

<논 문>

디젤엔진 구동 발전기를 갖는 추진축계의 불안정한 비틀림진동

Unstable Torsional Vibration on the Propulsion Shafting System with Diesel Engine Driven Generator

이 돈 출*

D. C. Lee

(1999년 4월 15일 접수 ; 1999년 8월 18일 심사완료)

Key Words : Diesel Engine(디젤 엔진), Friction Torque(마찰 토크), Propulsion Shafting System(추진축계), Thrust Reversal(트러스트 리버설), Unstable Torsional Vibration(불안정한 비틀림진동)

ABSTRACT

Unstable torsional vibration on the marine ship's propulsion shafting system with diesel engine occurred due to a slippage of multi-friction clutch which was installed between increasing gear and shaft generator. In this paper, the mechanism of this vibration was verified via torsional, whirling, axial and structural vibration measurements of shafting system and noise measurement of gear box. And it was also identified by the theoretical analysis method.

1. 서 론

디젤엔진은 다른 열기관보다 열효율이 높고 기동성이 뛰어나 선박의 추진기관으로 많이 이용되고 있다. 그러나 디젤 엔진에서 실린더의 폭발력과 피스톤의 왕복 관성력은 진동의 기진원으로 여러 진동을 유발하게 된다. 이중 추진축계의 비틀림진동은 매우 중요하며, 초기 설계시 진동계산에 의한 적절한 방진대책이 필요하다. 일반적으로 4행정 디젤엔진을 주기관으로 하는 추진축계에서 비틀림진동의 방진대책으로 크랭크축의 부가응력을 줄이기 위해 크랭크축 선단에 비틀림진동 댐퍼를 부착한다. 또한 감속기어를 보호하기 위하여 엔진과 감속기어 사이에 탄성커플링을 설치하게 되며, 이러한 정상적인 추진축계에서 불안정한 비틀림진동이 발생할 가능성은 희박하다.

하지만 이러한 예상과는 달리 선박용 추진축계에

서 클러치의 마찰토크와 추진기의 트러스트 리버설(Thrust reversal) 현상에 의한 불안정한 비틀림진동이 발생하였다. 본 논문에서는 이 진동의 발생 메커니즘을 이론적으로 규명하고, 그 대책을 제시하고자 한다.

2. 비틀림진동의 이론적인 검토

추진축계의 비틀림진동계 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있으며, 자유진동 계산을 위해 감쇠 및 기진력을 무시하고 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T_{in}\} + \{T_{te}\} \quad (1)$$

[M] : 관성질량 매트릭스

{θ} : 각진폭 벡터

[C] : 비틀림 감쇠 매트릭스

[K] : 비틀림 강성 매트릭스

{T_{in}} : 내부 기진력

* 정회원, 목포해양대학교 기관공학부

$\{T_e\}$: 외부 기전력

복잡한 다질점 축계의 불안정한 비틀림 강제 진동을 단순화하기 위하여 식 (1)을 1질점계의 등가집중질량계로 치환 정리하면 식 (2)와 같다.

$$I_e \ddot{\theta}_e + C_e \dot{\theta}_e + K_e \theta_e = 0 \quad (2)$$

여기에서, $I_e: \sum_{i=1}^n I_i \theta_i^2$, $C_e: \alpha + \beta$, α (내부감쇠) :

$$\sum_{i=1}^n C_{ai} \theta_i^2 + \sum_{i=1}^{n-1} C_{ni} (\Delta \theta_i^2), \beta \text{ (외부감쇠)} =$$

$$-T(\dot{\theta}_e) / \dot{\theta}_e, K_e: \sum_{i=1}^n K_i (\Delta \theta_i^2),$$

ω : 각진동수

i : 질점 번호

n : 전체 질점수

θ_i : i 번째 질점의 비진폭

$\Delta \theta_i$: $\theta_i - \theta_{i+1}$

I_i : i 번째 관성모멘트

C_{ai} & C_{ni} : 각각 i 번째 질점의 내부 절대 및 상대 감쇠계수

K_i : i 와 $i+1$ 사이 축의 비틀림 강성계수

식 (2)를 정리하여 진동방정식의 일반 해를 구하면 식 (3)과 같다⁽¹⁾.

