

여러개의 분지를 갖는 동력장치의 비틀림진동 해석

전효중* · 김의간* · 옥류관** · 이돈출***

A Study on the Torsional Vibration Analysis of Multi-branched Power Driving System†

H.J.Jeon · U.K.Kim · R.K.Ock · D.C.Lee

Abstract

Recently, multi-branched driving systems are often used for power station systems or for marine propulsion systems to save the initial cost, the man power and to improve the energy efficiency.

As the multi-branched power system has a very complicated vibrating system, its analyzing method is quite different from the ordinary method for the single straight system.

In this study, the multi-branched power system is reduced to derive equations of free vibration and some analytical methods are studied to solve these equations and computer programs are developed to calculate their numerical solutions.

And also, equations of forced-damped vibration of the multi-branched power system which involves diesel engines are derived and their solving methods are studied. Some computer programs are developed to get responses of the forced vibration with damping and their results are synthesized to get resultant responses.

Finally, exciting forces of diesel engine and damping forces of power driving systems are appreciated to help field engineers by suggesting reasonable method of estimating their values.

1. 서 론

'73년과 '79년의 2차에 걸친 에너지파동이후
지난 10년간의 동력장치개발에 있어서의 최우

선 과제는 에너지절약이었다. 박용기관에 있어
서도 종래의 고성능기관대신에 연료소비량이
적은 에너지 절약형기관의 개발이 중요 과제로
등장하였다.

특히 선박에 있어서는 종래의 주기와 발전기

†) 이 연구는 88년도 한국과학재단 연구비 지원에 의한 결과임

* 해양대학

** 대우조선(주)

*** 현대엔진(주)

에 한정된 에너지절약대책으로 부터 선박을 하나의 플랜트로 간주하여 선박 전체로서의 종합적인 에너지 절약에 노력하여왔다. 이러한 연구노력의 일환으로서 동력장치 자체의 연료소비량을 감축하는 동시에 선내의 발전기를 비롯한 각종 보기를 주기관에 의하여 구동함으로써 전기의 소모량을 감축하여 열효율이 떨어지고 저질유 운전이 어려운 발전기의 출력을 감축하거나 발전기의 구동자체를 폐지하고 있다. 특히 최근에는 주동력장치의 배기개스터어빈 효율이 크게 향상됨으로써 잉여동력이 발생하게 되고 이 잉여동력으로 발전기를 구동하거나 주구동축으로 환원시키는 시스템도 개발되었다.

한편, 해운계에서는 운임을 낮추고 운항효율을 높이기 위하여 각종 전용선을 개발하여 운항하고 있는데 이러한 전용선중 자동차운반선이나 RO/RO선들은 선박구조상 기관실높이에 제한을 받게되고 따라서 기관높이가 낮은 중형 디젤기관을 2대이상 감속치차로 연결하여 다기일축식(多基一軸式) 동력장치로 함으로써 낮은 프로펠러회전에 의한 추진효율향상과 대마력을 얻을 수 있는 시스템을 개발하여 이용하고 있다. 또한 셔틀·탱커(shuttle tanker)와 일부 특수선박에서는 엔진크기가 작은 중형중속기관을 여러대의 감속치차로 연결하여 하나의 추진축을 구동하는 동시에 항내에 정박중이거나 하역시에는 추진축과의 연결을 단절하고 발전기나 하역장치를 구동하는 동력원으로 이용하는 시스템도 개발되었다.

이상과 같이 하나의 동력장치에 여러개의 분지를 연결하여 유효윙프, 유압윙프, 발전기 등을 구동하거나 반대로 잉여동력을 받아드리는 경우 및 여러대의 동력장치로써 하나의 동력축을 구동하는 경우에는 주로 증감속치차에 의하여 분지계가 연결되기 때문에 디젤기관과 같이 토오크변동이 심할 경우 치차를 보호하고 토오크변동을 완화하기 위하여 탄성커플링을 구동축과 피동축간에 설치하게 된다.

따라서 이러한 동력장치의 비틀림진동계는 여러개의 분지로 인하여 진동계자체가 복잡하게 될 뿐만 아니라 계의 도중에 개재하는 증감속치차, 각종 탄성커플링, 감쇠장치를 비롯하

여 각 말단에 연결되는 엔진, 모우터, 발전기, 펌프 및 선박의 경우에는 프로펠러까지를 포함시켜야 되기 때문에 이러한 계의 비틀림진동해석은 매우 번잡하고 곤란한 문제로 되고 있다. 더구나 최근에는 종래와는 달리 고유진동수와 그에 대한 진동모오드를 구하는데 만족하지 않고 공진상태에서의 진동진폭과 진동응력은 물론이고 공진점 이외의 강제진동진폭과 한거름 나아가서 여러 기진력차수에 대한 합성진동해석까지를 희망하는 경우도 나타나고 있어 종래와는 근본적으로 다른 새로운 해석기법이 요망되고 있다.

본 연구에서는 이러한 분지를 갖는 동력장치의 실예가 가장 많이 나타나고 있는 선박추진축계장치에 초점을 맞추어 고유진동수와 이에 관련된 고유모오드 및 강제진동과 합성진동해석까지 다루고자 한다. 이러한 연구결과는 프로펠러가 없는 일반 육상의 보다 단순한 분지계동력장치, 그 중에서도 토오크변동이 거의없는 증기터어빈장치에 대해서는 아무런 어려움 없이 매우 용이하게 적용될 수 있을 것이다.

