다는 의미이다. 실험계획법에서 많이 사용되는 데이터의 분석방법으로는 분산분석(analysis of variance), 상관분석(correlation analysis), 회귀분석(regression analysis) 등이 있다[18].

4.2.2 실험계획법의 순서

실험계획법의 실시 순서는

- (1) 문제의 정의 및 기술

- (2) 반응인자(Y)의 선정
- (3) 실험인자(X) 및 수준(level) 선정
- (4) 실험디자인(배치와 순서) 결정
- (5) 실험 실시
- (6) 데이터의 수집 및 분석
- (7) 수학적 모형 및 최적 조건 도출
- (8) 결론

으로 구성된다 [18] [19]. 실험을 계획하고, 이를 실시하여 얻어진 데이터를 분석하며, 그 결과를 실제로 적용시키는 일련의 과정은 일반적으로 다음과 같은 순서에 따른다.

(1) 문제의 정의 및 기술

실험을 통하여 얻고자 하는 목적을 명확히 설정하고 기간, 방법, 실험장비, 인원 등의 실험 전반에 걸친 계획과 내용을 정의하는 단계이다.

(2) 반응인자(반응치, 특성치, Y)의 선정

실험의 목적이 정해지면 그 목적을 달성하기 위하여 이와 직결된 실험의 반응치를 반응인자(특성치)로 택해야 한다. 반응인자란 $Y = F(X_1, X_2, \dots, X_k)$ 에서 Y 에 해당하는 것으로 본 연구에서는 각가속도가 반응인자이다.

(3) 실험인자(X) 및 수준(level) 선정

실험인자란 반응인자에 영향을 줄 수 있는 인자로 실험의 대상으로 선정된 항목이다. 실험인자가 선정되면 실험인자의 수준과 수준수를 선택해야 한다. 본 연구에서는 튜닝휠이 실험인자이고 튜닝휠의 질량관성모멘트(mass moment of inertia, M.O.I.) 크기와 그 크기의 갯수가 실험수준 및 수준수에 해당된다.

(4) 실험디자인(배치와 순서) 결정

실험인자의 수준이 정해지면 다음 단계로 실험을 어떻게 실시할 것인가에 대한 구체적인 계획을 세워야 한다. 어떻게 인자의 수준을 조합시켜 실험할 것이며, 블록(block)의 구성은 어떻게 하고, 실험순서를 위한 랜덤화는 어떻게

할 것인가를 정해 주어야 한다.

(5) 실험 실시

실험배치와 순서가 정해지면 실험하는 방법에 대한 작업표준을 작성하여 이를 충분히 숙지한 후에 실험을 실시한다.

(6) 데이터의 수집 및 분석

실험의 실시로 얻어지는 데이터에 대하여 어떠한 통계적 방법을 사용하여 분석할 것인가를 정하고 그 결과에 대한 분석을 실시하는 단계이다. 분석은 가능하면 그래프화하여 어떤 통계적 분석방법을 사용할 것인가를 결정하는 것이 좋다. 데이터 분석방법으로 많이 사용되는 것은 분산분석, 상관분석, 회귀분석 등이 있다.

(7) 수학적 모형 및 최적 조건 도출

실험결과에 대한 분석을 통해 반응인자와 실험인자간의 관계를 수식(수학적 모형)으로 나타내고 여러 개의 반응인자를 모두 만족시키는 최적조건을 도출해야 한다. 각 반응인자 별로 수학적 모형을 만들었지만 여러 반응인자를 모두 만족시키는 최적조건을 도출하는 것은 쉽지 않다. 따라서 여러 개의 반응인자를 모두 만족시키는 최적조건을 도출하는 방법으로는 반응최적화(response optimization) 방법을 사용한다.

(8) 결론

실험 결과에 대한 해석이 끝나면 반드시 실험에 대한 전반적인 사항을 검토하고 결론에 따른 적절한 조치를 취해야 한다. 반응인자에 영향을 크게 주는 인자를 선별하고 선별된 인자에 대하여 검증을 위한 실험을 실시하고 최적화된 인자를 적용하여 새로운 인자를 도출하고 이를 다시 반복하는 것이다 [18].

실험계획법은 시스템의 특성이 가장 좋게 나타나는 설계변수의 수준을 결정할 목적으로 개발되었지만 1976년 다구찌는 “실험에 의하여 기술정보의 획득 효율을 높여주기 위한 일반적인 기술의 진체”라고 정의하여 기존 실험계획법에 정보관리행위를 포함함으로써 응용범위가 확장되어왔다. 특히 공학적 관점에서 실험계획법은 설계영역 전반의 정보를 제공함으로써 국부적인 민감도보

다는 전역 민감도에 대한 정보를 제공하기 때문에 본 연구에서는 설계영역 탐색에 의한 최적설계로 확대하여 적용한다.

선박용 대형 디젤엔진의 비틀림진동 전용해석 프로그램을 이용하여 해석을 수행하여 각가속도를 구하되 각가속도의 크기는 각가속도에 영향을 미치는 많은 요소들의 상호작용에 의해 그 크기가 변하므로 이들 요소들의 복합적인 영향을 고려해야 한다.

이들 영향요소들을 고려하여 고전적인 실험방법으로 모델을 개발하려면 많은 양의 실험이 필요하며 현실적으로 불가능하나 통계적인 접근 방법에 기본을 둔 다변수 실험계획법(multifactorial experimental design, MED)을 이용하면 실험의 양을 줄이며 모델을 개발하여 각 요소들의 상호작용을 연구할 수 있다 [20].

4.2.3 분산분석

실험계획법에서 가장 많이 사용되는 분석방법은 분산분석으로, 실험에 의하여 얻어지는 데이터의 분석에는 분산분석이 그 밑바탕을 이루고 있다. 분산분석(analysis of variance)이란 특성치의 산포를 제곱합(sum of squares, 이를 변동 또는 자승합이라고도 부른다)으로 나타내고 이 제곱합을 실험과 관련된 요인마다의 제곱합으로 분해하여 오차에 비해 특히 큰 영향을 주는 요인이 무엇인가를 찾아내는 분석방법이다. 각 요인의 제곱합을 그 요인의 자유도로 나누면 그 요인의 제곱평균이 되며 오차분산에 비하여 얼마나 큰가를 검토하게 된다. 따라서 분산분석이란 특성치의 산포를 요인별로 분해하여 어느 요인이 큰 산포를 나타내고 있는가를 규명하는 방법이다.

4.2.4 상관분석

두 변수가 서로 얼마나 영향을 주는지, 수치적으로 분석하는 것을 상관분석(correlation analysis)이라고 한다. 즉, 상관분석을 하면 두 변수가 얼마나 상관있는지 그 크기를 알 수 있으며, 그 결과로 핵심인자 여부를 판단할 수 있다. 만약, 어떤 실험인자(X)와 그 반응인자(Y)의 데이터를 상관분석하여 상

관관계가 있다는 것이 확인되면 그 실험인자를 핵심인자로 선정할 수 있다 [21].

두 확률변수 x 와 y 간의 상관관계를 알고자 할 때에는 두 변량 x, y 에 대한 크기 n 인 확률표본(random sample)을 취한 후, 얻어진 n 개의 데이터

$$(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_n, y_n)$$

으로부터 두 변수간의 관련성을 찾게 된다. 이처럼 두 변수간의 관련성을 연구하는 통계적 분석을 상관분석이라 한다. 이 때 취급되는 n 개의 데이터 $(x_i, y_i), i=1, 2, \dots, n$ 는 서로 독립적이고 또한 동일한 어떤 이변량분포(bivariate distribution)를 따른다고 가정한다 [18].

상관분석의 첫 단계는 데이터의 산포도(scatter diagram)를 그려 보는 것이다. 이 산포도를 만들 때 고려하여야 할 점들은 다음과 같다.

- (1) 점들이 산재해 있는 모양으로부터 x 와 y 사이에 관계가 있을 듯 한지를 검토한다. 또한 양(positive)의 상관인가 음(negative)의 상관인가를 알아본다 (**Fig. 4.1**의 (a)와 (b)).
- (2) x 와 y 가 직선관계인가 곡선관계인가를 살펴본다. **Fig. 4.1**의 (c)처럼 곡선관계인 경우에는 상관계수를 구하는 것이 전혀 의미가 없다.
- (3) 이상한 데이터가 없나를 확인한다. 산포도상에서 이상점의 발생은 데이터의 수집 시 다른 모집단의 표본이 혼입되었거나, 측정이나 계산이 잘못되었거나, 데이터의 기입 등에 착오가 있는 것이다. 이와 같은 이상점이 발견되면 원인을 규명하여 수정하여 주도록 하여야 한다.
- (4) 점들이 뚜렷한데 두 개 또는 그 이상으로 층별되는 경우가 있는가를 검토한다. **Fig. 4.1**의 (e)처럼 두 개의 층으로 나누어지는 경우에는 두 개의 모집단으로부터 얻어진 두 개의 표본이 섞여 있는 것이므로 두 개의 서로 다른 표본으로 취급하여야 한다.

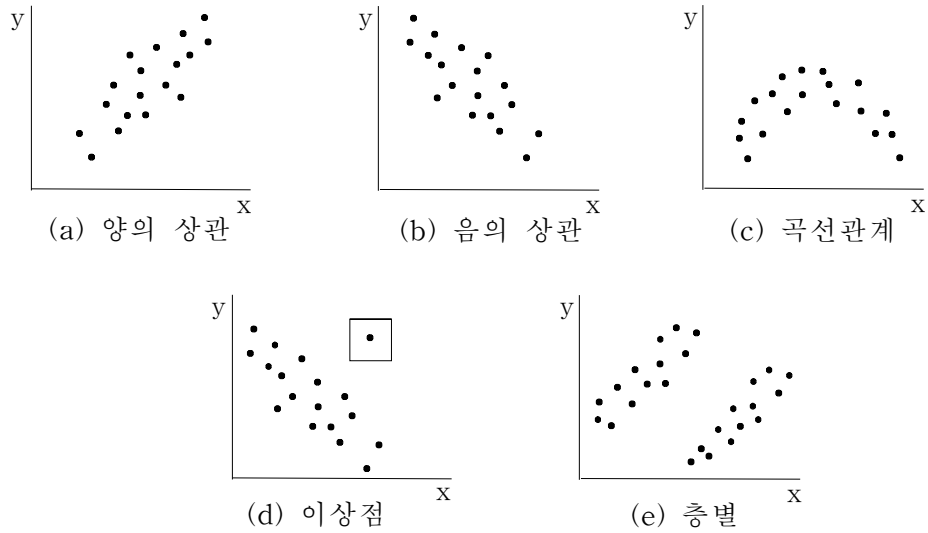


Fig. 4.1 Correlation analysis

4.2.5 회귀분석

상관관계가 있는 여러 실험인자(X)와 그 반응인자(Y)의 관계를 수학적 모형으로 나타내고, 그 변수들간의 관련성을 분석하는 것을 회귀분석(regression analysis)이라 한다. 상관분석에 의해 실험인자와 그 반응인자 사이에 상관관계가 있는 것으로 판명이 되면 회귀분석을 실시하여 $Y=F(X)$ 의 회귀식을 구한다. 회귀분석을 행하는 목적은

- (1) 잠정적인 핵심인자를 찾기 위해서
- (2) 반응인자(Y)값을 추정하고 예상하기 위해서
- (3) 실험인자(Y)값을 최적화하기 위해서
- (4) 어떤 실험인자(X) 값에서 반응인자(Y)가 최적화되는지

를 결정하기 위해서 이고, 회귀분석은 일반적으로 다음의 세 가지로 구분하여 다루어진다.

(1) 단순회귀분석(simple regression analysis) : 독립변수 1개, 종속변수 1개로 이들 사이의 관계가 직선관계(1차 함수)로 가정되는 경우이다.

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + Error$$

(2) 다중회귀분석(multiple regression analysis) : 독립변수 2개 이상이고 종속 변수는 1개로 이들 사이에 1차함수를 가정하는 경우이다.

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \dots + b_k X_k + Error$$

(3) 곡선회귀분석(curvilinear regression analysis) : 독립변수 1개, 종속변수 1개일 때 2차 이상의 고차함수를 가정하는 경우이다. 이 경우에 x 의 값들이 일정한 간격으로 되어 있으면 직교다항식(orthogonal polynomials)을 이용하여 계산하는 것이 편리하다.

$$Y = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_1^2 + Error$$

4.3 실험계획 수립

4.3.1 실험변수

축계의 비틀림 각가속도에 영향을 미치는 설계인자는 여러 인자가 있으나 통상 선형과 엔진기종이 정해지면 튜닝휠, 플라이휠, 추진축의 직경 등과 같이 설계인자가 제한적일 수밖에 없다. 본 연구에서는 축계 최적화 시 가장 많이 사용하는 튜닝휠의 관성모멘트 크기, 플라이휠의 관성모멘트 크기, 비틀림진동 댐퍼의 크기, 중간축의 직경을 실험변수(또는 실험인자)로 선정하였으며 연구의 목적을 위해 프로펠러의 관성모멘트 크기를 실험변수에 추가하였다. 크랭크축 선수단에 설치되는 튜닝휠과 비틀림진동 댐퍼는 동시에 적용할 수 없으므로 실험계획을 튜닝휠과 비틀림진동 댐퍼를 각각 나누어

- (1) 튜닝휠의 관성모멘트 크기, 플라이휠의 관성모멘트 크기, 프로펠러의 관성모멘트 크기, 중간축 강성
- (2) 비틀림진동 댐퍼의 관성모멘트 크기, 플라이휠의 관성모멘트 크기, 프로펠러의 관성모멘트 크기, 중간축 강성

의 두 가지 경우로 나누어서 실시하였다.

4.3.2 실험인자의 수준 결정

본 연구의 실험인자 중 관성모멘트와 강성은 계량인자(quantitative factor, 정량적 변수, 연속형 데이터)이나 비틀림진동댐퍼의 댐핑은 댐퍼의 종류에 따라 댐핑의 크기가 결정되므로 계수인자(qualitative factor, 정성적 변수, 이산형 데이터)로 볼 수 있으나 댐퍼의 댐핑크기를 실험인자로 선정하여 계량인자로 계산하였다.

각 실험인자의 수준(레벨)은 최대, 최소 수준의 2수준으로 나누었다. 튜닝휠이 설치되는 경우, 튜닝휠의 최대크기는 본 연구에서 고려된 MAN B&W사의 5S70MC-C에 장착되는 최대 크기의 튜닝휠에 대한 관성모멘트를, 최소크기는 튜닝휠이 장착되지 않았을 때의 크기로 하였다. 플라이휠의 관성모멘트 크기는 5S70MC-C엔진의 설계사양에 의해 정해진 최대 및 최소크기로 하였다. 프로펠러의 관성모멘트는 본 엔진이 장착된 선박의 프로펠러 관성모멘트의 120%와 80%를 최대, 최소 크기로 하였고 추진축의 강성은 중간축의 스프링 상수만을 변경하여 사용하되 현재 장착된 중간축 강성의 142%와 77%를 각각 최대, 최소 크기로 하였다.

비틀림진동 댐퍼가 설치되는 경우, 비틀림진동 댐퍼의 최대, 최소 크기는 Geislinger사의 스프링댐퍼 중에서 각각 D380 및 D180 진동댐퍼의 댐핑값을 사용하였으며, 이 때 댐퍼의 관성 및 강성은 해당 댐퍼의 관성모멘트와 강성을 사용하였다. 각 실험 인자를 정리하면 **Table 4.1**과 같다. **Table 4.1**의 “Current level”은 각 실험인자의 기준 수준, 즉 현재 설계값을 나타내고 있다.

4.3.3 관성모멘트 변경에 의한 실험계획 수립

튜닝휠이 설치되었을 경우에 대해서는 관성모멘트, 플라이휠 관성모멘트, 중간축 스프링상수, 프로펠러 관성모멘트의 4개 설계변수를 사용하여 실험계획을 수립하였다.

Table 4.2의 설계 변수와 수준에서 설계변수는 4개이고 수준은 2수준이므로 전조합실험(완전요인배치법, full factorial design)을 사용하면, $2^4 = 16$ 번의 해석이 필요하며 부분배치법을 이용하면 그 이하의 수치해석만 수행하면 되지만 해석 기간과 효과를 고려하여 전조합실험을 적용하였다. 해석 순서는 Table 4.3과 같이 16가지로 결정되며 그 결과를 같이 표시하였다. 이와 같은 순서로 수치해석을 수행하면 각 설계변수들이 각가속도에 미치는 영향을 평가할 수 있다.

해석결과는 운전금지구간(barred range)을 제외한 엔진의 최소 운전계산 회전수인 20 rpm 에서 최대 운전 회전수인 94.5 rpm 사이에 대해 최대 비틀림 각가속도를 구하였다. 또한 각가속도의 만족여부와 관계없이 실제 적용할 수 있는지를 판단하기 위해 중간축과 프로펠러축의 비틀림응력이 선급 규정치를 만족하는지에 대한 결과도 표시하였다.

Table 4.1 Factors and its level for T/V calculation

Item	Tuning wheel M.O.I. [kg·m ²]	T/V damper damping [N·m·s/rad]	Flywheel M.O.I. [kg·m ²]	Intermediate shaft stiffness [N·m/rad]	Propeller M.O.I. [kg·m ²]
Current level	-	300,000	14,730	57.1×10 ⁶	106,800
Min. level	0	30,000	13,000	43.9×10 ⁶	85,440
Max. level	60,000	700,000	42,000	81.6×10 ⁶	128,160

Table 4.2 Factors and its level for installation of tuning wheel

Item	Tuning wheel M.O.I. [kg·m ²]	Flywheel M.O.I. [kg·m ²]	Intermediate shaft stiffness [N·m/rad]	Propeller M.O.I. [kg·m ²]
Min. level	0	13,000	43.9×10 ⁶	85,440
Max. level	60,000	42,000	81.6×10 ⁶	128,160

Table 4.3 DOE design and its result for tuning wheel

Case	Input				Output		
	Tuning wheel M.O.I.	Fly- wheel M.O.I.	Inter. shaft stiffness	Propeller M.O.I.	Fore-max acceleration	Aft-max acceleration	Stress on shaft
1-1	0	13,000	43.9×10 ⁶	85,440	24.8	25.0	N
1-2	0	13,000	43.9	128,160	24.8	24.9	N
1-3	0	13,000	81.6	85,440	27.0	26.8	N
1-4	0	13,000	81.6	128,160	26.4	26.7	N
1-5	0	42,000	43.9	85,440	22.0	20.2	N
1-6	0	42,000	43.9	128,160	22.0	20.0	N
1-7	0	42,000	81.6	85,440	20.0	19.0	N
1-8	0	42,000	81.6	128,160	20.0	18.9	N
1-9	60,000	13,000	43.9	85,440	18.6	19.0	N
1-10	60,000	13,000	43.9	128,160	18.6	18.9	N
1-11	60,000	13,000	81.6	85,440	19.5	19.5	OK
1-12	60,000	13,000	81.6	128,160	19.2	19.3	N
1-13	60,000	42,000	43.9	85,440	15.3	15.3	OK
1-14	60,000	42,000	43.9	128,160	15.2	15.2	N
1-15	60,000	42,000	81.6	85,440	16.2	15.8	OK
1-16	60,000	42,000	81.6	128,160	16.0	15.7	N

4.3.4 감쇠 변경에 의한 실험계획 수립

비틀림진동 댐퍼가 설치되었을 경우에 대해서는 비틀림진동 댐퍼의 댐핑, 플라이휠 관성모멘트, 중간축 스프링상수, 프로펠러 관성모멘트의 4개 설계변수를 사용하여 실험계획을 수립하였다.