$$\theta_e(t) = \theta_e(t) = e^{-C_e/2I_e t} (A \cos qt + B \sin qt) \quad (3)$$

$$q = \sqrt{K_e/I_e - (C_e/2I_e)^2}$$

일반적으로 C_e 는 양의 값을 가지므로 식 (3)에서 각진폭은 시간에 따라 점차 감소하게 된다. 그러나 외부적인 영향에 의한 감쇠 β 가 음의 값을 갖고 그 절대값이 내부감쇠 α 보다 크면 C_e 는 음의 값을 가지게 된다. 따라서 각진폭은 시간에 따라 무한히 증가한다.

실제 추진축계에서 각진폭이 증가하면 내부감쇠인 α 가 증가함에 따라 진동은 어느 한도 이상 커지지 않고 수렴한다. 이때의 진동토크가 커플링과 크랭크 축의 허용토크를 초과하게 되면 추진축계는 파손된다.

3. 비틀림진동 해석

본 연구에 적용된 디젤엔진을 포함한 추진축계 요목은 Table 1과 같으며, 엔진과 감속기 사이에는 유

Table 1 Specification of the 16PA6V280 propulsion engine

	Type	Sleeve
Damper	Outer/Inner inertia	22.17/7.57 kg · m ²
	Stiffness	650.9 kN · m/rad
	Relative damping	4.7 kN · ms/rad
	Perm. vib. torque	10.2 kN · m
Engine	Type	16PA6V280
	Cyl.bore × stroke	280 × 290 mm
	Power at MCR	6,400 bhp × 1000 rpm
	Reciproc. mass	73.1 kg/cyl.
	Firing order	1-5-7-3-8-4-2-6(S) 1-6-2-4-8-3-7-5(P) with 60° bank angle
	Conn. ratio(r/l)	0.254
	No. of cylinder	16 ea(60° V type)
	Idling speed	350 rpm
	Weight	34 ton(dry)
	Propeller	Type
No. of blade		5 ea
M.O.I		2,900 kg · m ² (Zero) 3,625 kg · m ² (Full)
Generator	Speed	1,200 rpm
	M.O.I(rotor)	128.4 kg · m ²
	Weight(rotor)	2425 kg
	No. of poles	6

Table 2 Natural frequencies of torsional vib. for the 16PA6V280 propulsion engine

Node	Natural frequency(cpm)	
	(a) Mode (Gen. engage)	(b) Mode (Gen. disengage)
1	214.76	231.74
2	274.33	1041.53
3	1034.77	1599.64
4	1598.83	2261.68
5	2260.15	3455.27
6	3455.01	3667.28
7	3666.89	6522.02
8	8387.81	7513.56

체감쇠형 탄성커플링이 그리고 증속기어와 축발전기 사이에는 고무형 탄성커플링이 각각 설치되어 있다. 비틀림진동의 스프링-질량계는 Fig. 1과 같다. 여기서 a)는 선박 내에서 특별한 작업을 위한 추가 전력을 얻을 수 있도록 증속기어를 이용한 축 발전기가 연결되어 있고, 필요시 항해도 할 수 있는 운전 모드이다. b)는 평상시 선박의 항해운전 모드이다. 이 두 운전 모드의 비틀림진동 고유진동수는 Table 2에 보이며, 불안정한 진동을 일으키는 1절 진동의 진동모드는 Fig. 2와 같다.