2. 여러개의 분지를 갖는 계의 다자유도 감쇠 강제진동방정식의 유도

여러대의 엔진과 모우터, 발전기, 펌프 등을 분지와 치차에 의하여 연결한, 복잡한 진동계 일지라도 근본적으로는 단순, 단일축계의 비틀림진동을 해석하는 경우와 마찬가지로 일반적 수법에 따라 등가계로 변환한다. 계의 각질량은 등가집중질량으로, 각축은 등가장, 또는 등가강성으로 치환하고 이들 질점에 기진력이 가하여지며 감쇠력은 각질점에 직접, 또는 질점간에 작용하는 것으로서 다룬다.

지금 여러개의 분지로 구성된 등가계에 있어 임의의 2질점간에 Fig. 1과 같은 기진력과 감쇠력이 작용한다고 보고 진동방정식을 유도하면 식(2.1)과 같이 쓸수 있다. 다만, Fig. 2와 같이 임의점 n에 있어 화살표가 밖으로 향하는 것을 질점 n와 동일스프링 및 감쇠라 약속

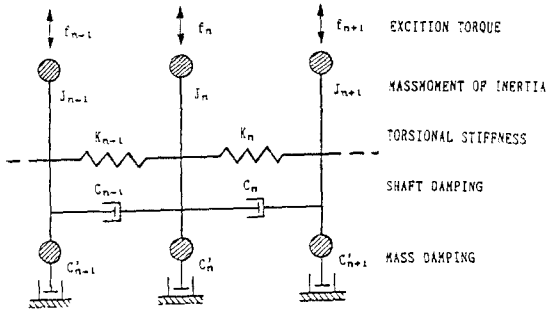


Fig. 1. Forced, damped torsional vibration lumped mass system

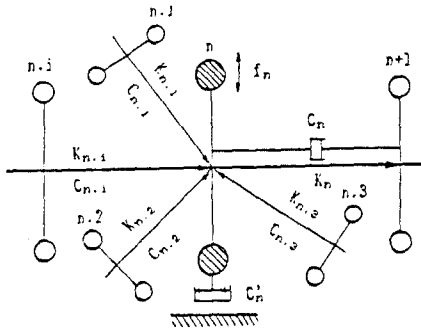


Fig. 2. Torsional vibration system of any mass position

하고 이점에 연결된 분지수를 (m+1)개라 한다.

$$J_n \ddot{\theta}_n + K_n (\theta_n - \theta_{n+1}) + \sum_{i=1}^m K_{n,i} (\theta_n - \theta_{n,i}) + C_n \dot{\theta}_n + C_n (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n+1}) + \sum_{i=1}^m C_{n,i} (\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n,i}) = f_n \quad (2.1)$$

- 다만,
- J : 극관성모멘트 (kg · cm · s²)
 - K : 스프링정수 (cm · kg/rad)
 - θ : 절점의 각변위 (rad)
 - f : 기진력 (cm · kg)
 - ω : 기진력의 각진동수 (rad/s)
 - C : 절점간의 상대속도에 대한 감쇠계수 (kg · cm · s)
 - c' : 절점의 절대속도에 대한 감쇠계수 (kg · cm · s)
 - 첨자(n,i) : 절점 n와 연결되는 제(i+1)번째

의 분지점, 다만, (m+1)은 첫 번째의 분지를 나타낸다.

다음에 분지를 갖는 진동계를 구성하는 각요소의 등가계에로의 치환방법에 관하여 고찰하고자 한다.

2.1 증감속치차계의 등가진동계

증감속치차를 갖는 분지계는 복잡한계로 이루어져있고 서로 다른 속도로 회전하는 분지축이 존재하므로 기준회전속도(일반적으로 기관회전속도를 택하는 것이 편리하다)에 대하여 계 전체를 동력학적으로 등가가되는 등가계로 환산하여 다룬다.

지금 Fig. 3에 따라 증감속치차부의 각변위, 각속도 및 회전수의 관계로부터 맞물린 치차에 같은 힘이 작용하므로 식(2.1)과 같은 결과를 얻게된다.

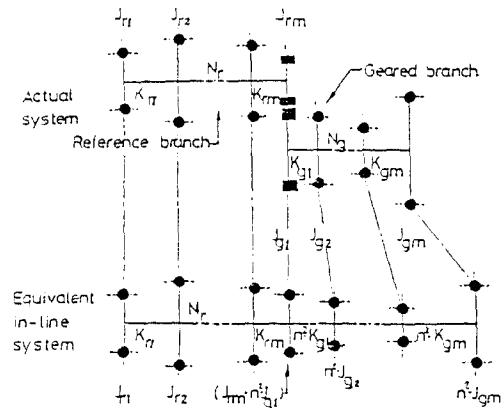


Fig. 3. Branched system rotating with different speed

$$T_r = R_r \cdot F \quad T_g = R_g \cdot F$$

- 다만,
- T_r : 기준축의 토크 (cm · kg)
 - T_g : 분지축의 토크 (cm · kg)
 - R_r : 대치차의 피치원반경 (cm)
 - R_g : 피니언의 피치원반경 (cm)
 - F : 전달되는 힘 (kg)