감쇠변경에 의한 실험에서도 마찬가지로 2수준, 4개의 설계변수로 관성모멘트 변경에 의한 실험과 동일하게 계획을 수립하였다. **Table 4.4**는 4개의 설계변수와 수준을 표시한 것이며 **Table 4.5**는 전조합실시법에 의한 실험순서와 각가속도 결과이다.

Table 4.4 Factors and its level for installation of T/V damper

Item	T/V damper damping [$N \cdot m \cdot s / rad$]	Flywheel M.O.I. [$kg \cdot m^2$]	Intermediate shaft stiffness [$N \cdot m / rad$]	Propeller M.O.I. [$kg \cdot m^2$]
Min. level	30,000	13,000	43.9×10^6	85,440
Max. level	700,000	42,000	81.6×10^6	128,160

Table 4.5 DOE design and its result for T/V Damper

Case	Input				Output		
	T/V damper damping	Fly-wheel M.O.I.	Inter. shaft stiffness	Propeller M.O.I.	Fore-max acceleration	Aft-max acceleration	Stress on shaft
2-1	30,000	13,000	43.9×10 ⁶	85,440	22.6	23.0	N
2-2	30,000	13,000	43.9	128,160	22.5	22.8	N
2-3	30,000	13,000	81.6	85,440	24.8	24.6	N
2-4	30,000	13,000	81.6	128,160	24.2	24.5	N
2-5	30,000	42,000	43.9	85,440	17.0	16.3	N
2-6	30,000	42,000	43.9	128,160	16.9	16.3	N
2-7	30,000	42,000	81.6	85,440	17.8	17.2	N
2-8	30,000	42,000	81.6	128,160	17.8	17.0	N
2-9	700,000	13,000	43.9	85,440	18.3	18.7	OK
2-10	700,000	13,000	43.9	128,160	18.1	18.6	OK
2-11	700,000	13,000	81.6	85,440	20.4	20.3	OK
2-12	700,000	13,000	81.6	128,160	19.9	20.0	OK
2-13	700,000	42,000	43.9	85,440	16.3	15.5	OK
2-14	700,000	42,000	43.9	128,160	16.1	15.5	OK
2-15	700,000	42,000	81.6	85,440	17.5	16.3	OK
2-16	700,000	42,000	81.6	128,160	17.2	16.1	OK

제 5 장 해석 결과 분석 및 각가속도 저감 방안

5.1 튜닝휠 설치 시 비틀림진동 해석 결과

5.1.1 해석 결과 분석

Fig. 5.1 ~ Fig. 5.16 은 튜닝휠 설치 시 크랭크축에 설치된 엔진의 선수, 선미 측 평형추를 구동하는 볼러 체인 스프로킷 휠에서의 비틀림 각가속도를 구한 것이다. 최대 비틀림각가속도는 운전금지구간을 제외한 범위에서 구한 것으로 주로 최대운항속도 근처에서 최대치를 나타낸다. 따라서 각 영향요소 별로 비틀림 각가속의 크기를 비교해 보면, 최대 크기의 튜닝휠과 플라이휠이 장착되었을 때 각가속도가 가장 낮은 값을 나타내고 축계의 비틀림 응력도 선급 규정치를 만족하는 것으로 나타났다. 최대 크기의 튜닝휠과 최소크기의 플라이휠 또는 최소 크기의 튜닝휠(미설치)과 최대크기의 플라이휠이 설치되는 경우는 각가속도가 Limit 1 을 초과하며 최소 크기의 튜닝휠(튜닝휠 미설치)과 플라이휠이 설치되는 경우 각가속도가 Limit 2 를 초과할 뿐만 아니라 축계의 응력도 선급 규정치를 초과하였다.

5.1.2 상관분석 결과

선수 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계 인자에 대한 상관분석 결과(**Table 5.1** 참조), 튜닝휠 모멘트에 대해서 상관계수가 $|r| > 0.7$ 이고 P-값이 유의수준 ($\alpha = 0.05$)보다 작으므로 대립가설(對立假說, alternative hypothesis)이 채택된다. 즉, 튜닝휠의 모멘트와 각가속도는 음의 강한 상관 관계를 갖는다. 이는 튜닝휠의 모멘트가 각가속도의 크기에 많은 영향을 끼치므로 튜닝휠의 크기를 조정하는 것이 각가속도의 크기를 조절하는데 가장 효과적이다.

플라이휠 모멘트에 대해서 P-값이 유의수준 ($\alpha = 0.05$)보다 작으므로 대립가설이 채택되나 상관계수가 $0.4 \leq |r| \leq 0.7$ 이므로 약한 상관 관계를 갖는다.

따라서 회귀분석에 의해 사용여부를 결정할 수 있다.

중간축의 스프링상수와 프로펠러의 모멘트는 P-값이 유의수준보다 작으므로 귀무가설(歸無假說, null hypothesis)이 채택된다(대립가설 기각). 즉, 선수축 평형추 절점에서의 각가속도에 대한 상관관계가 거의 없다.

선미 축 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계 인자에 대한 상관분석 결과(Table 5.2 참조), 튜닝휠 모멘트와 플라이휠 모멘트에 대해서 상관계수가 $0.4 \leq |r| \leq 0.7$ 이고 P-값이 유의수준 ($\alpha = 0.05$)보다 작으므로 대립가설이 채택되거나 약한 상관 관계를 갖는다. 따라서 회귀분석에 의해 사용여부를 결정할 수 있다.

Table 5.1 Correlation analysis for factors to angular acceleration of fore-moment compensator in case of tuning wheel

Item	Tuning wheel moment M_{FTW}	Flywheel moment M_{FFW}	Intermediate shaft stiffness k_{FIS}	Propeller moment M_{FPP}
Correlation r	-0.811	-0.540	0.050	-0.020
P-Value	0.000	0.031	0.853	0.941
Result	Accept	Reject	Reject	Reject

Table 5.2 Correlation analysis for factors to angular acceleration of after-moment compensator in case of tuning wheel

Item	Tuning wheel moment M_{FTW}	Flywheel moment M_{FFW}	Intermediate shaft stiffness k_{FIS}	Propeller moment M_{FPP}
Correlation r	-0.711	-0.664	0.053	-0.017
P-Value	0.002	0.005	0.845	0.951
Result	Accept	Accept	Reject	Reject

선수 측과 선미 측에서의 각가속도에 대한 상관분석 결과를 비교하면 튜닝 휠의 모멘트가 선수·선미 측의 각가속도에 가장 큰 상관관계를 가지고 플라이 휠의 모멘트는 튜닝휠의 모멘트보다는 상관관계가 약간 낮게 나타난다.

5.1.3 회귀분석 결과

선수 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도 α_F 에 대한 4개의 설계인자에 대한 회귀분석 결과는 다음과 같다.

$$\alpha_F = 26.9 - 0.101 \times 10^{-3} M_{FTW} - 0.139 \times 10^{-3} M_{FFW} + 0.099 k_{FS} - 4.0 \times 10^{-6} M_{FPP} \quad (5.1)$$

No	예측변수	계수	SE 계수	t	P
(a)	상수	26.943	1.584	17.01	0.000
(b)	M_{FTW}	-0.10083×10^{-3}	8.18×10^{-6}	-12.33	0.000
(c)	M_{FFW}	-0.13879×10^{-3}	16.92×10^{-6}	-8.20	0.000
(d)	k_{FIS}	0.0995	0.1302	0.76	0.461
(e)	M_{FPP}	-3.51×10^{-6}	11.49×10^{-6}	-0.31	0.766

$$S = 0.981848, \quad R^2 = 95.2\%, \quad R^2(\text{수정}) = 93.5\% \quad (5.2)$$

회귀분석을 하면 4개의 설계변수와 각가속도의 관련성을 회귀방정식인 식 (5.1)과 같이 식으로 나타낼 수 있다. 즉, 여러 설계변수가 복합적인 영향이 있을 때, 그 영향정도를 계수로, 설계변수의 유효성 여부는 P-값에 의해 판단 수 있다. 여기서 SE계수는 표준오차(standard error)를 나타내고 t값은 회귀식의 계수에 대한 t-검정으로 t값이 높은 변수일수록 각가속도를 설명하는데 공헌도가 크다. S는 오차(error)값의 산포 즉, F값에서 추정치(fits)를 뺀 값의 표준편차이다. 결정계수(coefficient of determination) R^2 은 총변동 중에서 회

귀선에 의하여 설명되는 변동이 차지하는 비율로서 값의 범위는 $0 \leq R^2 \leq 1$ 이며 만약 모든 측정값들이 회귀선상에 위치한다면 $R^2=1$ 이 된다. R^2 (수정)은 우수한 예측변수의 선정에 유용하도록 고안된 통계량으로 무의미한 변수를 설명변수로 사용했을 때를 고려한 조정변수이다.

식 (5.2)의 R^2 이 65% 이상이므로 회귀식 (5.1)은 적합하다고 판단할 수 있으며 전체 변동 중에서 회귀식에 의해 설명되는 변동이 95.2%로 매우 높은 편이다. 선수 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계인자에 대해 상기 표에서 (a)~(e)의 P-값을 보면 상수와 튜닝휠·플라이휠의 모멘트 인자에 대해서만 P-값이 유의수준보다 작으므로 세 인자만을 각가속도 조정을 위해 사용할 수 있으며 식 (5.1)은 다음과 같이 된다.

$$\alpha_F = 26.9 - 0.101 \times 10^{-3} M_{FTW} - 0.139 \times 10^{-3} M_{FFW} \quad (5.3)$$

식 (5.3)에 의해 튜닝휠·플라이휠의 모멘트 값으로 선수 측 스포프로킷 휠에서의 각가속도를 구할 수 있다.

선미 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도 α_A 에 대한 4개의 설계인자에 대한 회귀분석 결과는 다음과 같다. 회귀 방정식은,

$$\alpha_A = 27.1 - 0.089 \times 10^{-3} M_{ATW} - 0.172 \times 10^{-3} M_{AFW} + 0.106 k_{AIS} - 3.0 \times 10^{-6} M_{APP} \quad (5.4)$$

No	예측변수	계수	SE 계수	T	P
(a)	상수	27.076	1.643	16.48	0.000
(b)	M_{ATW}	-0.08917×10^{-3}	8.49×10^{-6}	-10.51	0.000
(c)	M_{AFW}	-0.17241×10^{-3}	17.56×10^{-6}	-9.82	0.000
(d)	k_{AIS}	0.1061	0.1350	0.79	0.449
(e)	M_{APP}	-2.93×10^{-6}	11.92×10^{-6}	-0.25	0.811

$$S = 1.01824, \quad R^2 = 95.0\%, \quad R^2(\text{수정}) = 93.1\% \quad (5.5)$$

식 (5.5)의 R^2 이 65% 이상이므로 회귀식 (5.4) 는 적합하다고 판단할 수 있으며 전체 변동 중에서 회귀식에 의해 설명되는 변동이 95.0%로 매우 높은 편이다. 선미 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계인자에 대해 상기 표에서 (a)~(e)의 P-값을 보면 상수와 튜닝휠·플라이휠의 모멘트 인자에 대해서만 P-값이 유의수준보다 작으므로 세 인자만을 각가속도 조정을 위해 사용할 수 있으며 식 (5.4) 는 다음과 같이 된다.

$$\alpha_A = 27.1 - 0.089 \times 10^{-3} M_{ATW} - 0.172 \times 10^{-3} M_{AFW} \quad (5.6)$$

식 (5.6)에 의해 튜닝휠·플라이휠의 모멘트 값을 이용하여 선미 측 스프로킷 휠에서의 각가속도를 구할 수 있다.

5.2 비틀림진동 댐퍼 설치 시 비틀림진동 해석 결과

5.2.1 해석 결과 분석

Fig. 5.17 ~ Fig. 5.32 는 비틀림진동 댐퍼 설치 시 크랭크축에 설치된 엔진의 선수, 선미 측 평형추를 구동하는 롤러 체인 스프로킷 휠에서의 비틀림 각가속도를 구한 것이다. 최대 비틀림각가속도는 운전금지구간을 제외한 범위에서 구한 것으로 주로 최대운항속도 근처에서 최대치를 나타낸다. 따라서 각 영향요소 별로 비틀림 각가속의 크기를 비교해 보면, 최대 크기의 댐퍼과 플라이휠이 장착되었을 때 각가속도가 가장 낮은 값을 나타내고 있거나 최대 크기의 튜닝휠과 플라이휠의 경우보다 선미 측의 각가속도가 다소 높게 나타난다. 최대 크기의 댐퍼과 최소크기의 플라이휠 또는 최소 크기의 댐퍼와 최대 크기의 플라이휠이 설치되는 경우는 각가속도가 Limit 1 를 초과하며 최소 크기의 댐퍼와 플라이휠이 설치되는 경우 각가속도가 Limit 2 를 초과할 뿐만 아니라 축계의 응력도 선급 규정치를 초과하였다.

5.2.2 상관분석 결과

선수 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계 인자에 대한 상관분석 결과(**Table 5.3** 참조), 플라이휠의 모멘트에 대해서 상관관계수가 이고 P-값이 유의수준 ($\alpha=0.05$)보다 작으므로 대립가설이 채택된다. 즉, 플라이휠의 모멘트와 각가속도는 음의 강한 상관 관계를 갖는다. 이는 플라이휠의 모멘트가 각가속도의 크기에 많은 영향을 끼치므로 플라이휠의 크기를 조정하는 것이 각가속도의 크기를 조절하는데 가장 효과적이라는 것이다.

비틀림댐퍼의 댐핑, 중간축의 스프링상수 및 프로펠러의 모멘트는 P-값이 유의수준보다 작으므로 귀무가설이 채택된다(대립가설 기각). 즉, 선수 측 평형추 절점에서의 각가속도에 대한 상관관계가 거의 없다.

Table 5.3 Correlation analysis for factors to angular acceleration of fore-moment compensator in case of T/V damper

Item	T/V damper damping d_{FTV}	Flywheel moment M_{FFW}	Intermediate shaft stiffness k_{FIS}	Propeller moment M_{FPP}
Correlation r	-0.449	-0.775	0.267	-0.045
P-Value	0.081	0.000	0.317	0.868
Result	Reject	Accept	Reject	Reject

선미 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계 인자에 대한 상관분석 결과(**Table 5.4** 참조), 플라이휠의 모멘트에 대해서 상관관계수가 $|r| > 0.7$ 이고 P-값이 유의수준 ($\alpha=0.05$)보다 작으므로 대립가설이 채택된다. 즉, 플라이휠의 모멘트와 각가속도는 음의 강한 상관 관계를 갖는다. 이는 플라이휠의 모멘트가 각가속도의 크기에 많은 영향을 끼치므로 플라

이 휠의 크기를 조정하는 것이 각가속도의 크기를 조절하는데 가장 효과적이라는 것이다.

비틀림댐퍼의 댐핑, 중간축의 스프링상수 및 프로펠러의 모멘트는 P-값이 유의수준보다 작으므로 귀무가설이 채택된다(대립가설 기각). 즉, 선미 측 평형추 절점에서의 각가속도에 대한 상관관계가 거의 없다.

선수 측과 선미 측에서의 각가속도에 대한 상관분석 결과를 비교하면 튜닝 휠의 모멘트가 선수·선미 측의 각가속도에 가장 큰 상관관계를 가지고 플라이 휠의 모멘트는 튜닝 휠의 모멘트보다는 상관관계가 약간 낮게 나타난다.

Table 5.4 Correlation analysis for factors to angular acceleration of after-moment compensator in case of T/V damper

Item	T/V damper damping d_{ATV}	Flywheel moment M_{AFW}	Intermediate shaft stiffness k_{AIS}	Propeller moment M_{APP}
Correlation r	-0.413	-0.844	0.186	-0.022
P-Value	0.112	0.000	0.491	0.936
Result	Reject	Accept	Reject	Reject

5.2.3 회귀분석 결과

선수 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도 a_F 에 대한 4개의 설계인자에 대한 회귀분석 결과는 다음과 같다. 회귀 방정식은,

$$a_F = 22.8 - 4.0 \times 10^{-6} d_{FTV} - 0.147 \times 10^{-3} M_{FFW} + 0.391 k_{FIS} - 6.0 \times 10^{-6} M_{FPP} \quad (5.7)$$

No	예측변수	계수	SE 계수	T	P
(a)	상수	22.785	1.899	12.00	0.000
(b)	d_{FTV}	-3.69×10^{-6}	0.88×10^{-6}	-4.22	0.000
(c)	M_{FFW}	-0.14741×10^{-3}	20.24×10^{-6}	-7.28	0.000
(d)	k_{FIS}	0.3912	0.1557	2.51	0.029
(e)	M_{FPP}	-5.85×10^{-6}	13.74×10^{-6}	-0.43	0.678

$$S = 1.17396, \quad R^2 = 87.5\%, \quad R^2(\text{수정}) = 83.0\% \quad (5.8)$$

식 (5.8)의 R^2 이 65% 이상이므로 회귀식 (5.7)은 적합하다고 판단할 수 있으며 전체 변동 중에서 회귀식에 의해 설명되는 변동이 87.5%로 다소 높은 편이다. 선수 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계인자에 대해 상기 표에서 (a)~(e)의 P-값을 보면 상수, 댐퍼의 댐핑, 플라이휠의 모멘트 및 중간축의 스프링상수 인자에 대해서만 P-값이 유의수준보다 작으므로 네 인자만을 각가속도 조정을 위해 사용할 수 있으며 식 (5.7)은 다음과 같이 된다.

$$\alpha_F = 22.8 - 4.0 \times 10^{-6} d_{FTV} - 0.147 \times 10^{-3} M_{FFW} + 0.391 k_{FIS} \quad (5.9)$$

식(5.9)에 의해 댐핑, 플라이휠의 모멘트 값, 중간축의 스프링상수 값으로 선수 측 스프로킷 휠에서의 각가속도를 구할 수 있다.

선미 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도 α_A 에 대한 4개의 설계인자에 대한 회귀분석 결과는 다음과 같다. 회귀 방정식은,

$$\begin{aligned} \alpha_A = & 23.8 - 4.0 \times 10^{-6} d_{ATV} \\ & - 0.182 \times 10^{-3} M_{AFW} + 0.308 k_{AIS} - 3.0 \times 10^{-6} M_{APP} \end{aligned} \quad (5.10)$$

No	예측변수	계수	SE 계수	T	P
(a)	상수	23.751	1.746	13.61	0.000
(b)	d_{ATV}	-3.86×10^{-6}	0.81×10^{-6}	-4.80	0.001
(c)	M_{AFW}	-0.18233×10^{-3}	18.61×10^{-6}	-9.80	0.000
(d)	k_{AIS}	0.3084	0.1431	2.15	0.054
(e)	M_{APP}	-3.22×10^{-6}	12.63×10^{-6}	-0.25	0.804

$$S = 1.07922, \quad R^2 = 91.8\%, \quad R^2(\text{수정}) = 88.9\% \quad (5.11)$$

식 (5.11)의 R^2 이 65% 이상이므로 회귀식 (5.10)은 적합하다고 판단할 수 있으며 전체 변동 중에서 회귀식에 의해 설명되는 변동이 91.8%로 매우 높은 편이다. 선미 측 평형추에서의 크랭크축 절점의 비틀림 각가속도에 대한 4개의 설계인자에 대해 상기 표에서 (a)~(e)의 P-값을 보면 상수, 댐퍼의 댐핑 및 플라이휠의 모멘트 인자에 대해서만 P-값이 유의수준보다 작으므로 세 인자만을 각가속도 조정을 위해 사용할 수 있으며 식 (5.10)은 다음과 같이 된다.