추진축계의 자유 및 강제 비틀림진동 계산은 전달

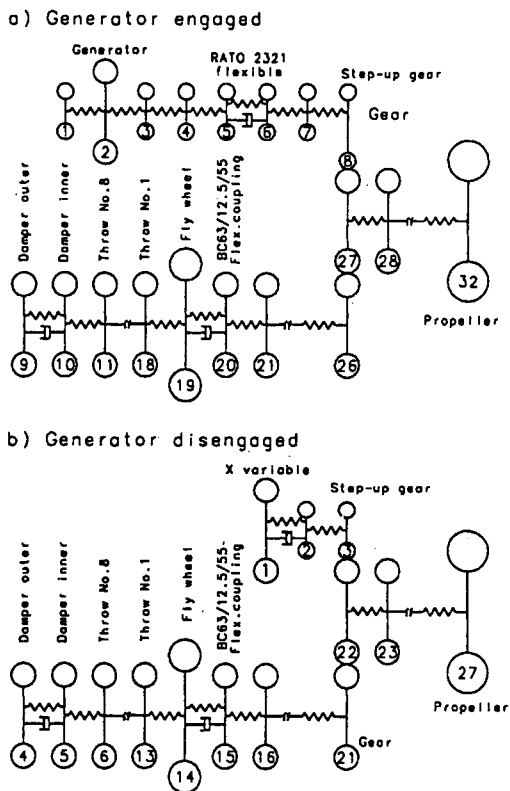


Fig. 1 Spring-mass system

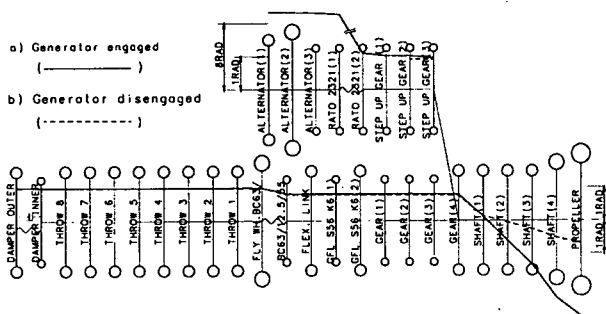


Fig. 2 Mode shape of 1st node torsional vibration

매트릭스법을 이용하여 계산하였다. 좌, 우현 엔진의 실린더폭발순서는 서로 다르지만 동일한 질량계로 비틀림진동 계산결과는 거의 유사하다. 따라서 본 논문에서는 불안정한 진동이 발생하는 우현 엔진을 기준으로 진동계산을 수행하였다.

내부감쇠만을($\beta=0$) 고려하여 유체감쇠형 및 고무형 커플링에 걸리는 합성토크 계산결과는 각각 Figs. 3~4에 보인다. 여기서 실린더가 정상적일 경우 비틀림진동은 허용값 내에 있다. 그리고 한 실린더가 착화실패되면 1절 1/2차 공진점인 440 rpm을 전후하여 비틀림진동이 증가하지만 프로펠러는 주로 영 피치를 사용하므로 운전금지구역 설정이 불필요하다. 또한 불안정한 1절 비틀림진동을 검토하기 위

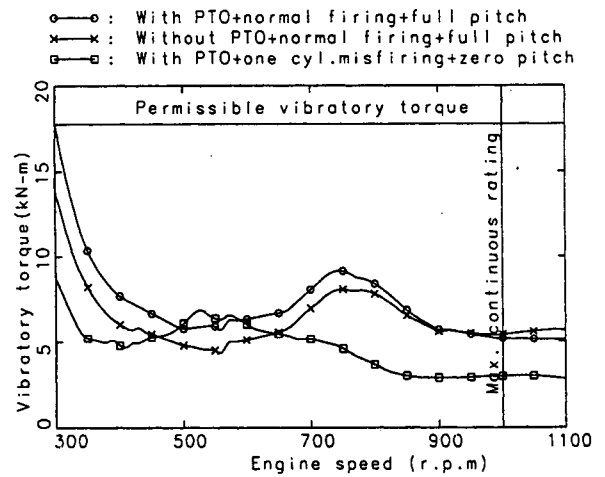


Fig. 3 Synthesized vibratory torque of BC63/12.5/55 coupling (Fluid-damping type)