맞물린 치차에 같은 힘이 작용하므로 다음의 결과를 얻게된다.

$$T_r / T_g = R_r / R_g = \theta_g / \theta_r = \Omega_g / \Omega_r = N_g / N_r = n \quad (2.2)$$

Table 1. Equivalent quantities of branched system parameters

Quantity	Reference branch actual value	Geared branch	
		Actual value	Value referred to rpm of reference branch
RPM	N_r	N_g	N_g/n
Order number	i_r	i_g	ni_g
Torque	T_r	T_g	nT_g
Moment of inertia	J_r	J_g	n^2J_g
Torsional stiffness	K_r	K_g	n^2K_g
Damping coefficient	C_r	C_g	n^2C_g
Amplitude	θ_r	θ_g	θ_g/n

다만, θ_r : 기준축의 진동진폭(rad)
 θ_g : 분지축의 진동진폭(rad)
 Ω_r : 분지축의 각속도(rad/sec)
 Ω_g : 분지축의 각속도(rad/sec)

분지축의 비틀림강성계수(K_g) 및 등가비틀림강성계수(K_e)에 대한 변형에너지는

$$U_g = \frac{1}{2}(K_g\theta_g^2) \quad (2.3)$$

$$U_e = \frac{1}{2}(K_e\theta_e^2) \quad (2.4)$$

식(2.2), (2.3), (2.4)로부터 등가비틀림정수가 다음과 같이 구하여진다.

$$K_e = K_g(\theta_g/\theta_e)^2 = K_g(N_g/N_r)^2 = K_gn^2 \quad (2.5)$$

질량관성모멘트(J_g) 및 등가질량관성모멘트(J_e)에 대한 운동에너지는

$$V_g = \frac{1}{2}(J_g\Omega_g^2) \quad (2.6)$$

$$V_e = \frac{1}{2}(J_e\Omega_e^2) \quad (2.7)$$

식(2.1), (2.6), (2.7)로부터 등가질량관성모멘트가 다음과 같이 구하여진다.

$$J_e = J_g(\Omega_g/\Omega_e)^2 = J_gn^2 \quad (2.8)$$

이상에 보인것과 같은 방법으로 계산된 감쇠계수, 진동진폭과 함께 위의 결과를 표로 보인 것이 Table 1이다.

2·2 탄성커플링

탄성커플링에는 매우 다양한 구조와 종류가 있으나 크게 분류하여 고무를 이용하는 경우와 강철제스프링을 이용하는 경우로 대별할 수 있

다. 이들 탄성커플링은 변동토크와 비틀림진동을 완화하는 기능을 갖으며 고무의 경우에는 특히 열에 대하여 취약하고 부하, 또는 진폭과 진동주파수에 따라 비틀림강성과 감쇠계수가 결정되는 비선형성을 갖는다¹⁾.

강철스프링제의 경우에는 윤활과 냉각 및 감쇠력을 얻기 위하여 시스템유가 공급되고 있으며 고무제 탄성커플링과 같은 심한 비선형성을 갖지는 않는다.

이들 탄성커플링의 강성계수는 각 제품의 캐다로그에 제시되어 있다. 또한 고무제 탄성커플링의 감쇠계수는 Fig. 4에 보이는 것처럼 상대감쇠(relative damping)로 표시되는 일이 많은데 상대감쇠 ψ 와 다른 표시의 감쇠량과의 관계는 식(2.9)와 같다²⁾.

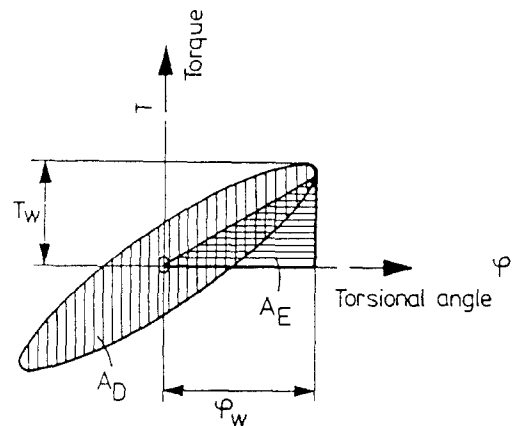


Fig. 4. Graph of the torque and the torsional angle during one cycle

$$\psi = 2\pi\eta = \frac{A_D}{A_E} = 2\delta = \frac{2\pi}{Q} = 2\pi \tan\Phi \quad (9)$$

$$= 4\pi C/C_c$$

다만, η : 감쇠계수 (damping factor), 또는 손실계수 (loss factor)

δ : 대수감쇠율 (logarithmic decrement)

Q : 공진배율계수 (resonance amplification factor)

C/C_c : 감쇠계수/임계감쇠계수

각종탄성커플링에 대한 상대감쇠의 값은 제 품캐타로그에 제시되어 있는데 이들 값을 이용하여 구체적인 계산을 수행한다.