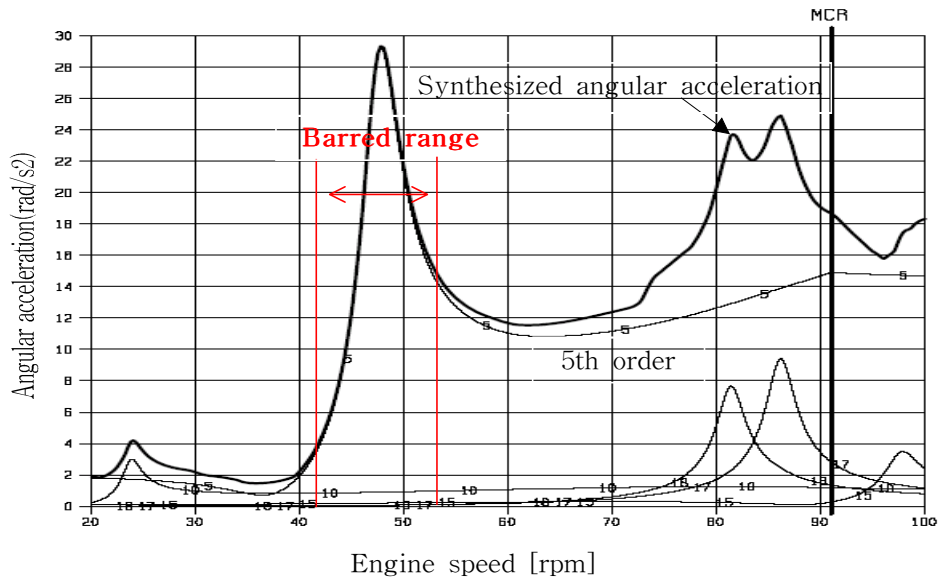
$$\alpha_A = 23.8 - 4.0 \times 10^{-6} d_{ATV} - 0.147 \times 10^{-3} M_{AFW} \quad (5.12)$$

식 (5.12)에 의해 댐퍼의 댐핑, 플라이휠의 모멘트 값으로 선미 측 스프로킷 휠에서의 각가속도를 구할 수 있다.

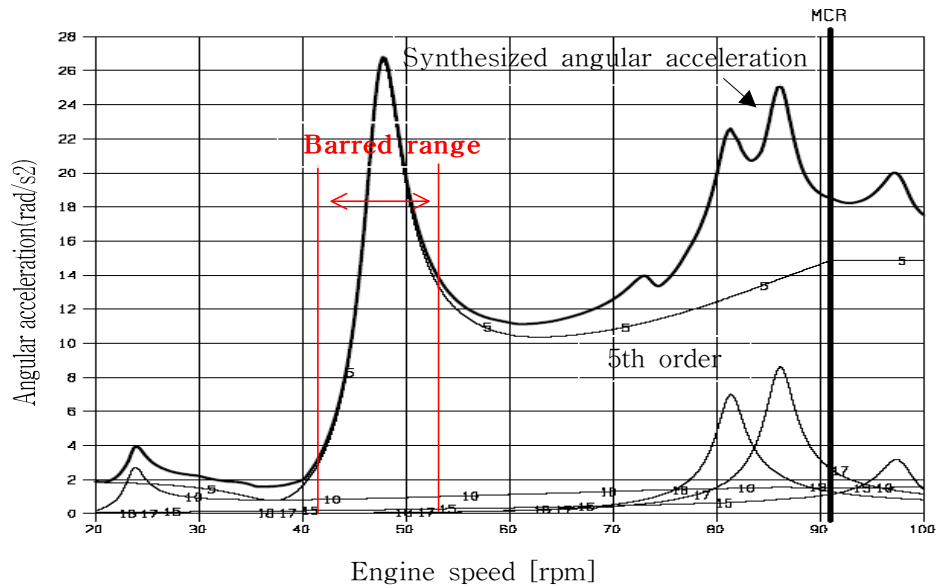
5.3 비틀림 각가속도 저감 방안

엔진으로부터 발생하는 2차 자유모멘트를 최소화하기 위해 엔진의 선수·선미 양측에 설치된 평형추를 구동시키는 롤러 체인 스프로킷 휠에서의 각가속도를 가장 많이 저감시키는 방법으로 튜닝휠 또는 비틀림진동 댐퍼를 설치하거나 플라이휠을 포함하여 이들 부품의 크기를 키우는 방법이다. 그러나 상관분석에 의하면 대용량의 튜닝휠과 플라이휠을 적용하는 것이 가장 효과적인 방법으로 나타났다.

또한 경제적인 측면이나 유지보수 측면에서도 비틀림진동 댐퍼보다는 튜닝휠을 적용하는 것이 훨씬 많은 장점을 가지고 있다.

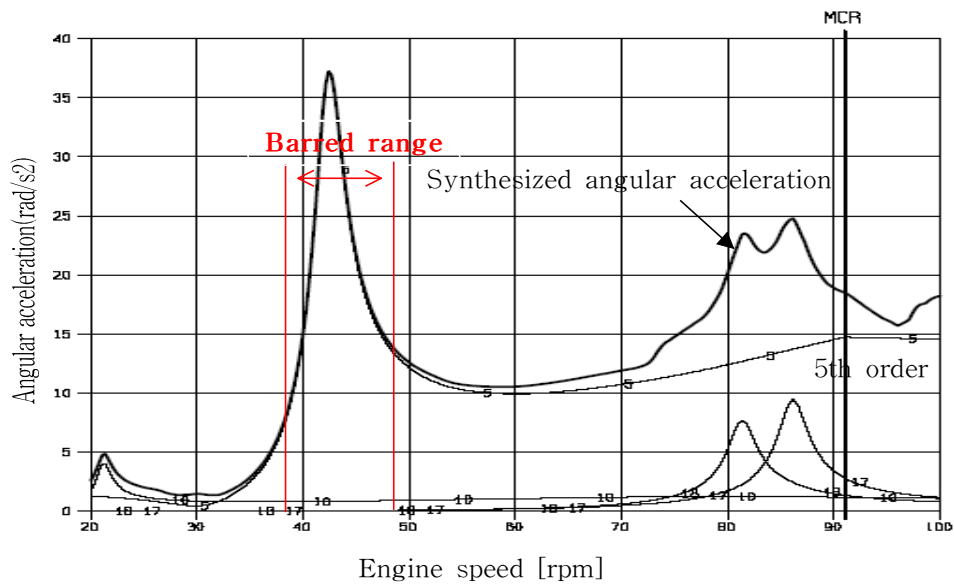


(a) On the fore-moment compensator (24.8 rad/s^2)

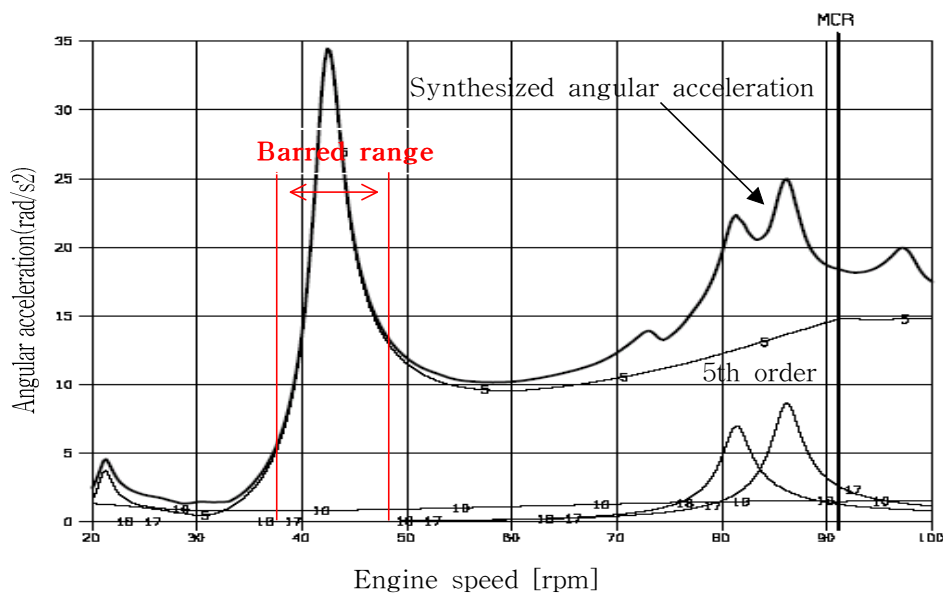


(b) On the after-moment compensator (25.0 rad/s^2)

Fig. 5.1 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-1]

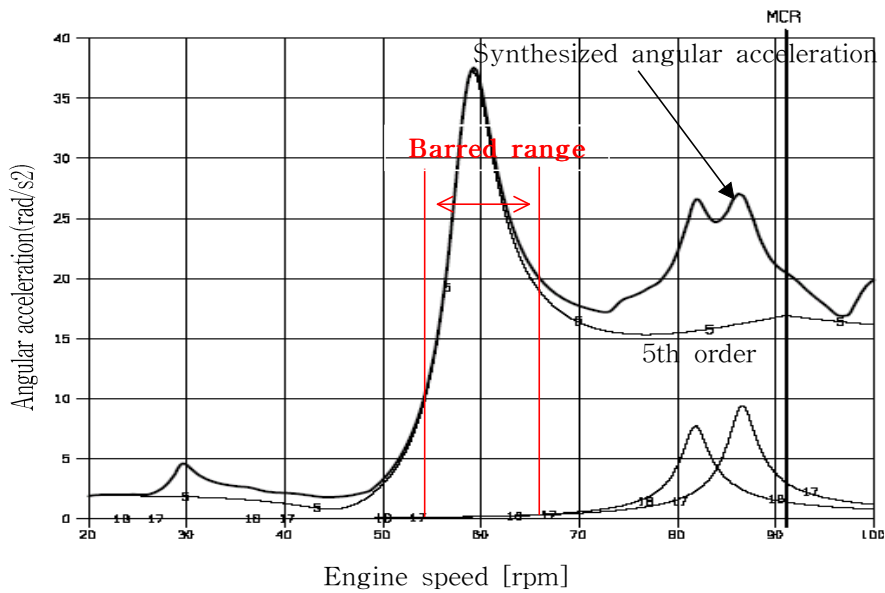


(a) On the fore-moment compensator (24.8 rad/s^2)

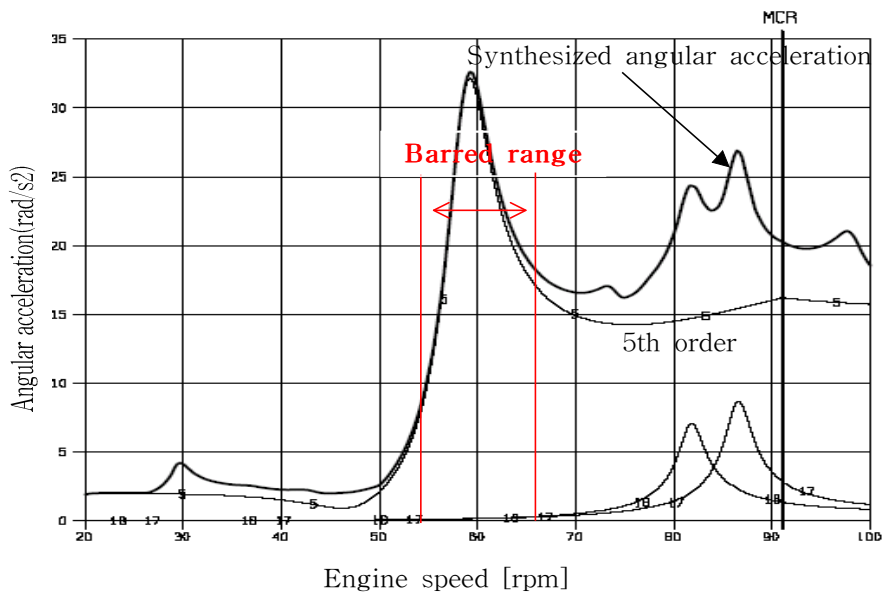


(b) On the after-moment compensator (24.9 rad/s^2)

Fig. 5.2 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-2]

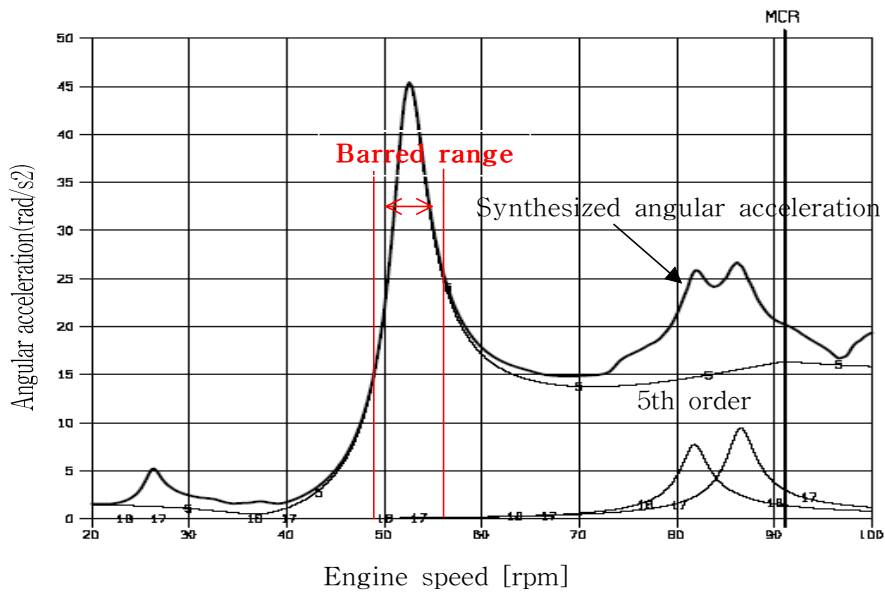


(a) On the fore-moment compensator (27.0 rad/s^2)

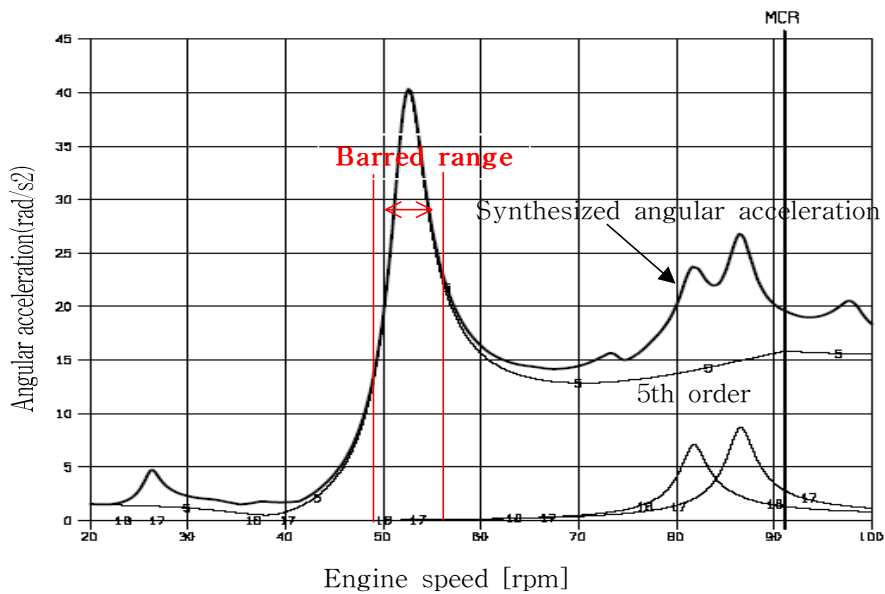


(b) On the after-moment compensator (26.8 rad/s^2)

Fig. 5.3 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-3]

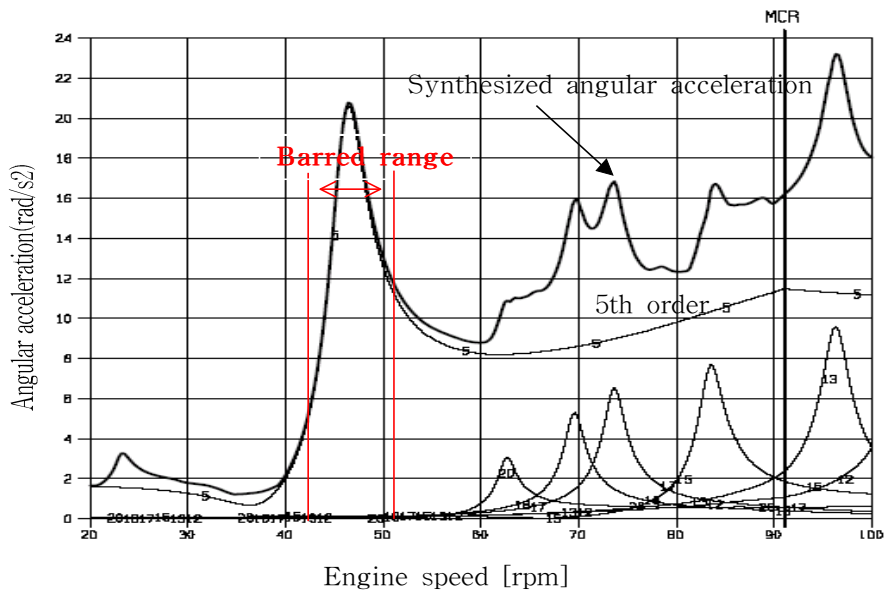


(a) On the fore-moment compensator (26.4 rad/s^2)

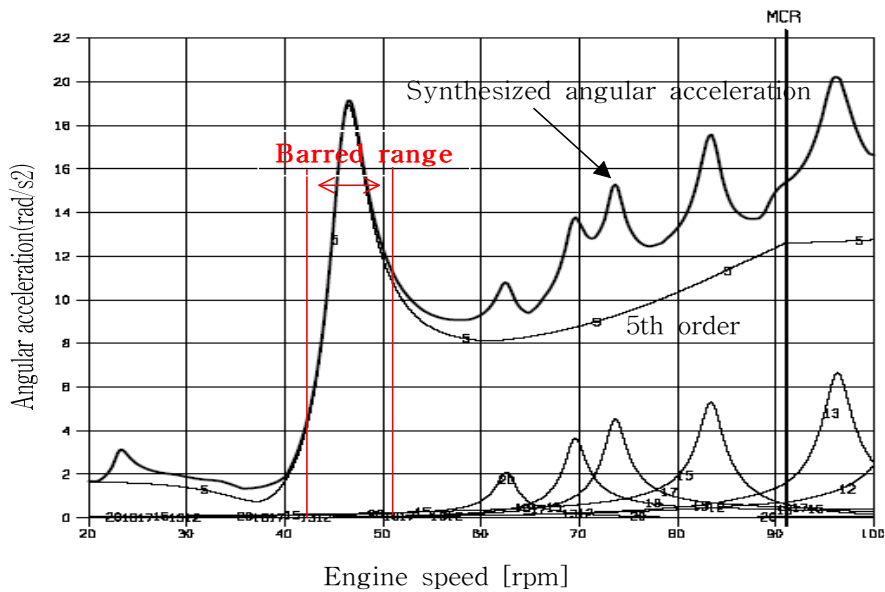


(b) On the after-moment compensator (26.7 rad/s^2)