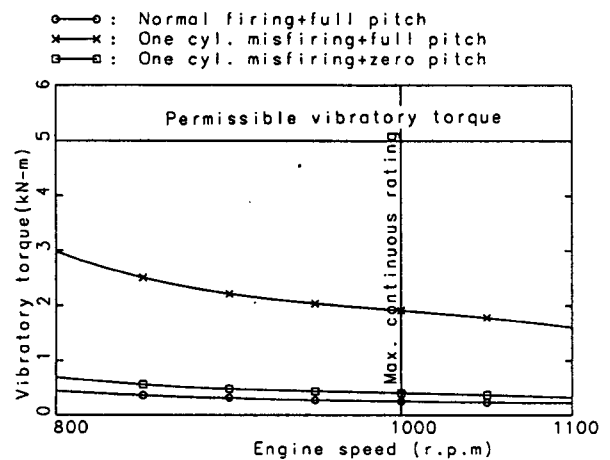


Fig. 4 Synthesized vibratory torque of RATO 2321 coupling (Rubber type) with diesel engine driven generator

Table 3 The distribution of equivalent moment of inertia(M.O.I)

Part	Σ M.O.I (kg.m ²)	%
Engine	325.8	18.5
Propeller & shaft	1377.4	78.0
Gear	61.4	3.5
Total	1764.6	100.0

Table 4 The distribution of equivalent damping

Part	Σ Damping (N · m · s/rad)	%
Engine	53.0	4.8
Propeller & shaft	685.0	61.4
G. coupling	377.0	33.8
Total	1115.0	100.0

Table 5 The distribution of equivalent stiffness

Mass No.	Mass name	$K_i(\Delta\theta_i^2)$ (kN · m/rad)	%
3	T/V damper	0.3	-
4	G. coupling	38.1	3.6
21	Shaft	11.4	1.1
22	Shaft	237.0	22.8
23	Shaft	237.7	22.9
24	Shaft	327.3	31.5
25	Shaft	182.7	17.6
-	Others	5.0	0.5
Total		1039.4	100.0

하여 Fig. 1 (b) 운전모드의 다질점 질량계를 1 질점계로 치환하면 Table 3~5와 같다. 여기서 관성질량분포는 프로펠러가 가장 크며, 감쇠는 프로펠러, 유체감쇠형 커플링 순이다. 또한 강성은 유체감쇠형

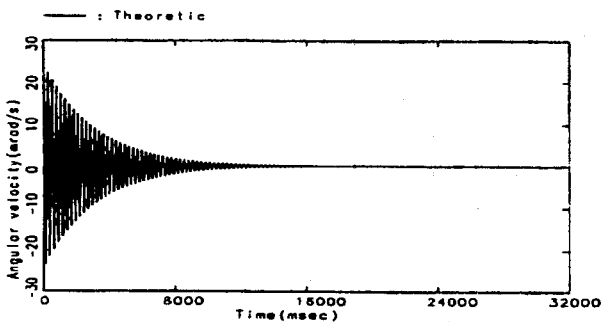


Fig. 5 Analytical result of torsional vibration ($\beta=0$)

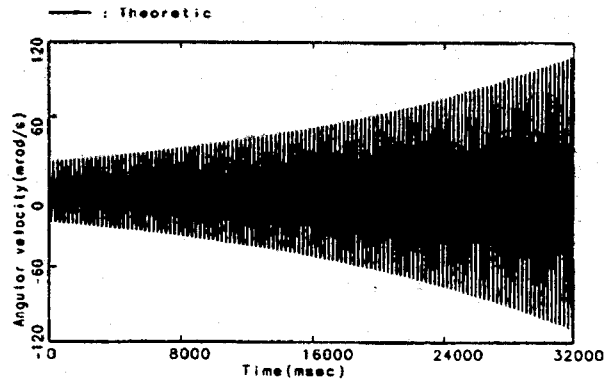


Fig. 6 Analytical result of torsional vibration ($\beta=-1.15\alpha$)

커플링보다는 감속기어와 프로펠러사이 축의 길이와 직경에 의해 결정된다.

식 (3)에서 내부감쇠 α 만을 고려하여 시간영역에서 각진폭을 구하면 Fig. 5와 같이 진동이 점점 감소하게 된다. 그러나 프로펠러의 트러스트 리버설과 발전기의 공회전 의해 외부감쇠 β 는 α 의 절대값보다 큰 음의 값을 가질 수 있다. Fig. 6은 $\beta=-1.15\alpha$ 라고 가정하여 각진폭을 구한 결과다.