2.3 등가스프링정수와 등가극관성모멘트

2.3.1 등가스프링정수

축계의 등가스프링정수는 일반단순축계에 대한 계산방법과 동일하다. 크랭크축계에 대하여서는 기관제작자가 제시하는 값을 주로 이용하며 이러한 값을 이용할 수 없을 경우에는 필자 등이 유도한 이론적 방법에 의하여 계산한다^{3,7)}.

2.3.2 등가극관성모멘트

등가극관성모멘트 중 가장 문제로 되는 것은 프로펠러의 부가수극관성모멘트이며 이들 부가수효과를 이론적으로 계산할 수 있는 식을 Schuster⁴⁾, Schwanecke⁵⁾, Thomsen⁶⁾ 등이 발표한 바 있다. 대개의 경우 경험치로서 프로펠러의 공기중 극관성모멘트의 25% 정도를 부가수효과로서 더하고 있으나 이 방법에 의할 경우 프로펠러의 형상이나 재질에 관계없이 일정비율을 가산하게 되므로 문제가 된다. 따라서 상기 이론식을 이용하든지, 또는 망강황동재의 경우 20-30%, 니켈알미브론즈재의 경우에는 30-35%를 가산하는 것이 보다 합리적이다. 한편 신채진동완화를 위해 최근 많이 이용하고 있는 하이스큐프로펠러의 경우에는 공기중 극관성모멘트의 40-60% 정도를 부가수효과로서 가산한다⁷⁾.

2.4 기진력

분자를 갖는 회전축계에서 디젤엔진과 프로

펠러를 갖는 경우에는 주된 기진원이 이들 양자이며 그외에도 축계내에 감속치차가 있을 경우 이들의 가공오차에 의한 기진력이 발생할 수 있으나 기계 가공정밀도가 향상된 오늘날에 있어서는 문제가 될만한 기진력으로 되지 않으며 기진력으로서 작용할 경우라도 고차의 것이므로 기관의 사용범위에서 나타나는 일은 드물다.

따라서 여기서는 기관기진력과 프로펠러기진력에 관해서만 고찰하여 보기로 한다.

2.4.1 기관기진력

기관기진력은 연소개스에 의한 강제회전력과 관성토크가 있다. 먼저 개스압력에 대한 값을 구한 다음 관성토크의 성분을 필요에 따라 수정 부가 한다.

i차의 개스압력에 의한 제n번째 질점의 시린더에 있어서의 강제력 f_{ni} 는 다음식으로 주어진다.

$$f_{ni} = F_{ni} e^{j\omega t} = P_{ni} + jQ_{ni} \quad (2.10)$$

$$= \frac{\pi}{4} D^2 r t_i (U_{ni} + jV_{ni})$$

다만, D : 시린더지름 (cm)

r : 크랭크반경 (cm)

t_i : i차 가스하모닉스 (kg/cm²)

$$U_{ni} = \sum_{k=1}^b u_{nk}, \quad V_{ni} = \sum_{k=1}^b v_{nk}$$

b : 뱅크수 (=1, 직렬, =2, V형, =3, W형)

$u_{nk} = \cos(\phi_i + i\gamma_{nb}), v_{nk} = \sin(\phi_i + i\gamma_{nb})$

ϕ_i : i차 개스하모닉스의 위상각

γ_{nb} : 기준시린더에 대한 착화각

착화실패등을 고려하여 f_{ni} 를 착화시린더 모두에 대하여 작성한 다음 P_n, Q_n 에 관한 기진력벡터를 구할 수 있다. 필요에 따라 다음과 같이 관성토크에 의한 영향을 고려하여 수정한다.

기관의 왕복질량에 의한 관성토크 f_n' 는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$f_n' = Gr\omega^2 \left\{ \cos\alpha + \frac{\lambda^2 \cos 2\alpha + \sin^4 \alpha}{(\lambda^2 - \sin^2 \alpha)^{3/2}} \right\}$$

$$\times \left\{ \sin\alpha + \frac{\sin\alpha \cos\alpha}{(\lambda^2 - \sin^2 \alpha)^{1/2}} \right\}$$

$$= Gr\omega^2 (a_1 \sin\alpha + a_2 \sin 2\alpha + a_3 \sin 3\alpha$$

$$+ a_4 \sin 4\alpha + \dots \quad (2.11)$$

다만, G : 왕복질량의 무게 (kg)
 $\lambda = 1/r$: 연접봉의 길이/클랭크반경
 $\alpha = \omega t$: ω 는 크랭크의 회전각속도 (= $2\pi N/60$)

관성토크는 피스톤단위면적당으로 환산한 값으로 표시하여 두면 폭발개스 하모닉스와 합산하는데 편리하다.

$$T_{gi} = f_{n'} / (\frac{\pi}{4} D^2) = a_i' Gr N^2 / D^2 \quad (2.12)$$

식(2.12)의 형식으로 관성토크를 표시하면 식(2.11)과 같은 조화성분으로 분해 하였을 경우의 계수 a_i' 의 값은 다음과 같다. 다만 이 경우에 차수는 4차까지만 고려하면 충분하다.

$$a_1' = 3.56 \times 10^{-6} / \lambda, \quad a_2' = -7.12 \times 10^{-6}$$

$$a_3' = -10.67 \times 10^{-6} / \lambda, \quad a_4' = -3.56 \times 10^{-6} / \lambda^2$$