Fig. 5.4 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 12860) [Case 1-4]

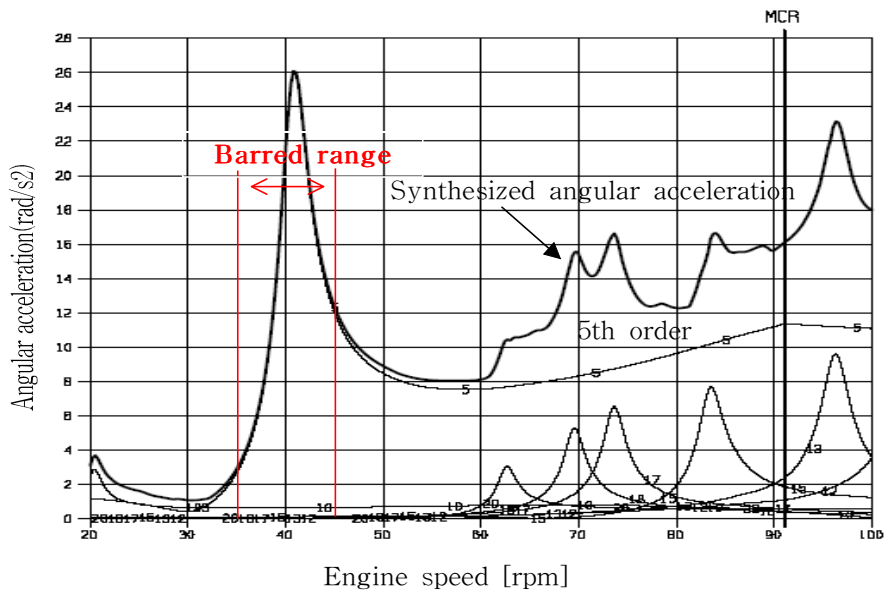


(a) On the fore-moment compensator (22.0 rad/s^2)

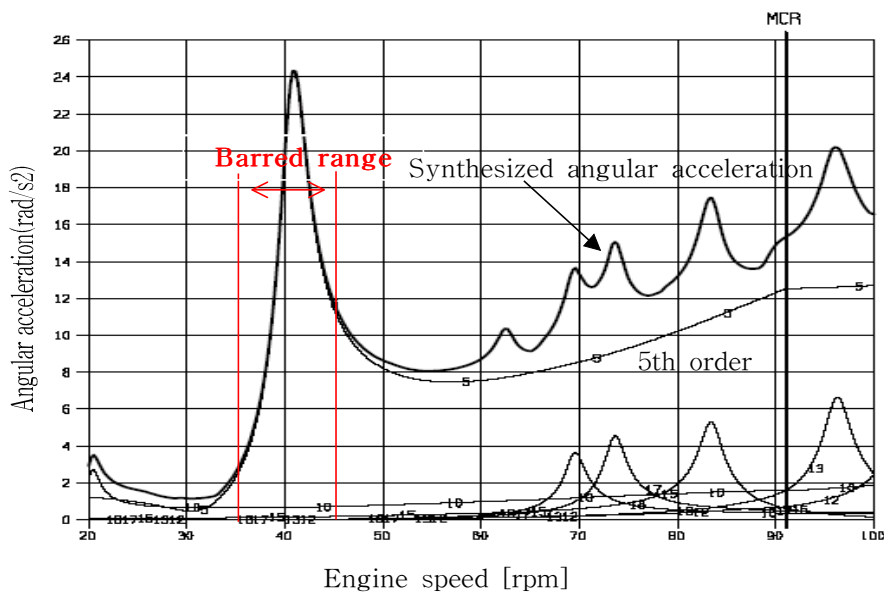


(b) On the after-moment compensator (20.2 rad/s^2)

Fig. 5.5 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 42000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-5]

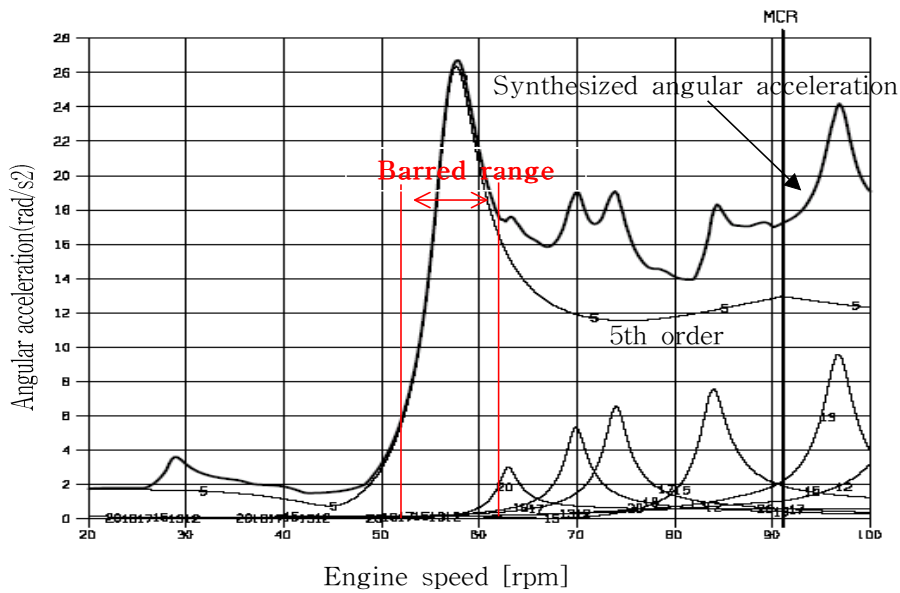


(a) On the fore-moment compensator (22.0 rad/s^2)

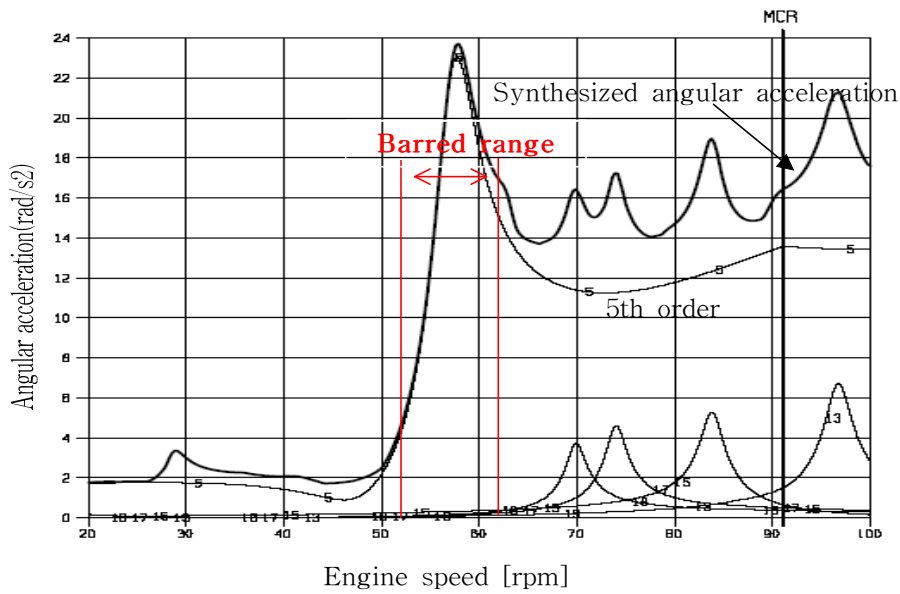


(b) On the after-moment compensator (20.0 rad/s^2)

Fig. 5.6 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-6]

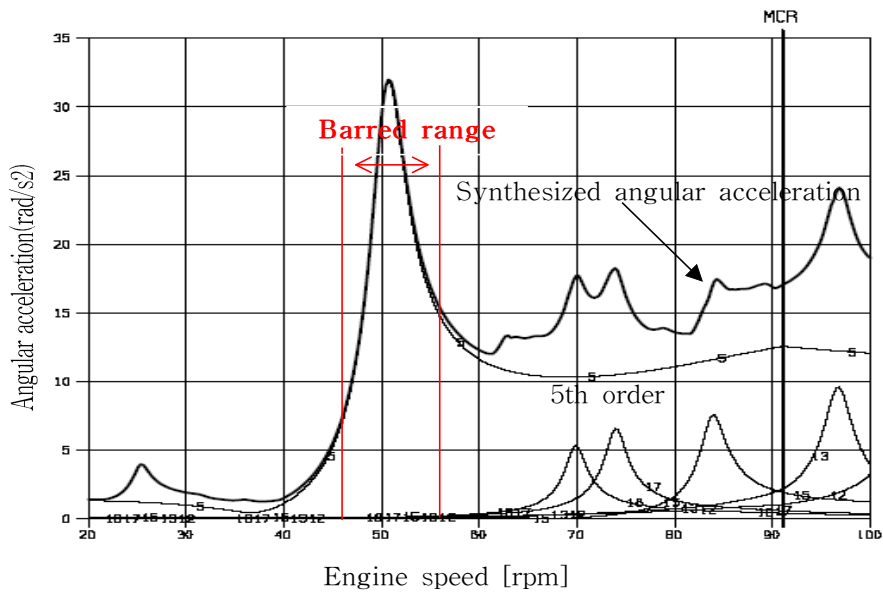


(a) On the fore-moment compensator (20.0 rad/s^2)

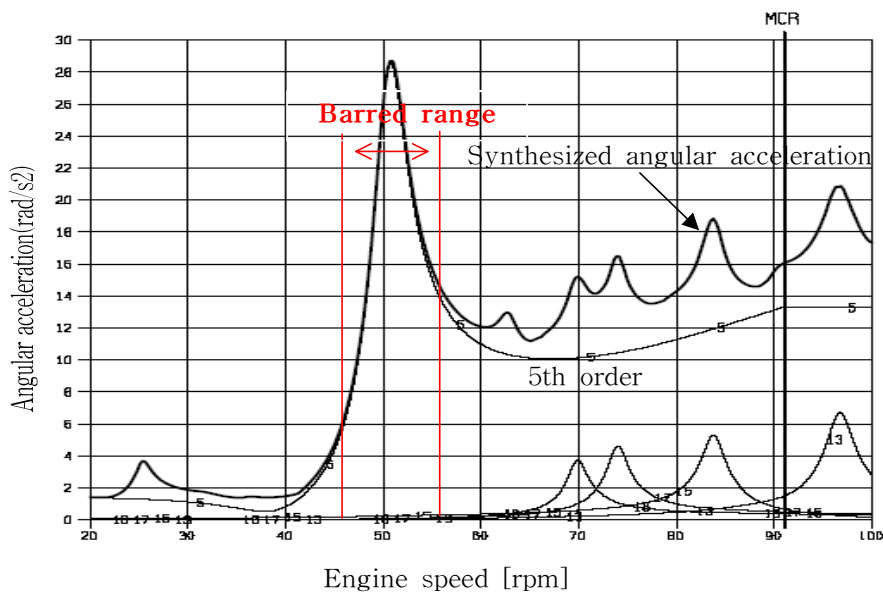


(b) On the after-moment compensator (19.0 rad/s^2)

Fig. 5.7 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 42000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-7]

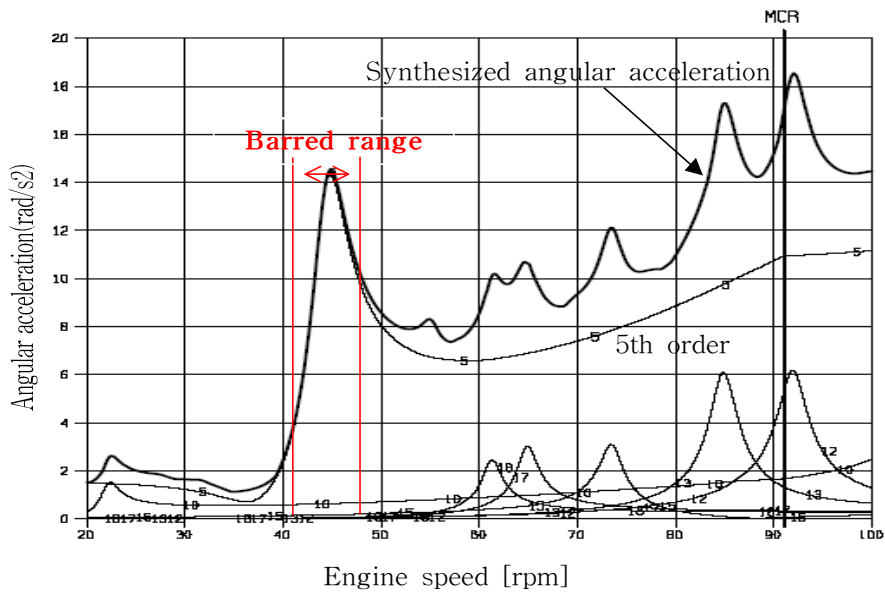


(a) On the fore-moment compensator (20.0 rad/s^2)

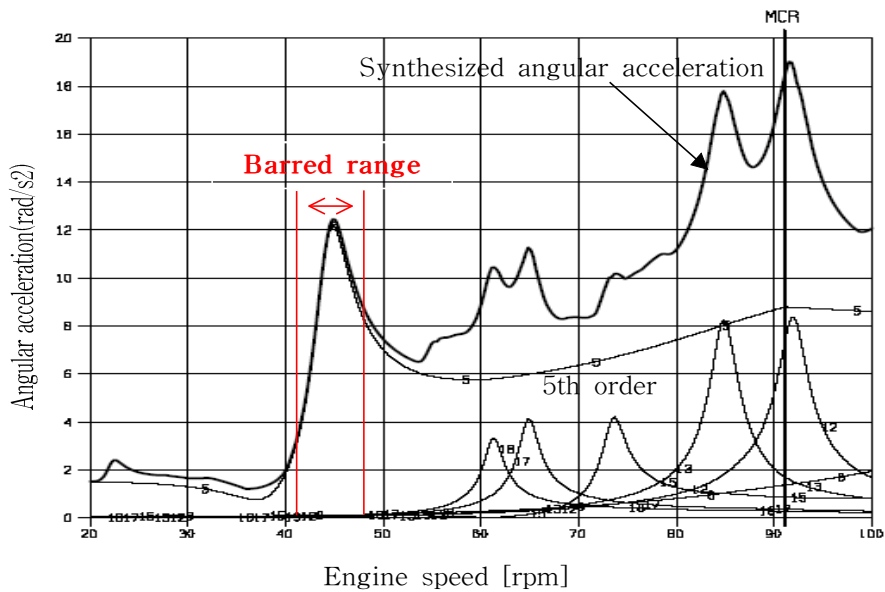


(b) On the after-moment compensator (18.9 rad/s^2)

Fig. 5.8 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 0, F/W : 42000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-8]

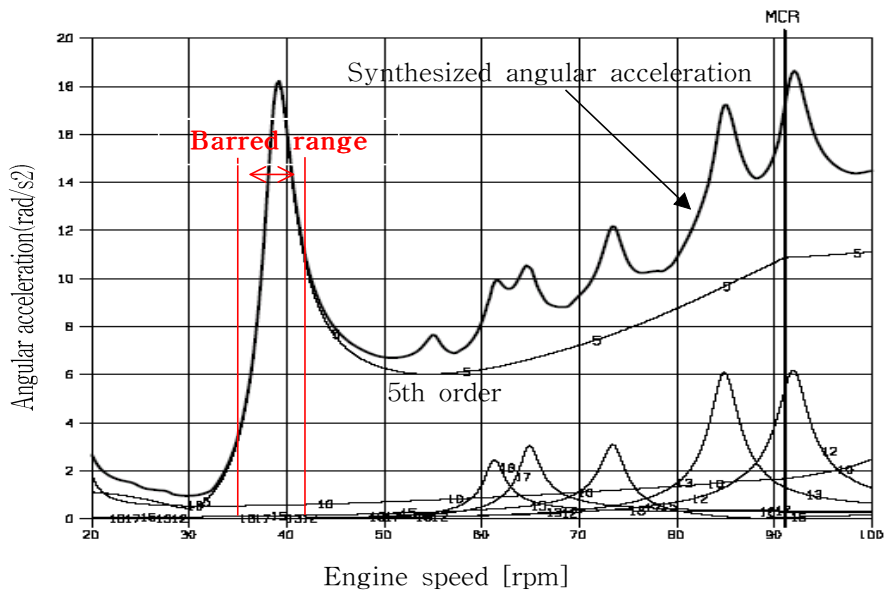


(a) On the fore-moment compensator (18.6 rad/s^2)

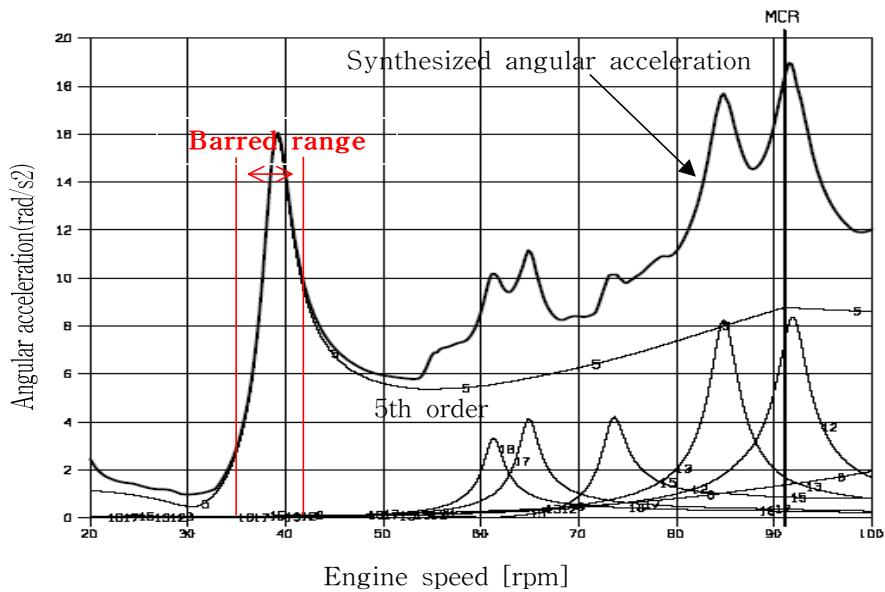


(b) On the after-moment compensator (19.0 rad/s^2)

Fig. 5.9 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-9]

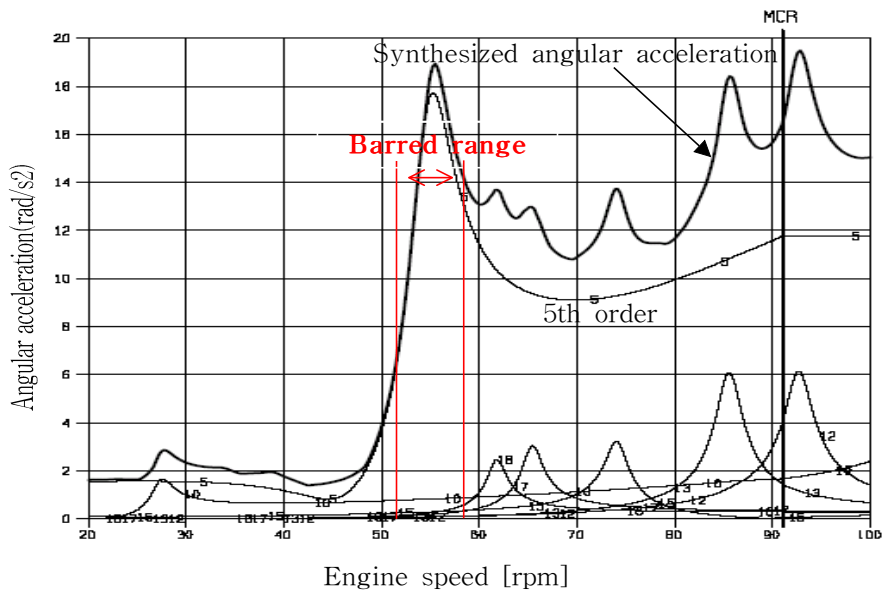


(a) On the fore-moment compensator (18.6 rad/s^2)