4. 진동 측정 및 고찰

이 선박은 Fig. 7과 같은 일체형 다판 마찰클러치가 증속기어와 발전기 사이에 설치되어 있다. 해상 시운전시 Fig. 1의 b) 모드에서 비틀림진동의 1절 1/2차 공진점인 440 rpm를 전후하여 실린더간의 불균등한 부하로 토크변동이 발생하였지만 그 값이 허용값에 비해 아주 작았다. 그러나 고무커플링과 축발전기 사이의 클러치가 완전히 단락되지 않아 마찰

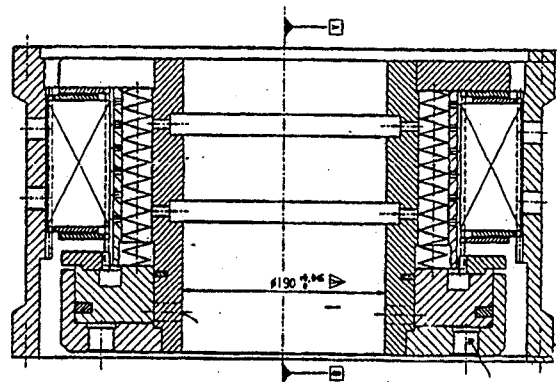


Fig. 7 Multi-friction clutch between increasing gear and shaft generator

Table 6 The position and items of vibration and noise measurement

No.	Measuring item	Measuring position
1	Angular velocity	GFL coupling
2	Displacement(trans)	GFL coupling
3	Acceleration(trans)	M/E top-aft
4	Acceleration(longi)	M/E top-aft
5	Acceleration(trans)	R/G top-aft
6	Acceleration(longi)	R/G center-aft
7	Displacement(fore-aft)	Propulsion shaft
8	Sound level	R/G top-aft
9	r.p.m	M/E & generator

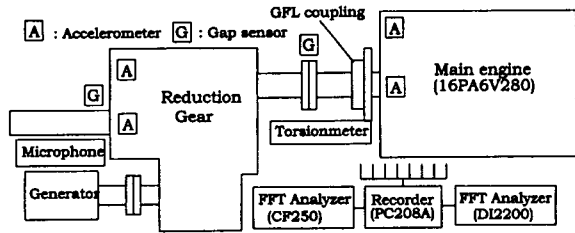


Fig. 8 Schematic diagram of vibration and noise measurement

토크가 발생하였으며, 이로 인하여 축발전기가 엔진의 속도와 관계없이 계속 공회전을 하였으나 기술적으로 문제가 되지 않아 선박이 그대로 인도되었다.

하지만 인도 6개월 이후부터 우현 엔진이 650 rpm 근처에서 진동이 심하다는 선주사의 지적을 받았으며 이는 조속기의 비정상적인 제어 기능에 기인한⁽²⁾ 것으로 판단되어 수차에 걸쳐 수리를 하였지만 개선효과는 없었다. 이후 진동의 원인을 찾을 수가 없어 추가적으로 Table 6 및 Fig. 8과 같이 축계 시스템의 종합적인 진동계측과 감속기어 소음계측을 동시에 수행하였다.

우선 우현 엔진에서 Fig. 1의 b) 운전모드로 엔진 회전수를 천천히 증가·감소시키면서 계측한 결과 Fig. 9와 같이 440, 650 rpm 근처에서 비틀림진동이 심하다는 것을 확인할 수 있었다. 여기서 440 rpm에서 발생하는 진동은 1/2차로 실린더간의 불균등한 부하로 판단할 수 있지만, 650 rpm의 진동은 엔진의 기진력과 무관한 1/3차 성분이다. 이를 좀더 자세하게 규명하기 위하여 엔진을 650 rpm에 고정하고 진동을 계측한 결과 엔진본체, 축계횡진동, 비틀림진동