개스압력과 관성토크에 의한 복합토크의 하모닉스는 관성토크의 작용방향이 피스톤왕복방향으로만 나타난다는것을 고려하여 다음 식으로 구할 수 있다.

$$t_{ri} = t_i + t_{gi}$$

$$|t_{ri}| = \sqrt{t_i^2 + t_{gi}^2 + 2t_i t_{gi} \sin \phi_i} \quad (2.13)$$

$$\phi_{ri} = \cos^{-1} \{ (t_i \sin \phi_i + t_{gi}) / t_{ri} \}$$

이 복합토크의 하모닉스 t_{ri} 와 위상 ϕ_{ri} 를 식(2.10)의 t_i 와 ϕ_i 대신에 이용하면 기관기진력은 모두 고려할 수 있다.

2.4.2 프로펠러기진력

프로펠러주변의 불균일한 반류에 기인하는 프로펠러기진력이 프로펠러추진 토크에 비례한다고 하면 등가축상의 기진력은 다음 식으로 주어진다.

$$f_{Pi} = A_{Pi} T_P (\cos \epsilon_{Pi} + j \sin \epsilon_{Pi}) \quad (2.14)$$

다만, T_P : 등가축으로 환산된 프로펠러 평균 추진토크

A_{Pi} : 기관상당 i 차의 프로펠러기진력계수 (원축의 날개수차수가 문제로 되며 그 값은 Table 2와 같다. $i=Z/R$: Z 는 날개매수, R 는 감속비)

ϵ_{Pi} : 프로펠러기진력의 위상각(프로펠러설치각도, 구조 및 감속치차와 클라취 끼움위상등에 따라 변하는 값)

축계내에 클라취가 있는 경우에는 클라취 끼움조건에 따라 위상각 ϵ_{Pi} 가 변하기 때문에 가장 위험한 운전조건을 고려하여 기관기진력과 프로펠러기진력의 위상이 일치한 경우에 대하여 검토하는 것이 좋을 것이다. 또한 저속직결 기관에서는 프로펠러날개수가 기관사용회전수 내에 나타나고 또한 위상을 정확히 파악하여 진동이 최소로 되는 프로펠러설치각도를 계산할 필요가 있다.

Table 2의 값은 이미 발표된 여러값의 평균치를 표시한 것이다. 프로펠러기진토크는 프로펠러에 유입하는 물의 흐름을 준정상류, 또는 비정상류로 보고 이론적으로 계산하는 방법이 제시되고 있으나 전자는 비교적 간단히 계산할 수 있는 대신에 정밀도가 떨어지고 후자는 정밀도가 약간 좋아지나 계산절차가 매우 복잡하기 때문에 대형계산기의 이용이 불가피하며 실용성에 있어 문제가 있다.

2.5 감쇠력

축계비틀림진동해석에 있어 가장 애매모호한 것이 감쇠력이다. 이것은 많은 요소로부터 영향을 받으며 아직도 보편타당한 계산방법이 없기 때문에 지금까지의 실적치를 이용하는 것이 관례로 되어있다. 똑같은 사양으로 제작된 기관의 진동진폭을 실측하여 비교하면 50%이상 차이가 생기는 경우가 있다. 이는 크랭크축계의 감쇠요인인 피스톤과 라이너간의 마찰저항

Table 2. Propeller exciting torque ratio to mean propulsion torque of blade number order (%)

Blade number order	4 blades Pro.	5 blades Pro.	6 blades Pro.
1×Blade No.order	7.5	1.1	4.3
2×Blade No.order	2.1	1.4	0.8
3×Blade No.order	0.7	0.3	0.3

이 라이너나 피스톤의 제작상의 차이, 피스톤 중심의 어긋남, 윤활상태의 차이등으로 변화가 생기기 때문이며 메인베어링과 크랭크핀베어링 등에서도 같은 현상이 발생한다.

이상과 같이 감쇠는 많은 불확정적인 인자를 포함하며 엄밀하게 따져 속도비례형의 감쇠로서 다를 수 없다. 따라서 본 논문에서는 감쇠 효과를 주는 인자로서 엔진, 프로펠러, 발전기, 댐퍼, 축히스테리시스감쇠, 축커플링감쇠 등에 대하여 속도비례형이 아닐 경우 감쇠에너지가 같게되는 속도비례형 등가감쇠계수를 이용하여 계산한다.

2.5.1 속도비례형 등가감쇠계수

속도비례형 감쇠에 의한 토오크는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\text{감쇠토오크} = C(\dot{\theta}_n - \dot{\theta}_{n+1}) + C'\dot{\theta}_n \quad (2.15)$$

여기서 편의상 감쇠계수를 C, 상대진폭($\theta_n - \theta_{n+1}$)와 절대진폭 θ_n 을 θ 라 놓더라도 다음 식의 적분에는 지장이 없다. 이 형식의 감쇠에 의하여 흡수되는 감쇠에너지 W_d 는 다음 식으로 주어진다.

$$W_d = C \frac{d\theta}{dt} \cdot d\theta = \pi c \omega \theta^2 \quad (2.16)$$