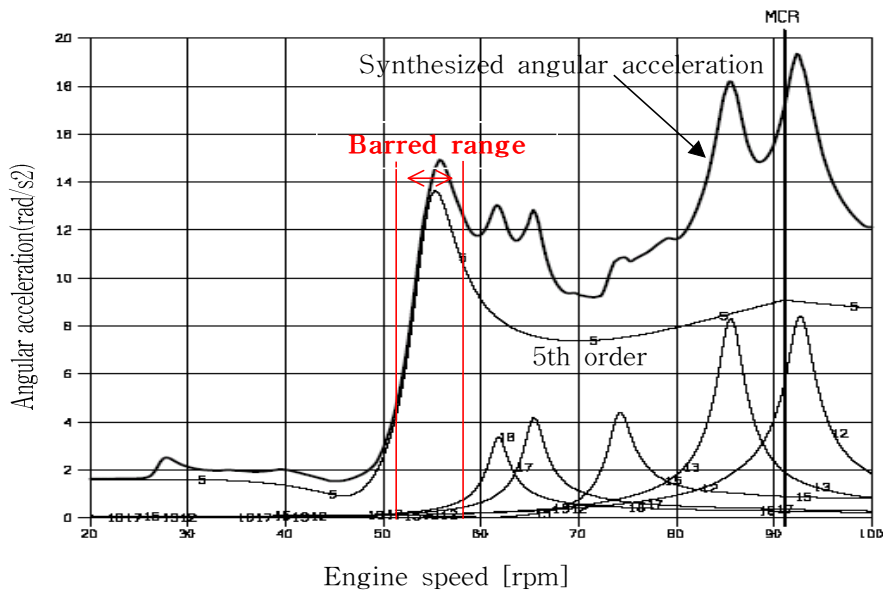


(b) On the after-moment compensator (18.9 rad/s^2)

Fig. 5.10 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-10]

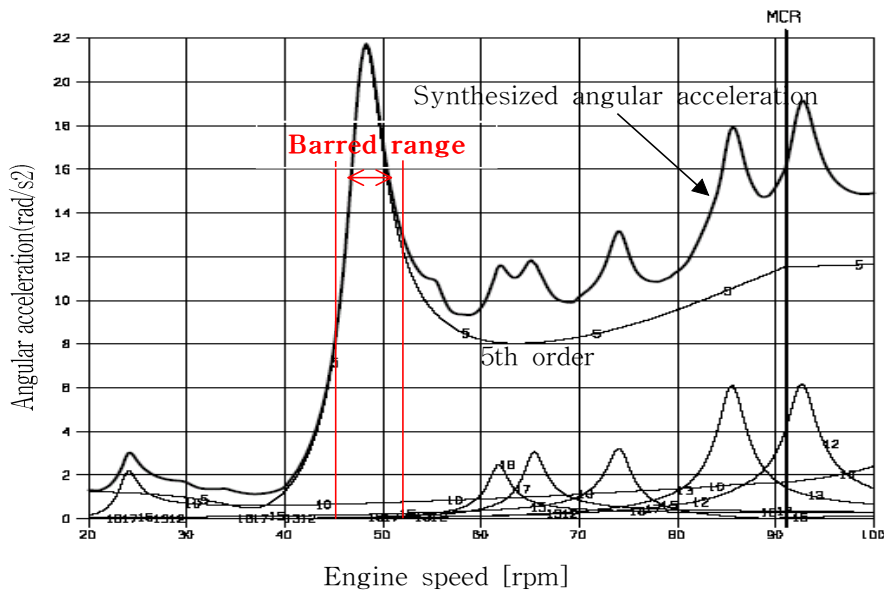


(a) On the fore-moment compensator (19.5 rad/s^2)

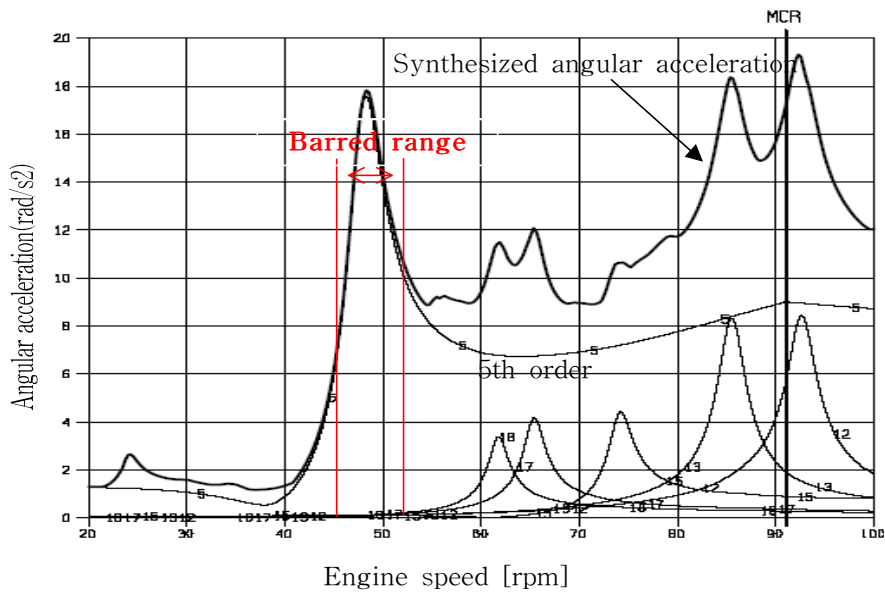


(b) On the after-moment compensator (19.5 rad/s^2)

Fig. 5.11 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-11]

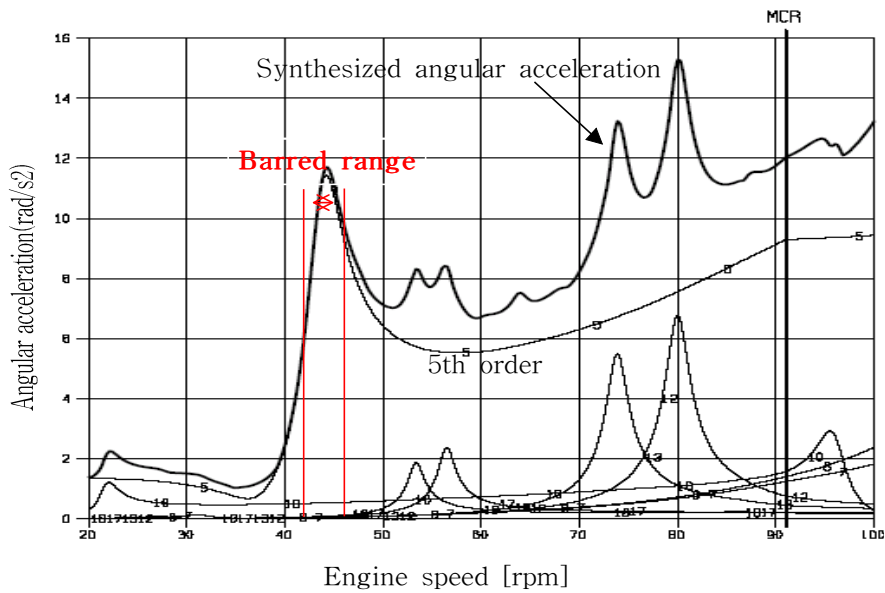


(a) On the fore-moment compensator (19.2 rad/s^2)

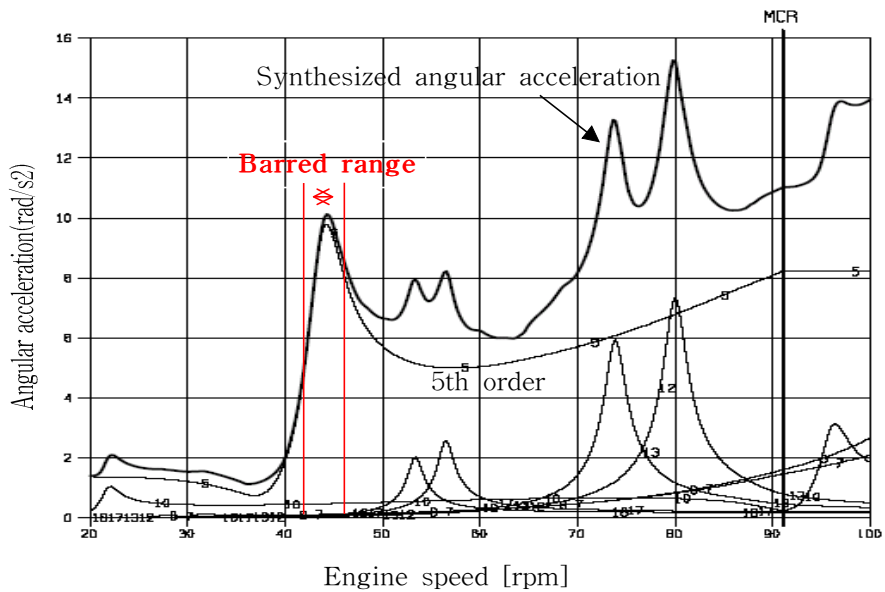


(b) On the after-moment compensator (19.3 rad/s^2)

Fig. 5.12 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W:13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-12]

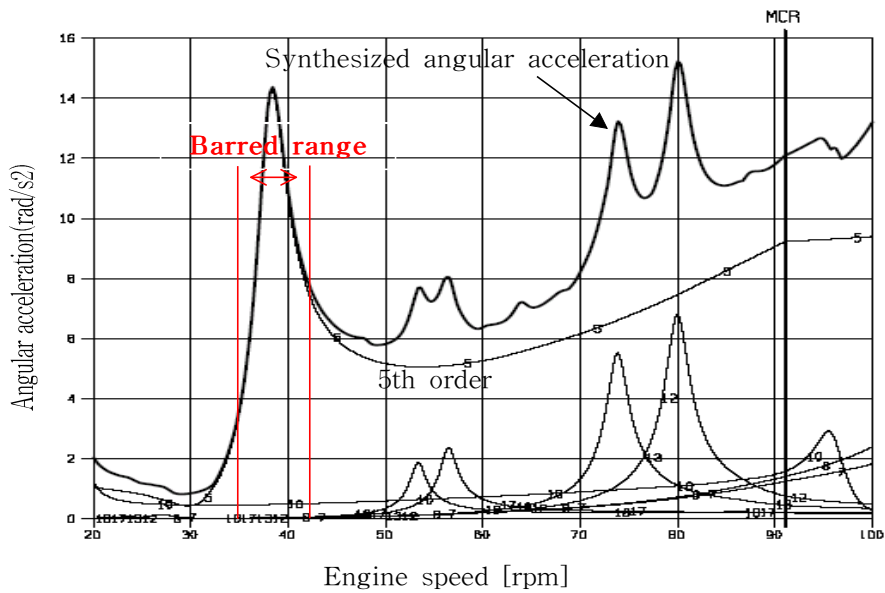


(a) On the fore-moment compensator (15.3 rad/s^2)

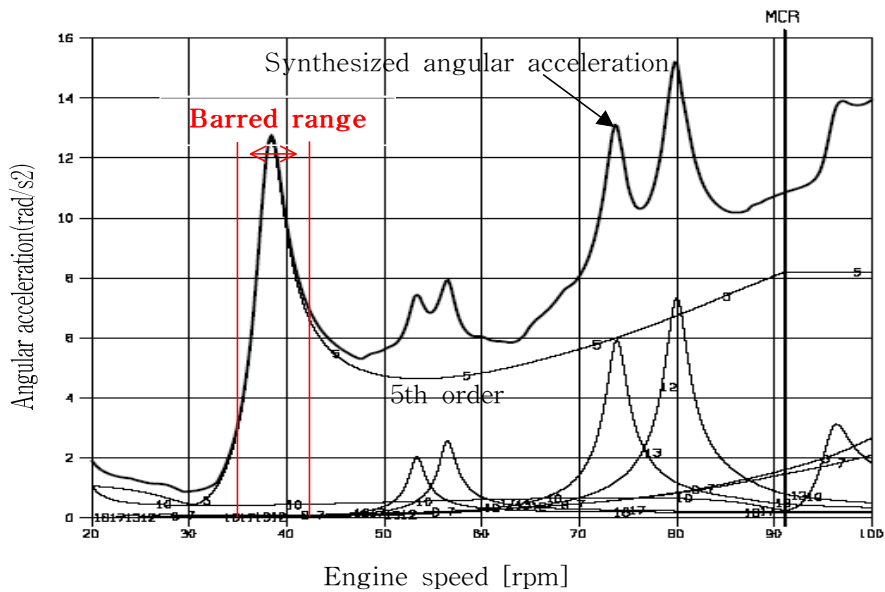


(b) On the after-moment compensator (15.3 rad/s^2)

Fig. 5.13 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W : 42000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 1-13]

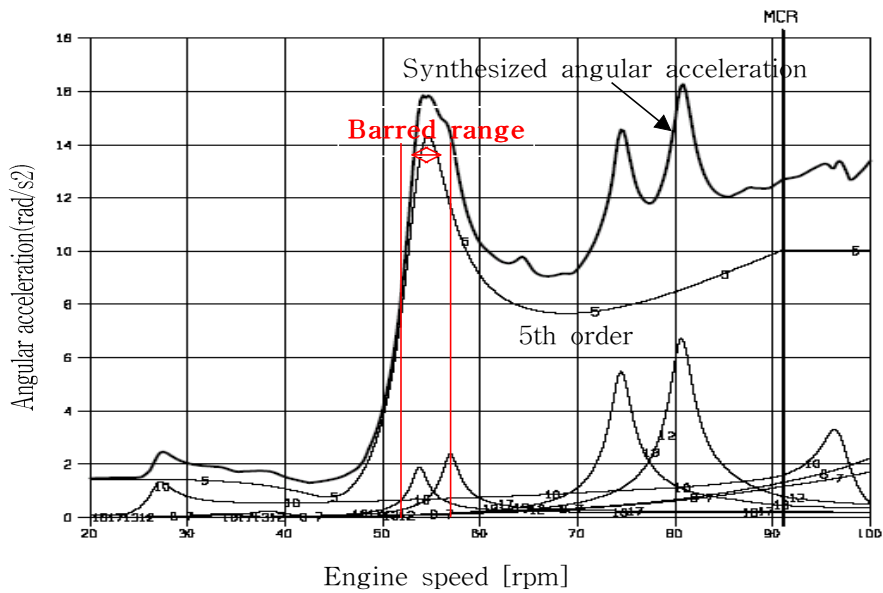


(a) On the fore-moment compensator (15.2 rad/s^2)

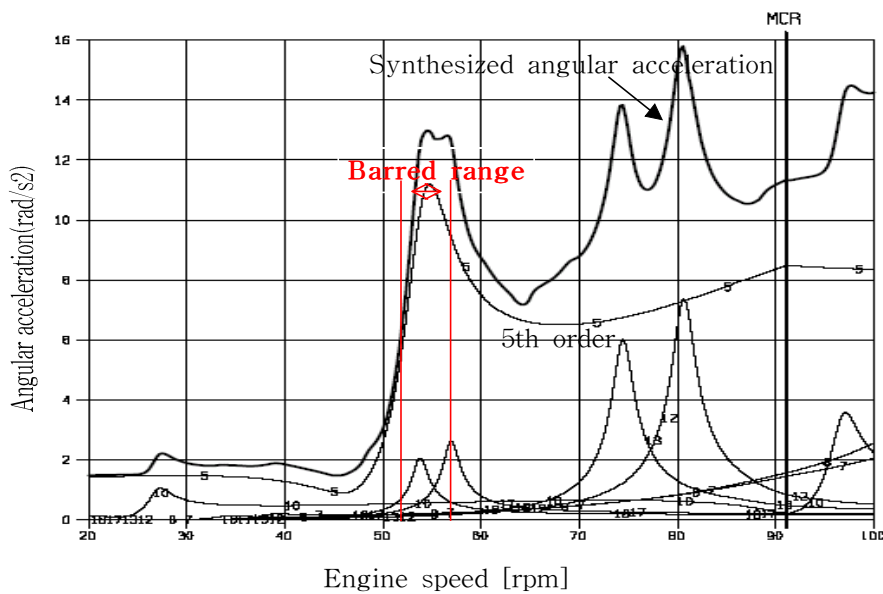


(b) On the after-moment compensator (15.2 rad/s^2)

Fig. 5.14 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W : 42000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-14]

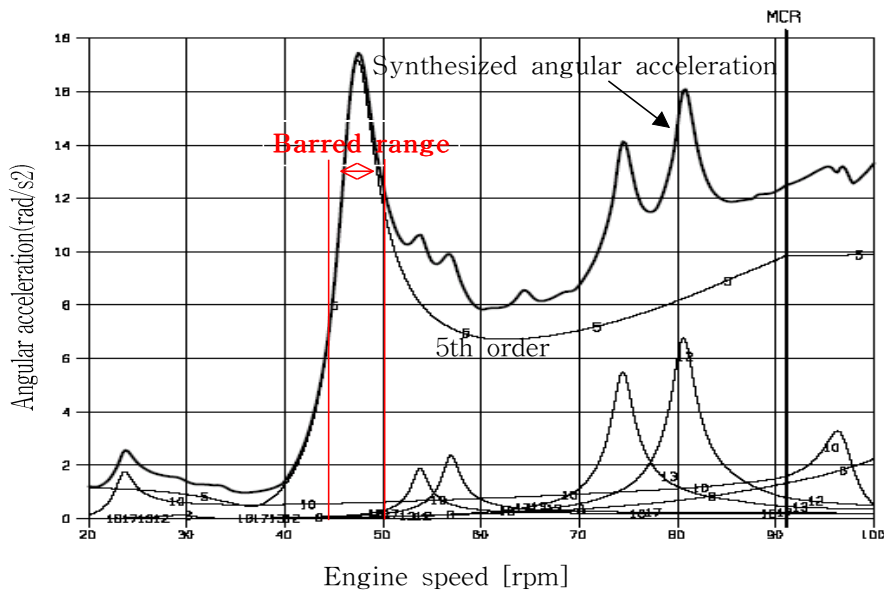


(a) On the fore-moment compensator (16.2 rad/s^2)