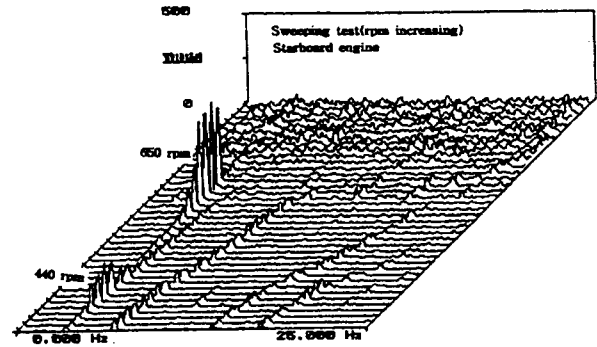


Fig. 9 Angular velocity of Geislinger Flexible Link (GFL) coupling during the sweeping test of engine rpm

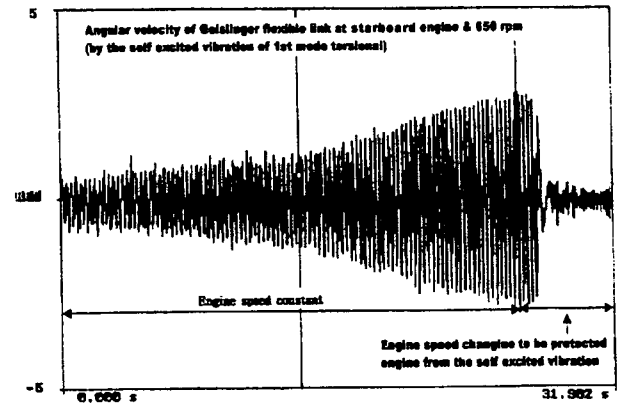


Fig. 10 Angular velocity of GFL coupling at engine speed 650 rpm

및 소음이 점차 증가하는 불안정한 진동의 양상을 보였다. Fig. 10은 이때 유쇠감쇠형 커플링 뒤에서 계측한 각속도 변동으로 진폭이 점점 증가함을 알 수 있으며, 마지막 부분에서 진동이 감소한 것은 엔진과 추진축계의 파손을 방지하기 위하여 엔진의 회전수를 700 rpm 이상으로 높인 결과다.

Fig. 1의 b) 운전모드는 프로펠러의 각진폭이 적고 프로펠러 피치각을 영으로 사용하여 감쇠를 거의 기대할 수 없으며, 또한 프로펠러 축은 엔진의 부하가 걸리지 않기 때문에 프로펠러의 정적 추력이 발생하지 않는다. 따라서 클러치의 마찰토크에 의해 Fig. 11과 같이 좌, 우현 엔진 모두 증속기어 회전수 2차 성분의 트러스트 리버설 현상이 발생하였다. Fig. 12는 우현 엔진의 불안정한 진동 성장 전, 후 프렉시블 링크의 횡진동으로 비틀림의 1 절 공진 주파수인 3.75 Hz 성분이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 13은 650 rpm에서 계측한 감속기어 근처에서 계측한 소음이며, 불안정한 진동이 발생하는 우현