한편 속도비례형 이외의 감쇠로 흡수되는 감쇠에너지가 W_d' 로 주어진다고 하면 이때의 속도비례형 등가감쇠계수 C를 W_d 와 W_d' 가 서로 같다고 놓고 다음 식으로부터 구한다.

$$c = W_d' / \pi \omega \theta^2 \quad (2.17)$$

2.5.2 기관감쇠

기관감쇠는 크랭크축, 피스톤, 크로스헷트등의 마찰저항에 의한 감쇠, 크랭크핀베어링에 있어 베어링브라스와 핀과의 충격손실, 메인베어링에 있어서의 축의 휘돌림에 의한 충격손실 등으로 발생한다고 한다. 지금까지 기관감쇠에 대하여서는 많은 연구가 이루어졌고 여러가지 계산식과 경험치가 주어지고 있다. 저자들은 주로 진동실측치를 기초로하여 구한 값을 이용하고 있으나 일부에서는 경험식을 이용하는 경우도 있다.

(가) 실측치에 의한 값³⁾

$$C_e = \eta J_e \omega (kg \cdot cm \cdot s) \quad (2.18)$$

다만, η : 감쇠계수 (0.025-0.050)

J_e : 등가극관성모멘트 ($kg \cdot cm \cdot s^2$)

ω : 각진동수 (rad/sec)

(나) BICERA의 공식⁸⁾

$$C_e = \alpha_b i \omega J_e (kg \cdot cm \cdot s) \quad (2.19)$$

다만, α_b : 정수 (0.01-0.04)

i : 정수 (=1 직렬기관, =2, V형기관)

J_e : 등가극관성모멘트 ($kg \cdot cm \cdot sec^2$)

BICERA의 공식을 대형저속기관에 적용하면 좋은 결과를 얻는다고 한다.

(다) CARTER의 공식⁹⁾

$$C_e = \alpha_c i J_e^{0.8} \quad (2.20)$$

다만, α_c : 정수 (12-35)

i : 정수 (=1, 직렬기관, =2, V형기관)

J_e : 등가극관성모멘트 ($kg \cdot cm \cdot sec^2$)

CARTER의 공식은 소형중속기관에 적용하면 좋은 결과를 얻는 것으로 알려져 있다.

2.5.3 프로펠러감쇠

프로펠러감쇠계수는 이론적으로는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$C_p = \alpha_p T_p / N_p (kg \cdot cm \cdot s) \quad (2.21)$$

다만, α_p : 프로펠러감쇠계수

N_p : 프로펠러회전속도 (rpm)

T_p : 원축상의 프로펠러토오크 ($kg \cdot cm$)

α_p 에 관해서는 가장 흔히 이용하는 방법으로서 Archer의 선도에 의하여 프로펠러지름, 핏치비, 전개면적, 날개수등에 따라 결정하는 방법이 있으며 평균치로서 $\alpha_p = 30$ 을 이용하여도 무방하다.¹⁰⁾

한편으로는 수동력계에 대하여서도 식(2.21)과 같은 형식으로 줄 수 있으나 α_p 가 프로펠러와는 다른 값을 취하게 되므로 주의할 필요가 있다. 적절한 값을 얻을 수 없는 경우에는 평균치로서 $\alpha_p = 18$ 을 취한다.¹¹⁾

2.5.4 발전기의 감쇠

교류발전기에 의한 감쇠는 무시할 수 있을 정도로 적으나 직류발전기의 경우에는 다음 식에 의하여 감쇠를 계산한다.¹¹⁾

$$C_d = \alpha_d T_d / N_d (kg \cdot cm \cdot s) \quad (2.22)$$

다만, α_d : 계수 (=124-135)

T_d : 발전기의 부하토오크 ($kg \cdot cm$)

N_d : 발전기축의 회전수 (rpm)

2.5.5 비스커스댐퍼의 감쇠

중형디젤기관에 많이 이용하는 비스커스댐퍼는 댐퍼케이싱내에 도넛형상의 관성링이 수용된 것으로서 댐퍼케이싱과 관성링의 상대운동과 이들사이에 채워진 시리콘유의 점성에 의하여 발생하는 감쇠의 계수가 다음 식으로 주어진다.

$$C_v = \mu R^2 A / h = C_i + C_o + C_s (kg \cdot cm \cdot s)$$

$$C_i = 2\pi \mu_i b R_i^3 / h_i, \quad C_o = 2\pi \mu_o b R_o^3 / h_o$$

$$C_s = \pi \mu_s (R_o^4 - R_i^4) h_s \quad (2.23)$$

다만, μ : 시리콘유실효절대점도

b : 관성링의 두께 (cm)

R : 관성링의 평균반경 (cm)

A : 유막면적 (cm²)

h : 유막평균두께 (cm)

첨자, i =내면, o =외면, s =측면

실리콘유는 걸보기전단비(또는 입력주파수)나 사용온도에 따라 점도가 변하기 때문에 사용조건에 따라 μ 를 수정한다.¹²⁾

2.5.6 탄성커플링의 감쇠

탄성커플링의 감쇠에 관해서는 이미 2.2에서 설명한 바 있다. 현재 한국의 조선소에서 건조되는 선박기관축계에 많이 이용되는 탄성커플링에 관하여 제작자가 제시하는 값을 살펴보면 다음과 같다.