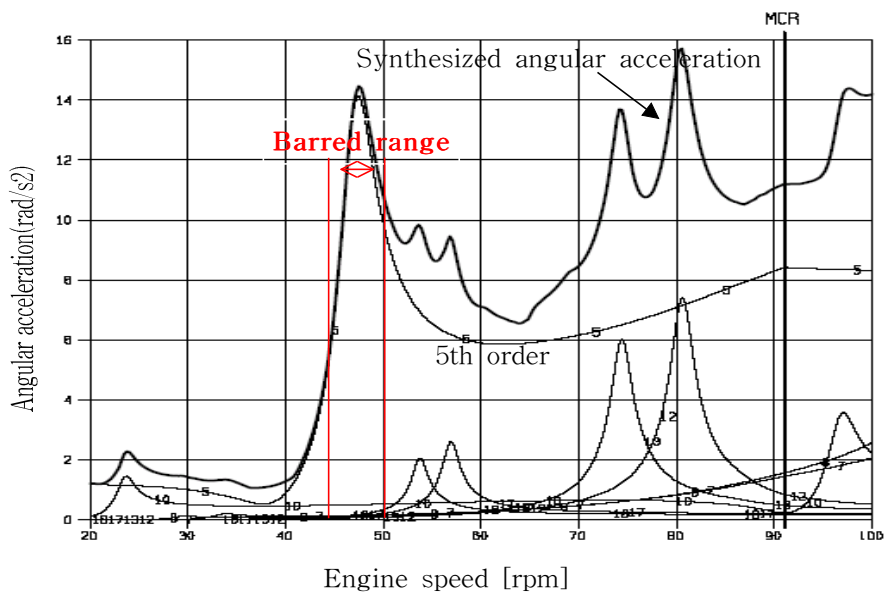


(b) On the after-moment compensator (15.8 rad/s^2)

**Fig. 5.15 Synthesized angular acceleration on crankshaft
(T/W : 60000, F/W : 42000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
Propeller : 85440) [Case 1-15]**

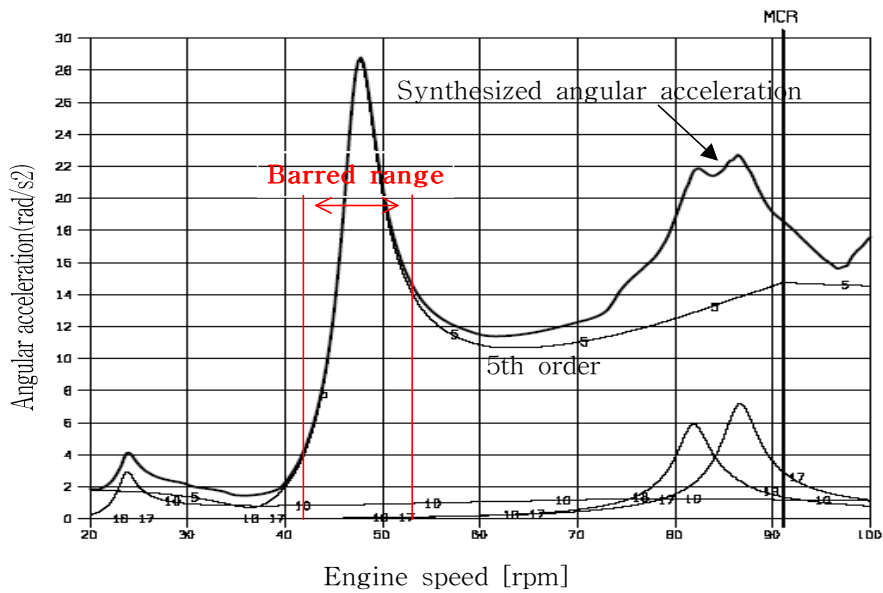


(a) On the fore-moment compensator (16.0 rad/s^2)

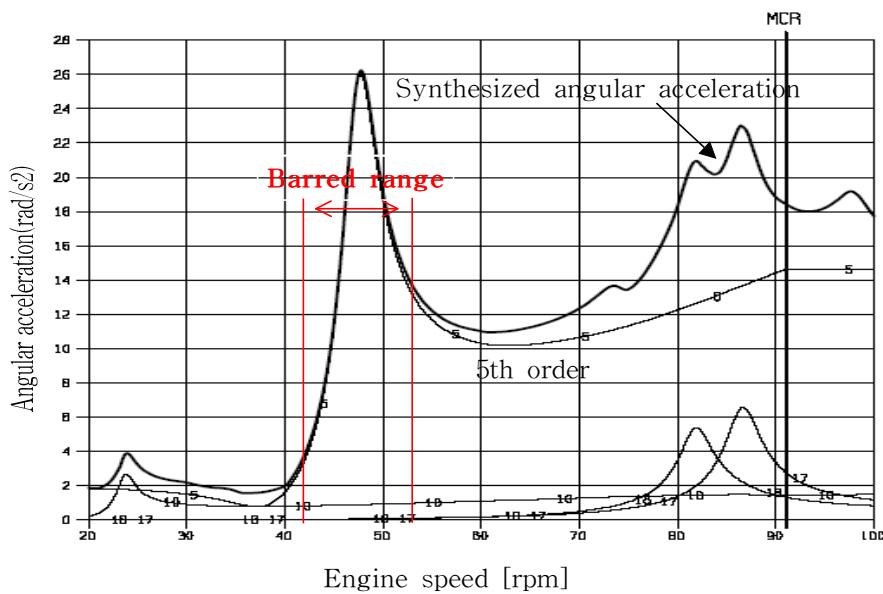


(b) On the after-moment compensator (15.7 rad/s^2)

Fig. 5.16 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (T/W : 60000, F/W : 42000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 1-16]

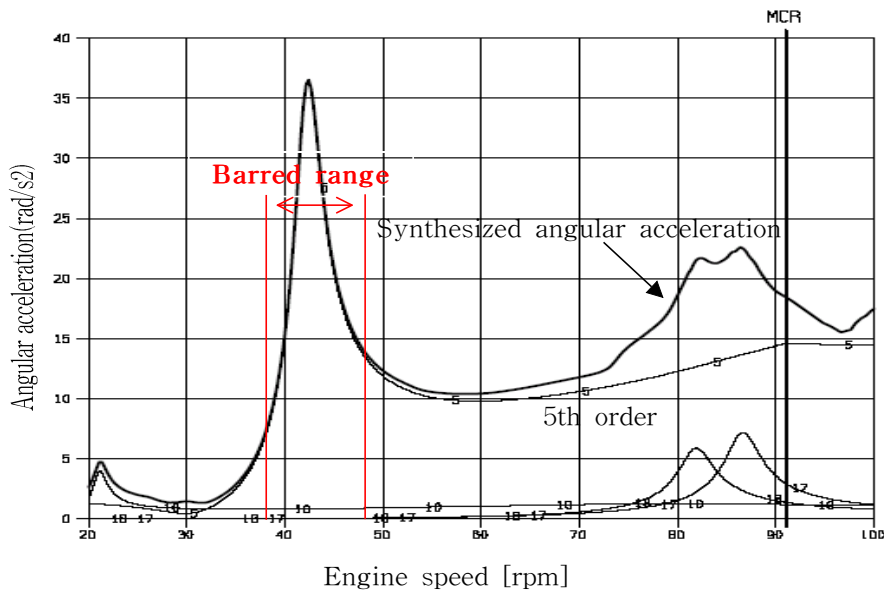


(a) On the fore-moment compensator (22.6 rad/s^2)

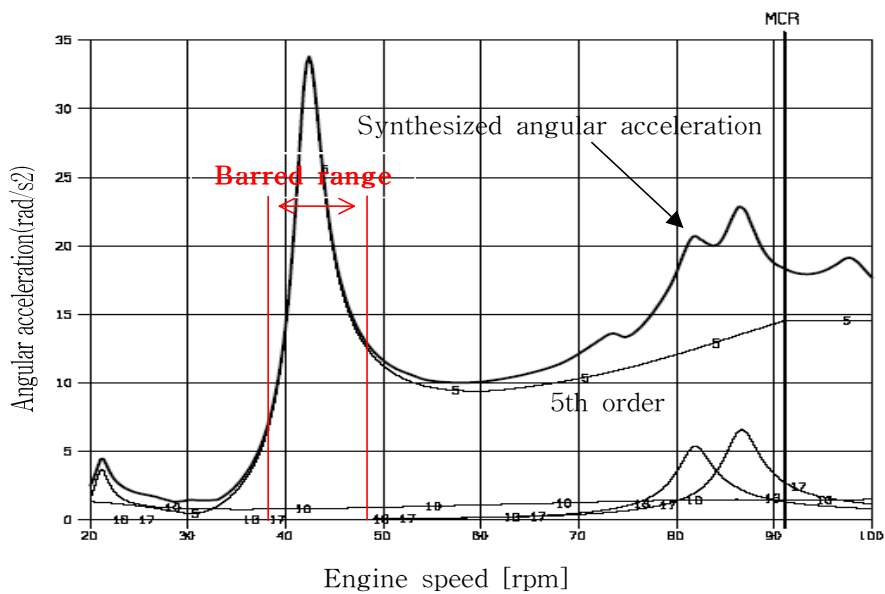


(b) On the after-moment compensator (23.0 rad/s^2)

Fig. 5.17 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-1]

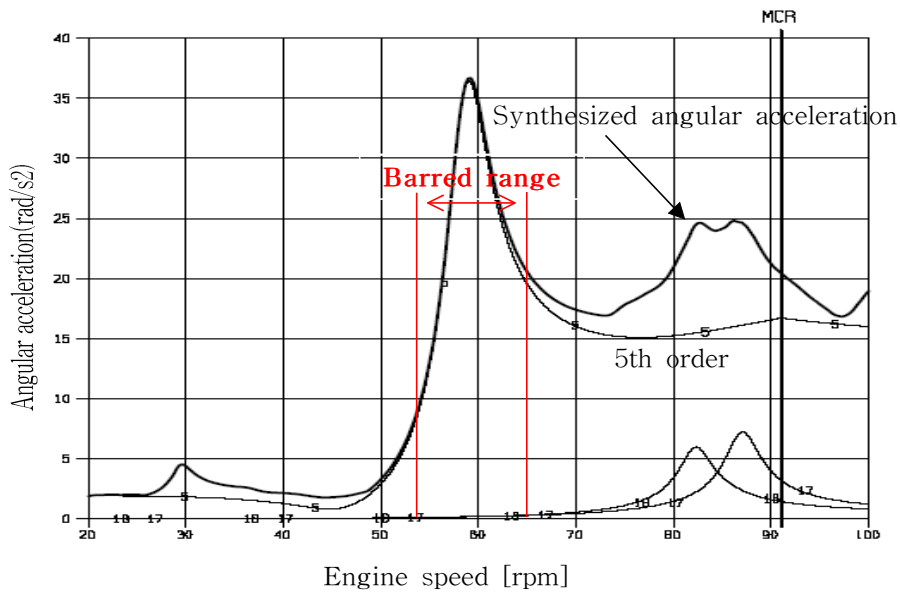


(a) On the fore-moment compensator (22.5 rad/s^2)

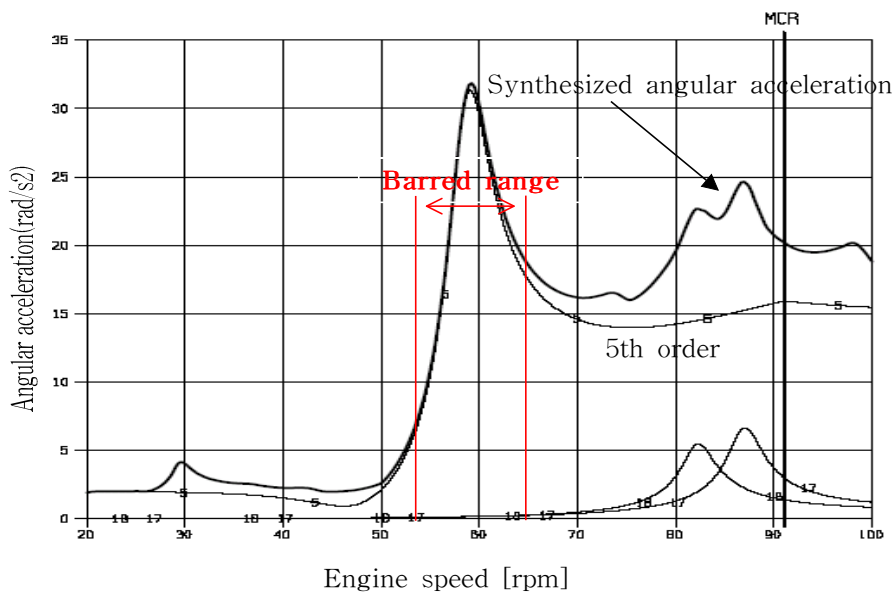


(b) On the after-moment compensator (22.8 rad/s^2)

Fig. 5.18 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-2]

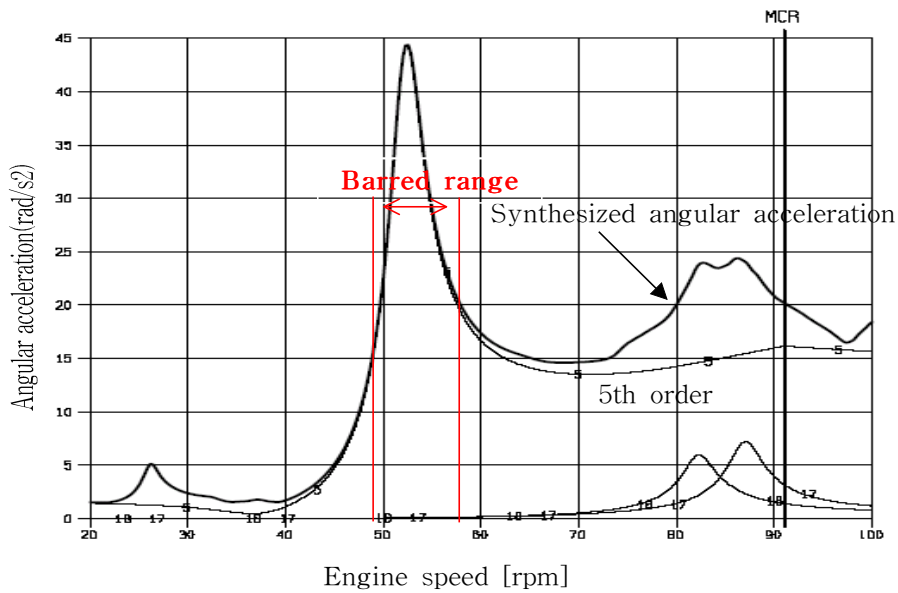


(a) On the fore-moment compensator (24.8 rad/s^2)

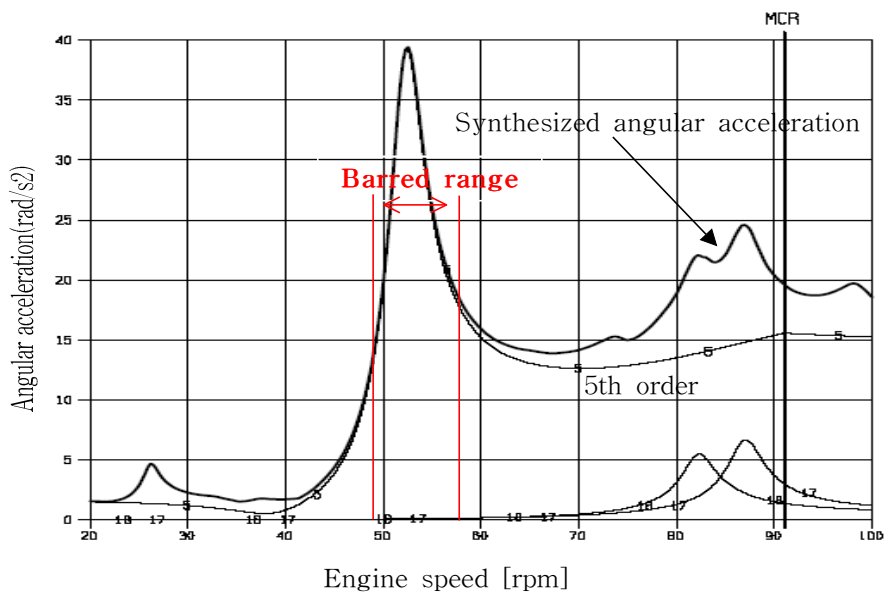


(b) On the after-moment compensator (24.6 rad/s^2)

Fig. 5.19 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-3]

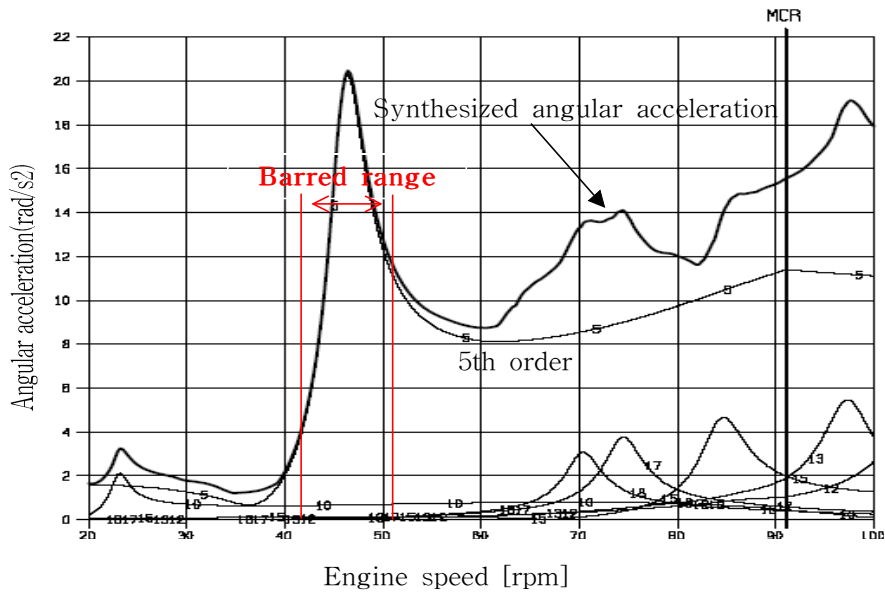


(a) On the fore-moment compensator (24.2 rad/s^2)

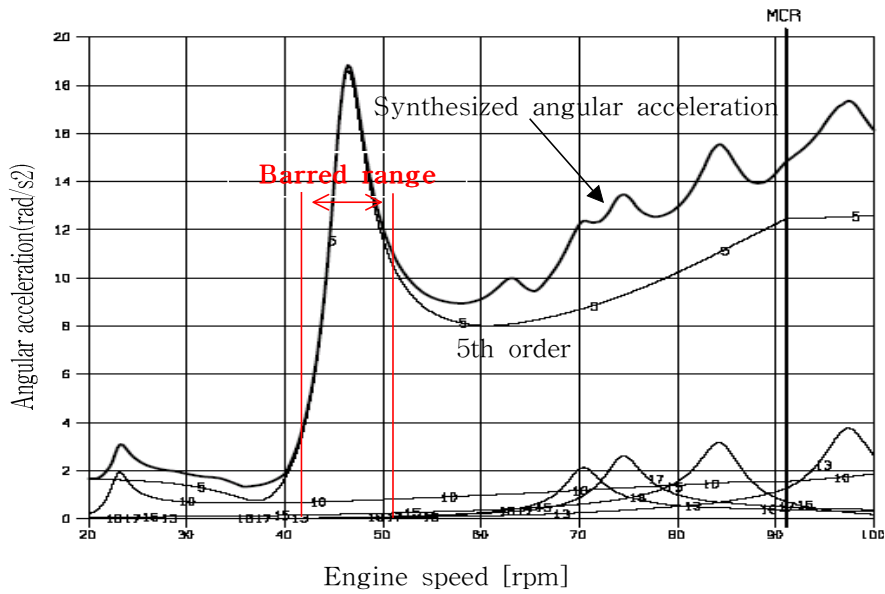


(b) On the after-moment compensator (24.5 rad/s^2)

Fig. 5.20 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-4]