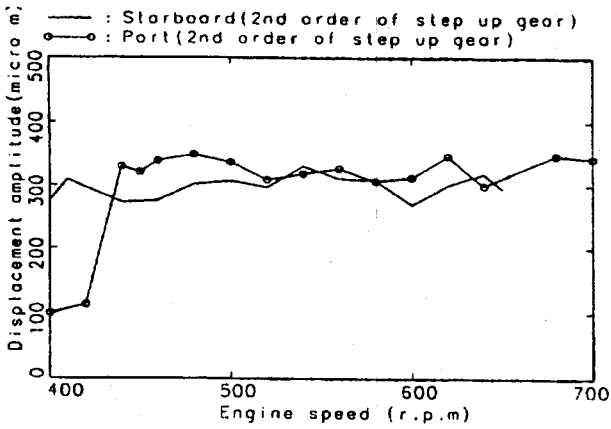


Fig. 11 Axial displacement of intermediate shaft with zero pitch of propeller

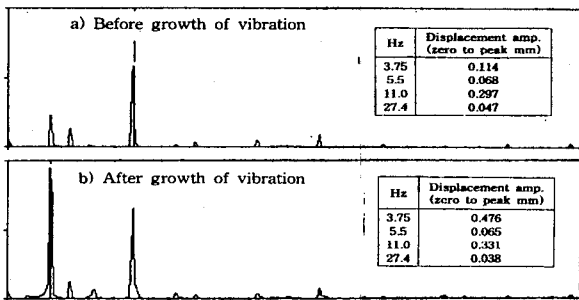


Fig. 12 Transverse displacement of GFL coupling at 650 rpm and starboard engine

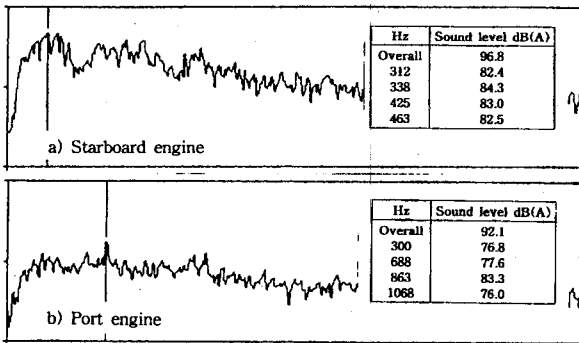


Fig. 13 Noise level of gear box at 650 rpm

엔진은 토크변동에 의한 마찰음이, 좌현 엔진은 기어의 치음이 우세함을 알 수 있다. 또한 추가적으로 발전기와 증속기어 사이의 고무커플링을 분리하고 재결합한 후 진동계측을 수행하였다. 그 결과 440 rpm에서 비틀림진동은 거의 동일하게 발생하였으나 650 rpm에서 발생한 불안정한 진동은 발생하지 않았다. 이때 발전기의 공회전 속도는 Fig. 14와 같이 252~270 rpm이었다. 1차 진동계측 때는 발전기의 공회전수를 측정하지 않았지만, 이 결과로부터 비틀

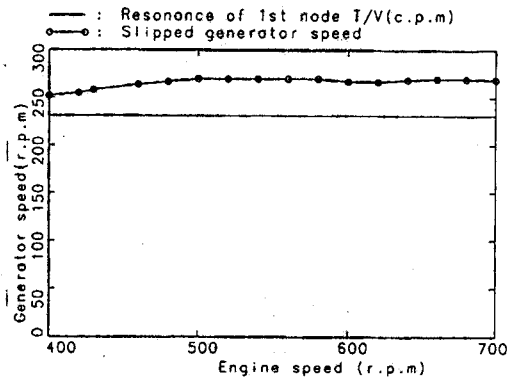


Fig. 14 Generator speed with a slip of multi-friction clutch

림 고유진동수와 일치하는 230 rpm으로 추정되었다. 그리고 Fig. 1의 b) 운전모드에서 엔진 사용 시간이 경과함에 따라 클러치와 발전기 축 사이의 내부마찰이 점차 감소하여 발전기의 회전수가 230 rpm으로 떨어지면 불안정한 진동이 다시 발생할 것으로 예상되었다.

5. 불안정한 비틀림진동의 회피방법

일반적으로 펌프, 압축기 터빈, 모터 등의 단순한 축계 시스템에서 밀봉장치의 내부마찰, 베어링의 오일 휩 또는 유니버설 조인트를 갖는 축계의 경사각에 의해서 불안정한 진동이 발생하고 있다^(3,4). 방진대책으로 기진력의 제거, 시스템의 고유진동수 변경, 공진 영역의 운전회피 등이 있다. 본 연구에서도 클러치의 마찰토크를 없애기 위해 구조를 개선하여 발전기의 공회전을 방지하는 것이 가장 바람직하다. 그러나 증속 기어함 내부에 설치된 마찰 클러치의 구조 개선은 현실적으로 불가능하다. 따라서 현재 사용하고 있는 고무커플링 대신에 Fig. 15와 같이 내부는 고무커플링, 외부는 공기 클러치 기능을 갖는 복합형 클러치를 사용하는 것도 한 방법이다. 이는 선박 초기 설계 단계에서는 가능하지만 운전 중인 선박은 교체작업을 위해 많은 시간이 필요하며 경제적인 부담도 크다. 또한 1절 비틀림진동을 줄일 수 있는 댐퍼를 고려할 수 있으나 제한된 공간 내에서 고유진동수가 낮은 저주파용 댐퍼 설계가 매우 어렵다. 더욱이 본선의 경우 크랭크축을 보호하기 위하여 스리브 타입의 댐퍼가 엔진 선단에 설치되어 있기 때문에 이를 엔진 후미에 설치하여야 하지만 설치 공간이 없어 현실적으로 수행하기가 곤란하다. 이외에도 발전기의 공회전을 방지하기 위하여 증속