(가) Vulkan커플링¹³⁾

$$V_{vc} = \alpha_{vc} \cdot J \cdot \omega (cm \cdot kg \cdot s) \quad (2.24)$$

다만, α_{vc} : 계수 (0.18-0.24)

(나) Pneumaflex커플링¹⁴⁾

$$C_{pc} = \alpha_{pc} \cdot J \cdot \omega (cm \cdot kg \cdot s) \quad (2.25)$$

다만, α_{pc} : 계수 (0, 19)

(다) Geislinger커플링¹⁵⁾

$$C_{gc} = \alpha_{gc} \cdot J \cdot \omega (cm \cdot kg \cdot s) \quad (2.26)$$

다만, α_{gc} : 계수 (0.20-0.70)

2.5.7 축히스테리시스감쇠

축히스테리시스감쇠는 Dorey의 실험을 Lewis가 정리하여 흡수에너지를 다음 식으로 계산하는 것이 보통이다.¹⁶⁾

$$W_h' = \frac{\pi}{2} \cdot 10^{-9} (\tau_{max})^{2.3} d^2 l \quad (2.27)$$

다만, τ_{max} : 중실축의 최대비틀림응력

d : 중실축지름 (cm)

l : 중실축길이 (cm)

식(2.27)을 직접 식(2.17)에 대입하여도 좋으나 예측단계에서는 미지의 (τ_{max})^{2.3}등이 포함되어있기 때문에 반복계산등 복잡한 처리가 필요하게 된다. 따라서 이것을 회피하기 위하여 식(2.27)을 다소 변형하여 근사값을 도입함으로써 계산하기 쉽도록 한다. 지금 다음과 같은 근사수법을 취한다.

$$(\tau_{max})^{2.3} / A (\tau_{max})^2 = 1 \quad (2.28)$$

식(2.28)이 가능한 한 1에 가깝게 되도록 근사계수 A를 결정하면 좋다. 따라서 식(2.17)로부터

$$C = \frac{\pi \cdot 10^{-9} (\tau_{max})^{2.3} d^2 l}{2\pi \omega \theta^2}$$

$$= \frac{A \cdot 10^{-9} (\tau_{max})^2 d^2 l}{2\pi \omega \theta^2} \quad (2.29)$$

한편 $\tau_{max} = K \theta / (\pi/16) d^3$, $l = G \pi d^4 / 32K$ (G : 축의 횡탄성계수, K : 스프링정수)의 관계가 있으므로 이들 값을 식(2.29)에 대입하여 정리하면 근사감쇠계수로서 다음 식을 얻는다.

$$C_o = (\pi/4) \cdot A \cdot 10^{-9} \cdot GK / \omega \quad (2.30)$$

상식에서 $A=6$ 이라 놓으면 응력이 400kg/cm² 이하에서는 Lewis의 값보다 높은 감쇠를 주며 400kg/cm² 이상에서는 반대의 관계로 되고 600kg/cm² 이상에서는 상당히 큰 오차가 된다. 그러나 실제의 축계에서 비틀림진동응력한계치가 550kg/cm² 정도 이므로 $A=6$ 을 식(2.30)에 대입하면

$$C = 0.00635K / \omega (kg \cdot cm \cdot s)$$

한편 Lazan의 연구결과를 적용할 경우 위의 관계식은

$$C = 0.00188K / \omega (kg \cdot cm \cdot s)$$

로 되어 약 3배의 차이가 있다.^{17),18)}

다만, 실제축에서의 계산결과는 어느 값을 이용하든 큰 차이가 나타나지 않는다.

3. 여러개의 분지를 갖는 계의 다자유도 감쇠강제진동방정식의 해법

종래의 축계 비틀림진동해석방법은 비감쇠다

자유도계의 운동방정식을 홀츠아법(Holzer method)을 이용하여 두개내지 세개성도의 고유진동수와 진동모오드를 구한 다음 진동응력은 계산된 진동모오드를 이용하여 강제력과 경험적으로 얻어진 동배율을 이용하여 구하는 것이 통례였다. 필자들은 이러한 계산에 있어 감쇠에너지를 기관감쇠, 축히스테리시스감쇠, 프로펠러감쇠등으로 분할계산하고 이들 감쇠에너지의 합과 기진에너지가 공진점에서 같게된다는 관계로부터 진동진폭과 진동응력을 계산하는 것이 보다 합리적임을 제시하기도 하였다.¹⁸⁾

그러나 다기일축식(多基1軸式)과 같이 질점이 여러개의 분지에 나누어져서 분포하고 여러가지 기진력과 다양한 감쇠요소를 포함할 경우 종래의 수법으로는 계산과정이 매우 복잡하게 될 뿐만아니라 공진점이 어긋나서 진동진폭이 큰 오차를 나타낼 경우가 있다. 더구나 최근에는 전자계산기의 이용이 자유로워지면서 축계 비틀림진동 계산에 있어서도 임의의 질점에 감쇠력과 기진력을 도입하되 임의회전수에 대한 축계 임의점에서의 진동진폭, 진동응력등을 계산하며 한거름 더 나아가서 이러한 계산을 임의차수의 기진력에 대하여 수행한 다음 그 결과를 합성하는 합성비틀림진동 계산까지 요구하는 경우가 생기게 되었다. 다음에 이들 계산 방법에 대하여 고찰하여 보고저 한다.