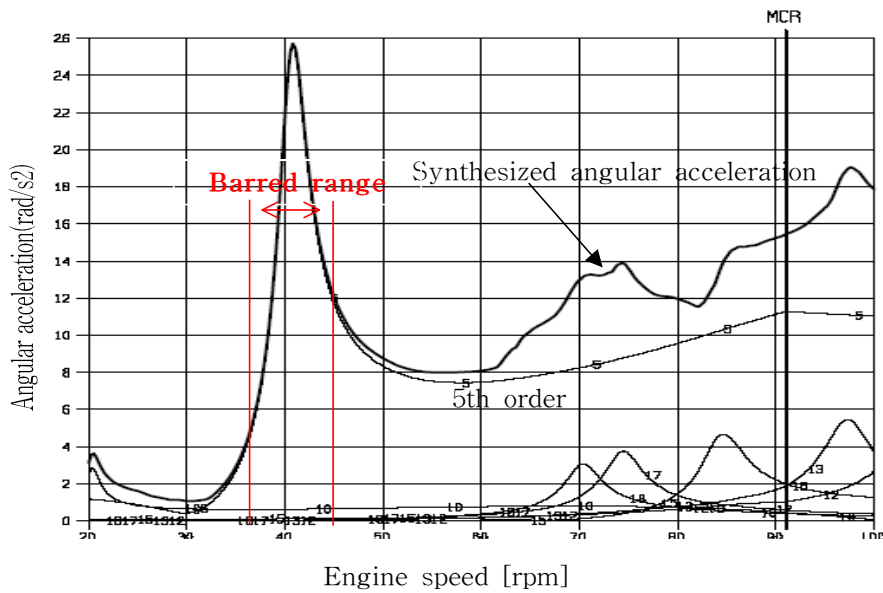


(a) On the fore-moment compensator (17.0 rad/s^2)

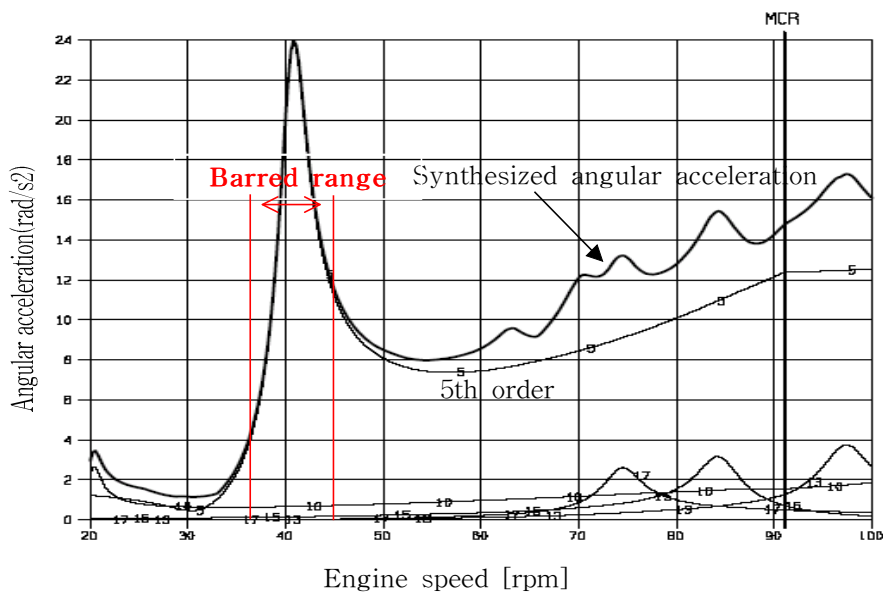


(b) On the after-moment compensator (16.3 rad/s^2)

Fig. 5.21 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000, F/W : 42000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-5]

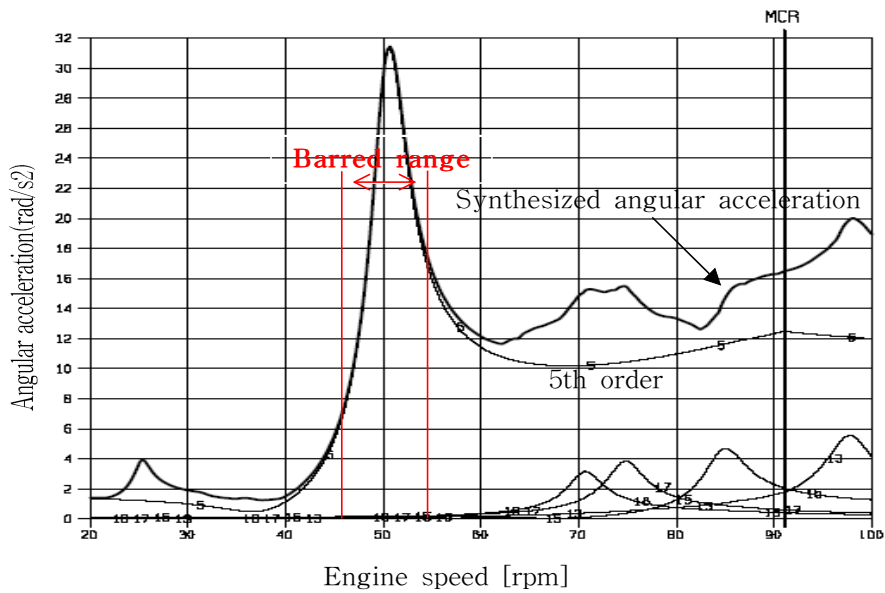


(a) On the fore-moment compensator (16.9 rad/s^2)

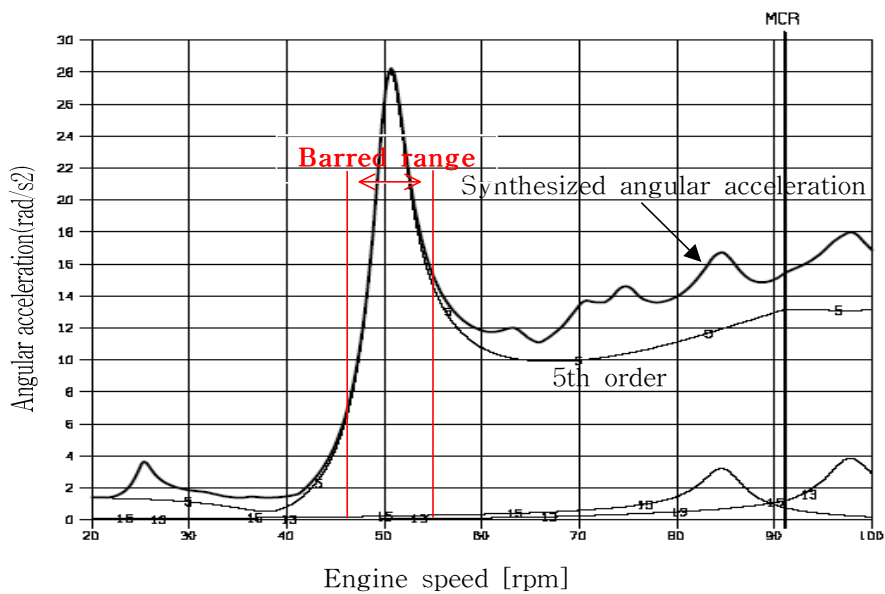


(b) On the after-moment compensator (16.3 rad/s^2)

Fig. 5.22 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000 , F/W : 42000 , Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-6]

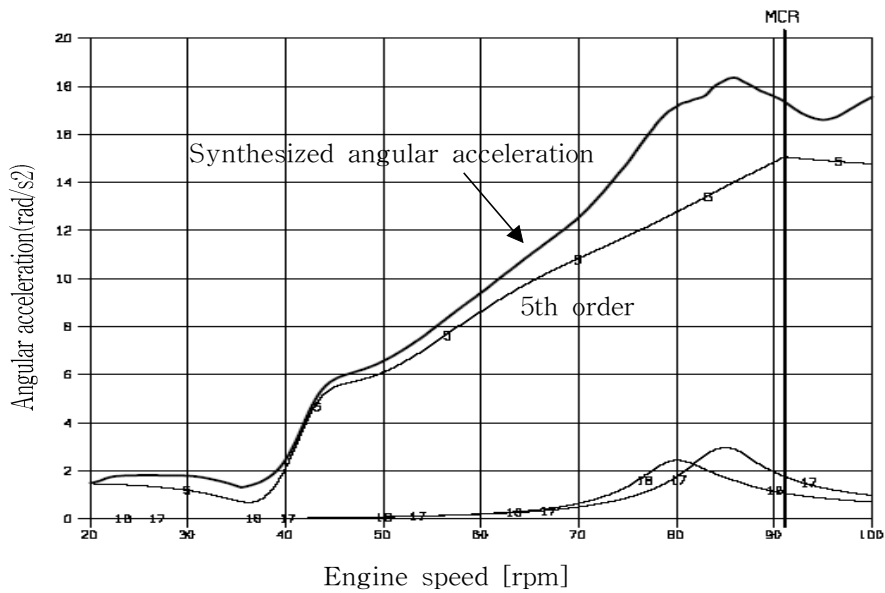


(a) On the fore-moment compensator (17.8 rad/s^2)

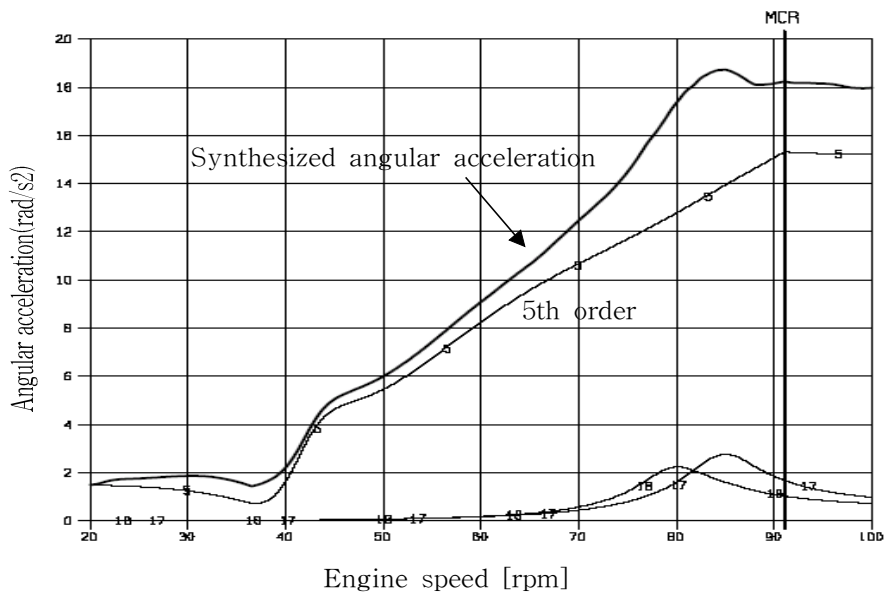


(b) On the after-moment compensator (17.0 rad/s^2)

Fig. 5.24 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 30000, F/W : 42000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-8]

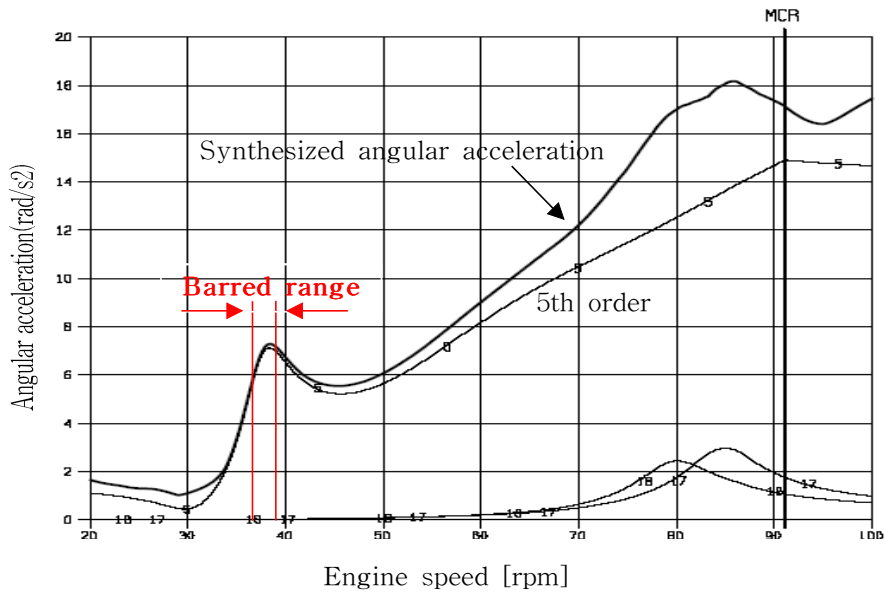


(a) On the fore-moment compensator (18.3 rad/s^2)

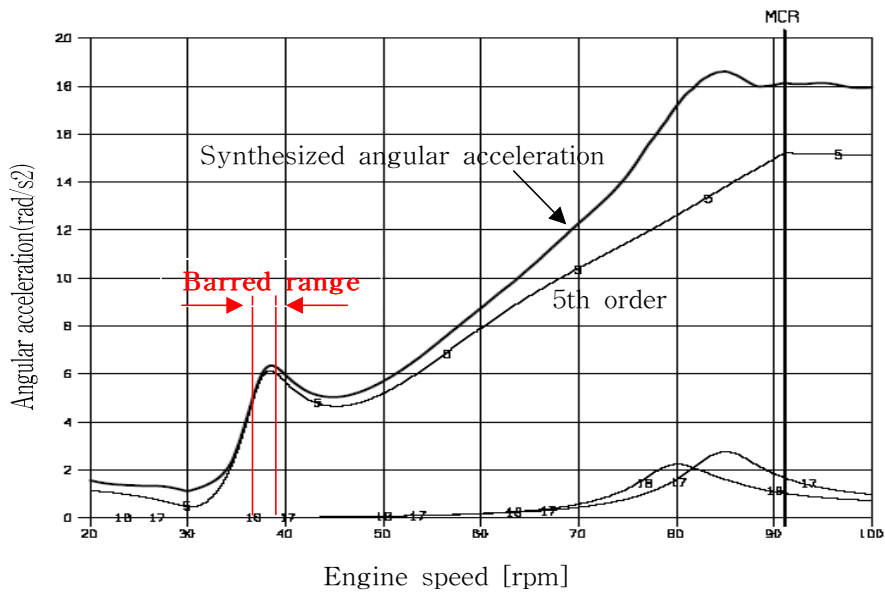


(b) On the after-moment compensator (18.7 rad/s^2)

Fig. 5.25 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-9]

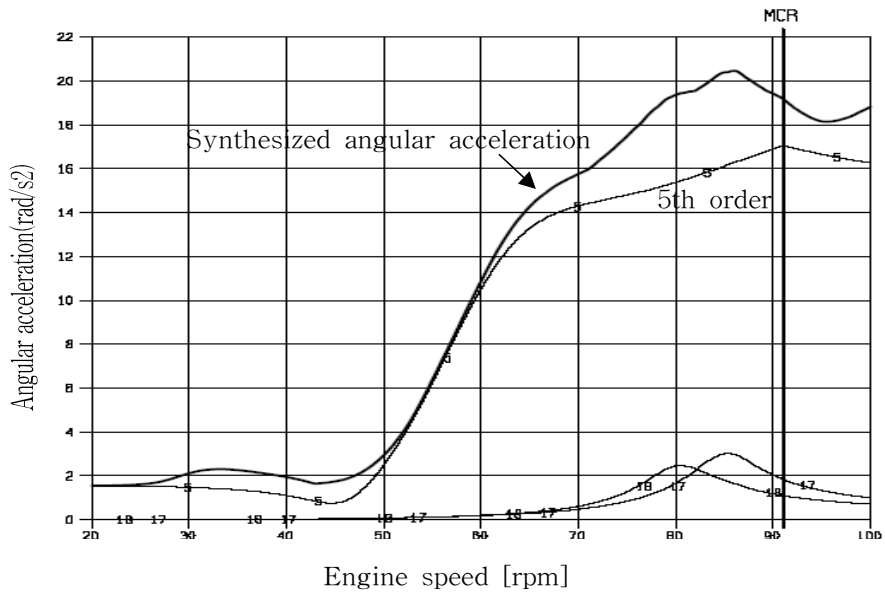


(a) On the fore-moment compensator (18.1 rad/s^2)

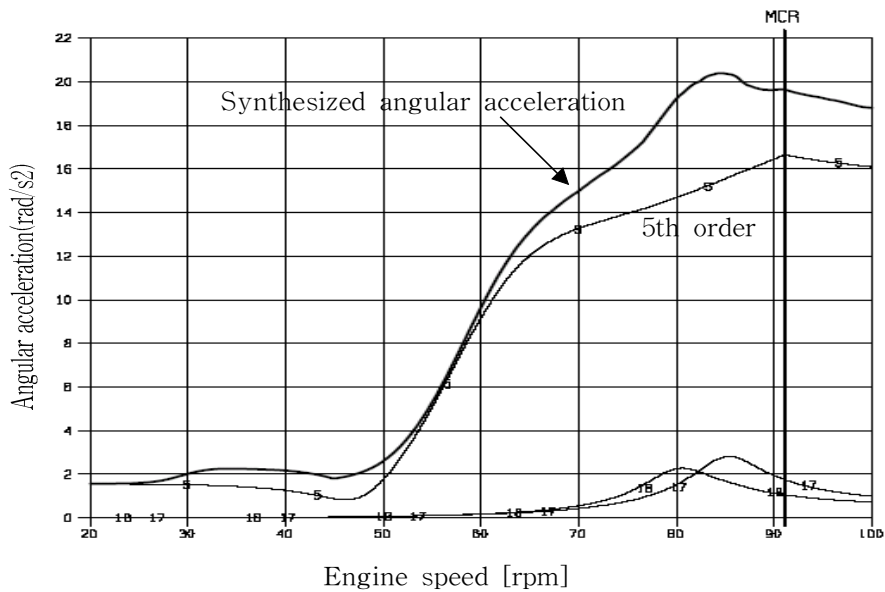


(b) On the after-moment compensator (18.6 rad/s^2)

Fig. 5.26 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000, F/W : 13000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-10]

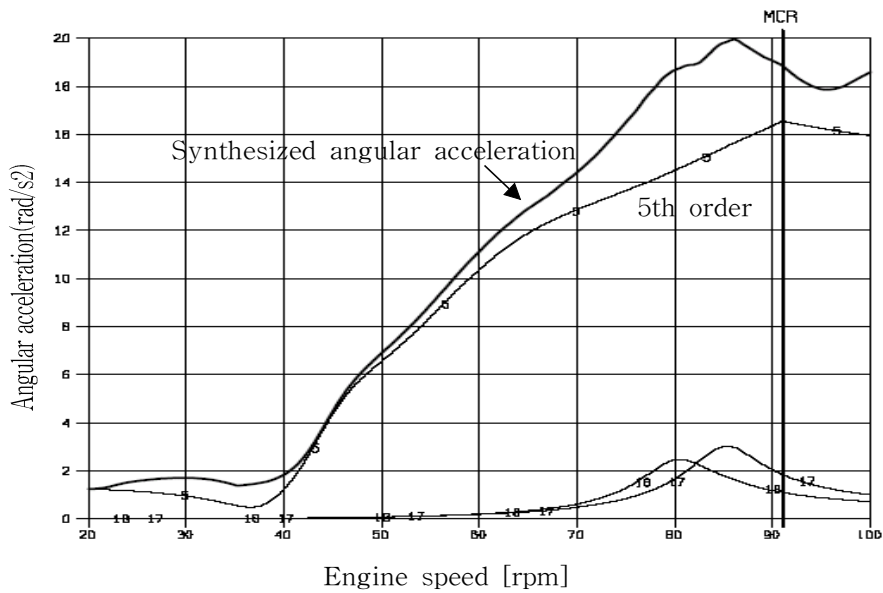


(a) On the fore-moment compensator (20.4 rad/s^2)