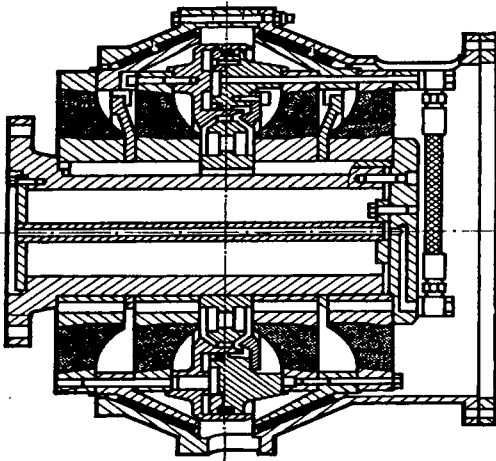


Fig. 15 PNEUMAFLEX KA clutch of Lohmann & Stolerfort

기어와 발전기 사이에 브레이크를 설치하는 방법과 고유진동수를 바꾸기 위하여 축계의 직경을 증가시키는 방법을 검토할 수 있으나 실현 가능성이 희박하다.

따라서 불안정한 비틀림진동을 일으키는 구역을 운전 금지구역으로 설정하고 관련된 엔진 운전 시스템에서 650 rpm 전후하여 Quick-pass되도록 하는 것이 합리적이다. 그러나 일반적으로 4행정 디젤엔진과 감속기가 적용되는 추진축계에서 운전 금지구역을 설정하는 사례가 많지 않기 때문에 선주사의 충분한 이해와 승인이 필요하다.

6. 결 론

본 논문에서는 디젤엔진을 갖는 선박용 추진축계에서 발생한 불안정한 비틀림진동을 이론 및 실험을 통해서 검토하였으며, 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 지금까지 디젤엔진을 갖는 추진축계에서 발생한 사례가 거의 없는 불안정한 비틀림진동이 1절고유진동수의 3배수 회전수에서 발생하는 것을 확인하였다.

(2) 이 불안정한 비틀림진동의 원인은 증속기어 회전수의 2배수 성분의 추진축계 트러스트 리버설과 클러치의 마찰에 의한 발전기 공회전 속도가 1절 비틀림 고유진동수와 우연히 일치하여 발생한 것으로 추정되었으며, 이를 이론적으로 검토하였다.

(3) 방진대책으로 불안정한 비틀림진동이 일어나는 주기관 회전수 600~700 rpm사이를 운전금지구역으로 설정하여 Quick-pass하였다. 또한 추가 실험을 수행하기 위하여 발전기 쪽에 설치된 고무커플링을 재조립한 결과 발전기의 회전속도 변동으로 불안정한 비틀림진동이 재현되지 않았다. 따라서 유사 선박에서 동일한 진동이 발생할 경우 좀더 정확한 메커니즘을 조사할 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) Cyril M. Harris, 1996, Shock and Vibration Handbook(4th edition), McGRAW-HILL, pp 5.2~5.23.
- (2) MAN B&W, 1998, Symposium of Engine Dynamics, MAN B&W Diesel A/S, pp. 101~111.
- (3) KSME and JSME, 1997, Troubleshooting for Vibration in Industrial Machinery, v-Base International Seminar, Pusan Korea, pp. 36~58.
- (4) Kato, M., Ota, H., Kim, J. R. and Kato, R., 1997, "Unstable Vibrations of a Rotating Shaft Driven through a Universal Joint", APVC'97, pp. 236~241.