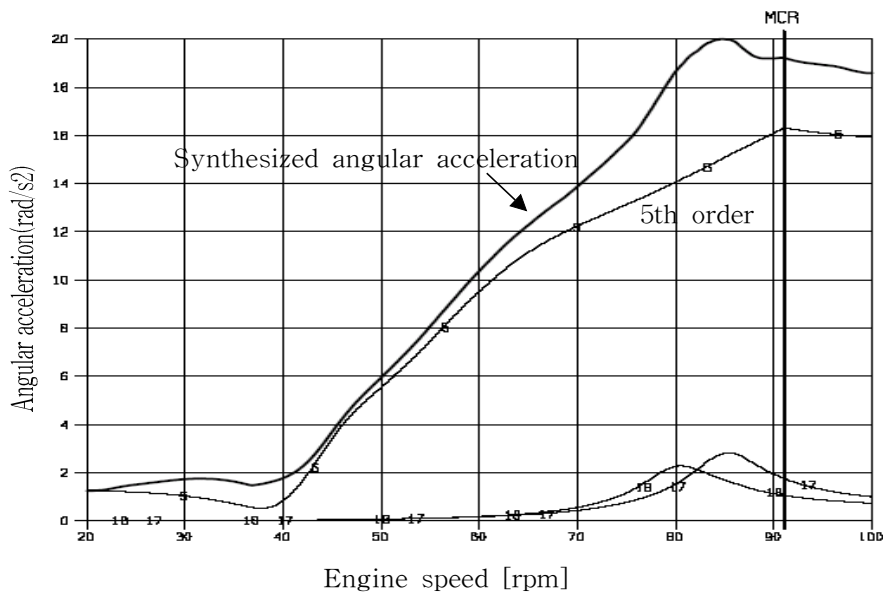


(b) On the after-moment compensator (20.3 rad/s^2)

Fig. 5.27 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-11]

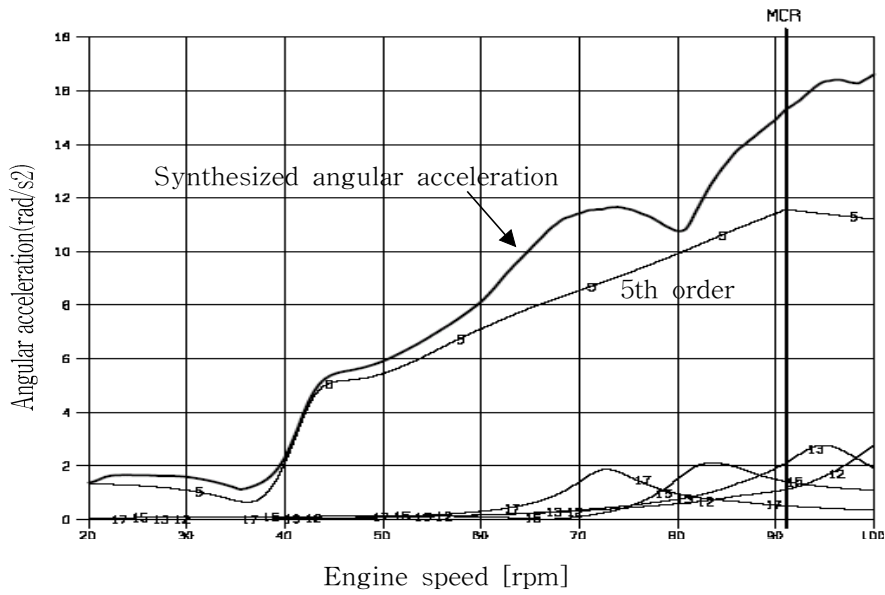


(a) On the fore-moment compensator (19.9 rad/s^2)

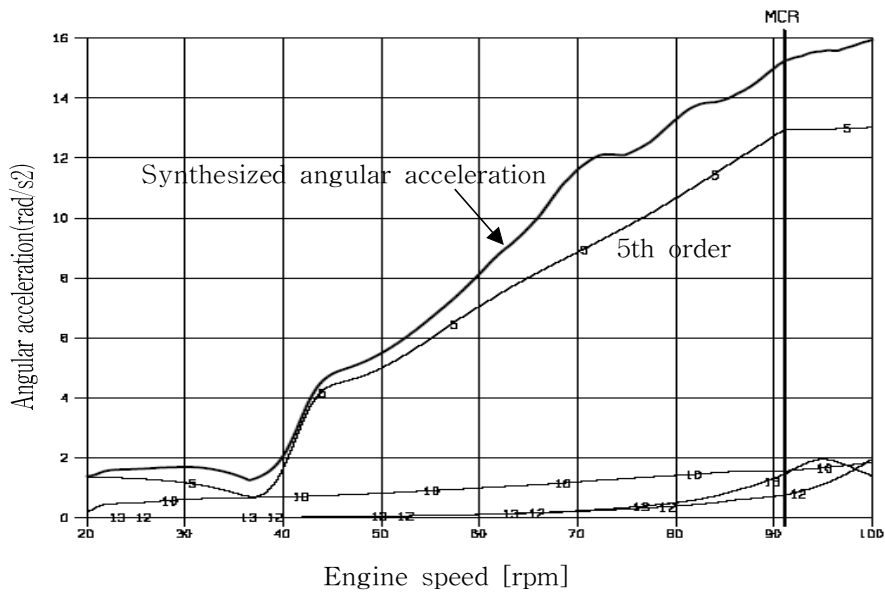


(b) On the after-moment compensator (20.0 rad/s^2)

Fig. 5.28 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000, F/W : 13000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-12]

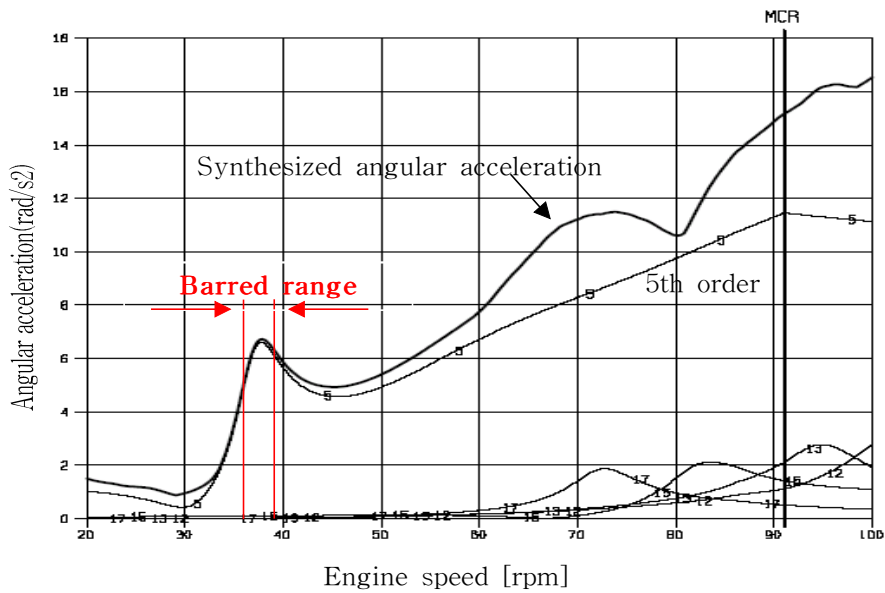


(a) On the fore-moment compensator (16.3 rad/s²)

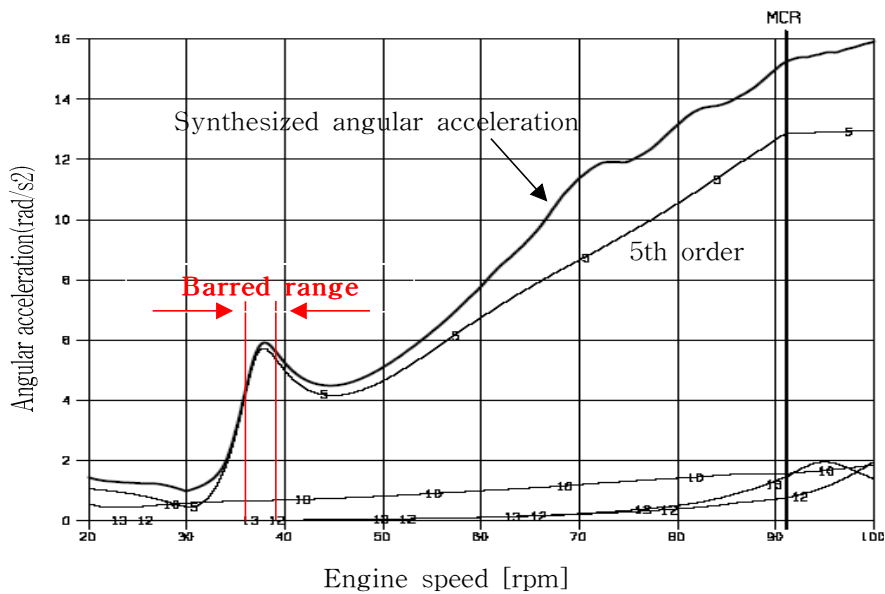


(b) On the after-moment compensator (15.5 rad/s²)

Fig. 5.29 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000, F/W : 42000, Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-13]

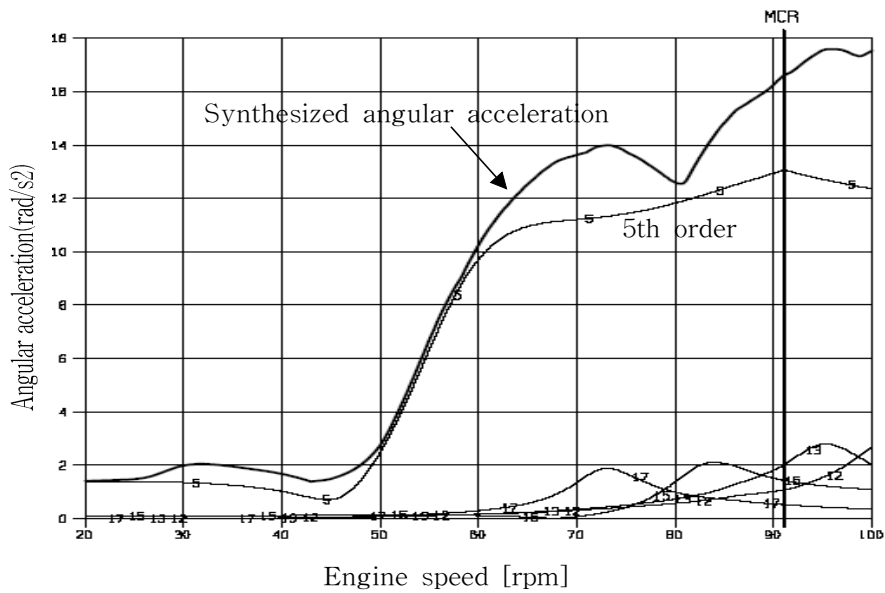


(a) On the fore-moment compensator (16.1 rad/s^2)

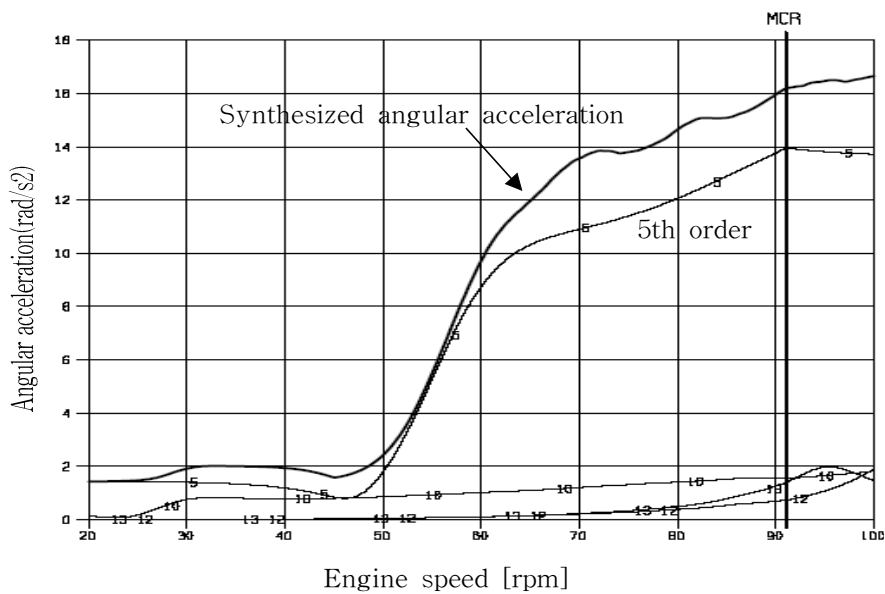


(b) On the after-moment compensator (15.5 rad/s^2)

Fig. 5.30 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000 , F/W : 42000 , Inter. shaft : 43.9×10^6 ,
 Propeller : 128160) [Case 2-14]



(a) On the fore-moment compensator (17.5 rad/s^2)



(b) On the after-moment compensator (16.3 rad/s^2)

Fig. 5.31 Synthesized angular acceleration on crankshaft
 (Damp : 700000, F/W : 42000, Inter. shaft : 81.6×10^6 ,
 Propeller : 85440) [Case 2-15]

제 6 장 결 론

본 연구에서는 엔진으로부터 발생하는 2차 자유모멘트 상쇄를 위해 크랭크축에 의해 구동되는 평형추가 설치된 엔진 및 추진축계를 설계할 때 이러한 체인구동 시스템에 걸리는 비틀림진동 각가속도 저감방안을 고찰하였다. 이를 위해 비틀림진동 각가속도에 영향을 끼치는 여러 인자들의 각 수준 별로 MAN B&W 5S70MC-C 엔진에 대해 비틀림 진동을 해석하여 이들 인자들의 각가속도에 대한 상관도와 회귀식을 구하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 비틀림진동 해석을 이용하여 추진축계를 설계할 때 가장 많이 사용하는 튜닝휠 또는 비틀림진동 댐퍼의 설치, 플라이휠을 포함하여 이들 부품의 크기 조정, 중간축의 직경 조정 및 연구 목적인 프로펠러의 크기 조정과 같은 5개의 설계인자에 대해 전조합 실시법을 이용하여 각 수준별 전체 조합에 대해 비틀림 진동을 해석하고 평형추를 구동하는 크랭크축의 해당 질점에서의 비틀림 각가속도를 구하였다.

(2) 이들 설계인자가 축계의 비틀림 각가속도의 저감에 영향을 미치는지를 파악하기 위해 통계적 기법인 상관분석을 실시하였으며 그 결과 튜닝휠과 플라이휠의 크기가 클수록, 비틀림진동 댐퍼의 댐핑효과가 클수록 각가속도가 가장 많이 줄어드는 것으로 나타났다.

(3) 중간축의 직경 조정에 의한 비틀림 스프링상수와 프로펠러의 질량관성모멘트의 크기가 체인 구동시스템의 각가속도에 미치는 영향은 미소하였다.

(4) 또한 회귀분석을 실시하여 이들 설계인자와 각가속도의 관계적인 회귀식을 구하여 이들 인자 값으로만 간단하게 각가속도를 구하고 나아가 비틀림진동 각가속도를 최적화할 수 있는 방법을 제시하였다.

본 연구에서는 각가속도의 감소에 의해 체인의 진동에 미치는 영향은 포함하지 않았다. 따라서 체인구동시스템에서 과도한 각가속도에 의해 발생하는 문제를 효과적으로 해결하기 위해서는 각가속도 감소와 체인 진동과의 관계를 포함하여 체인 구동시스템에 걸리는 각가속도에 의한 체인의 진동을 줄이기 위해 엔진제작사에 의해 제안된 평형추의 크기 감소, 체인의 인장력 증가 및 가이드 바의 접촉력 증가가 체인의 진동에 미치는 영향에 대해서 보다 많은 연구가 이루어져야 한다.

참 고 문 헌

- [1] 전효중, “박용 디젤 기관축계의 감쇠강제 비틀림진동 해석에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제4권 제2호, pp.3~23, 1980.
- [2] MAN B&W Diesel A/S, "Angular Acceleration Limits at Chain Drives for Engines with 2nd Order Moment Compensator", 2004.
- [3] 안락선, 신철수, “최신 기구학”, 동명사, pp. 351~362, 1995.
- [4] Dennis A. Lundell, "Controlling Polygonal Speed Variation", Power Transmission Design, p. 63, 1987.
- [5] Rexnord사 자료, "Roller Chain Design", p. 7.
- [6] Sine L. Pedersen, "Simulation and Analysis of Roller Chain Drive Systems", Technical University of Denmark and Alborg University Ph.D thesis, pp. 1~2, 47~48, 2004.
- [7] S. W. Nicol, J. N. Fawcett, "Reduction of Noise and Vibration in Roller Chain Drives", Proc Instn Mech Engrs Vol. 191 39/77, pp. 363~371, 1977.
- [8] 유정대, 이병운, “저속 2행정 디젤엔진의 진동특성과 방진대책”, 한국박용기관학회지, 제27권 제2호, pp. 174~180, 2003
- [9] MAN B&W Diesel A/S, "Vibration Characteristics of Two-Stroke Low Speed Diesel Engines", 1995.
- [10] MAN B&W Diesel A/S, "Symposium of Engine Dynamics", 1998.

- [11] 전효중, “소수 시린더 디젤엔진 추진축계의 비틀림진동문제”, 한국박용기관학회지, 제13권 제1호, pp. 1~12, 1989.
- [12] 장민오, 영향계수법에 의한 엔진축계의 중·횡·비틀림 연성진동 해석에 관한 연구“, 한국해양대학교원 박사논문, 2004.
- [13] 전효중, 김의간, 옥류관, 이돈출 “여러개의 분지를 갖는 동력장치의 비틀림진동 해석”, 한국박용기관학회지, 제13권 제2호, pp. 21~42, 1989.
- [14] 김영만, 전효중, “디젤기관 추진축계 설계를 위한 전산프로그램 개발에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제8권 제1호, pp. 37~48, 1984.
- [15] 김정렬, 전효중, “기계적 임피던스법에 의한 박용 디젤기관 추진축계의 강제감쇠 비틀림진동의 계산에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제9권 제4호, pp. 307~316, 1985.
- [16] 임영복, “디젤기관 착화실패가 크랭크축계 비틀림진동에 미치는 영향의 이론적 고찰“, 한국해양대학교원 석사논문, 1986.
- [17] 이태희, 이광기, 정상진, “실험계획법과 유한요소해석에 의한 디스크 브레이크의 열변형 최적설계”, 대한기계학회논문집 A권, 제25권 제12호, 2001.
- [18] 박성현, “현대실험계획법”, 민영사, pp. 11~12, 2001.
- [19] 정몽구, “제조부문 Six Sigma 개선전문가(BB)/Improve”, 한국표준협회, pp. 14~64, 2002.
- [20] 김동수, Drabkin Sergey, “다변수 실험계획법을 이용한 진동침하 영향 요소 연구“, 한국지반공학회지, 제12권 제4호, pp. 64~64, 1996.
- [21] 정우영, “상관, 회귀분석의 이해”, 창원특수강(주), pp. 2, 2002.