3·1 다자유도 감쇠강제진동방정식의 직접해법

여러개의 분지를 갖는 축계의 비틀림진동방정식을 유도한 결과는 일반 다자유도 감쇠강제진동방정식으로 된다.

축계의 감쇠강제진동방정식을 풀이하는 방법으로서 계산기의 도입과 더불어 가장 일찍부터 이용되어 오는 해법은 진동방정식을 복소수로 변환하여 직접 풀이하는 방법이다. 다만, 이 방법은 계산과정이 매우 번잡하게 되는 점과 고유진동수와 진동모오드를 별도로 계산해야 되는 문제점이 있다.^{19),20)}

지금 식(2.1)의 정상해가 다음 식으로 주어진다고 하자.

$$\theta_n = \theta e^{j\omega t}, \quad \dot{\theta}_n = j\omega\theta e^{j\omega t}, \quad \ddot{\theta}_n = -\omega^2\theta e^{j\omega t} \quad (3.1)$$

식(3.1)을 식(2.1)에 대입하여 정리하면 다음 식을 얻는다.

$$\sum_{i=0}^m (k_{n,i} - j\omega C_{n,i}) \theta_{n,i} + \{-J_n \omega^2 + K_n + \sum_{i=1}^m K_{n,i} + j\omega(C_n + \sum_{i=1}^m C_{n,i} + C_n')\} \theta = f_n \quad (3.2)$$

여기서 첨자(n,0)는 (n+1)을 나타내는 것으로 본다.

식(3.2)를 다음과 같이 표시하고 실수부와 허수부로 분리하면 식(3.3)을 얻는다.

$$\begin{aligned} f_n &= p_{nr} + p_{ni} \\ g_{ni} &= -K_{n,i} \\ h_{ni} &= -\omega C_{n,i} \\ g_n &= -\omega^2 J_n + K_n + \sum_{i=1}^m K_{n,i} \\ h_n &= (C_n + C_n' + \sum_{i=1}^m C_{n,i}) \omega \\ \theta &= X_n + jY_n \\ \theta_{n,i} &= X_{ni} + jY_{ni} \end{aligned} \left. \begin{aligned} \sum_{i=0}^m (g_{ni} X_{ni} - h_{ni} Y_{ni}) + g_n X_n - h_n Y_n &= p_{nr} \\ \sum_{i=0}^m (g_{ni} Y_{ni} - h_{ni} X_{ni}) + g_n Y_n + h_n X_n &= p_{ni} \end{aligned} \right\} (3.3)$$

식(3.3)을 질점의 수만큼 연립시켜서 연립일차방정식을 유도하면 n개의 회전질점에 대하여 2n개의 X와 Y에 관한 연립일차방정식으로 된다.

이러한 연립일차방정식을 푸는 계산기프로그램은 여러가지로 개발되어있기 때문에 이들을 이용할 수 있다.²¹⁾ 지금 계산결과로부터 얻은 해가 $X_1, Y_1, X_2, Y_2, \dots, X_i, Y_i, \dots$ 이라하면 이들로부터 다음의 값들을 계산할 수 있다.

(가) 질점 i에서의 비틀림진폭

$$|\theta| = \sqrt{X_i^2 + Y_i^2} \quad (3.4)$$

(나) 비틀림진폭 $|\theta|$ 의 위상각

$$\alpha_i = \tan^{-1}(Y_i/X_i) \quad (3.5)$$

(다) 질점 i 와 $(i+1)$ 을 연결하는 탄성요소내의 비틀림토크 T_i

$$T_i = K_i \sqrt{(X_i - X_{i+1})^2 + (Y_i - Y_{i+1})^2} \quad (3.6)$$

(라) 비틀림토크 T_i 의 위상각

$$\beta_i = \tan^{-1} \left(\frac{Y_i - Y_{i+1}}{X_i - X_{i+1}} \right) \quad (3.7)$$

(마) 질점 i 와 $(i+1)$ 을 연결하는 탄성요소내의 비틀림응력

$$\tau_s = T_i / (\pi d_i^3 / 16) \quad (3.8)$$

다만, d_i 는 축지름

합성 비틀림진동진폭의 계산에 있어서는 각 차수의 기진력에 대하여 계산한 상기 θ_i 를 위상각 α_i 를 고려하면서 합성하면 구하여 진다.

3·2 다자유도 강제감쇠진동방정식의 기계적임피던스법에 의한 해법

축계내의 모든 회전절점에 대하여 식(2.1)과 같은 운동방정식을 유도한 다음 이를 매트릭스형식으로 고쳐쓰면 다음의 식(3.9)와 같이 표시된다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{f_{(t)}\} \quad (3.9)$$

여기서 $\{\theta\}$ 는 비틀림진동의 진폭벡터, $\{\dot{\theta}\}$, $\{\ddot{\theta}\}$ 는 $\{\theta\}$ 의 시간 t 에 관한 1차 및 2차도함수벡터이다.

$[J]$ 는 극관성모멘트 매트릭스로서 일반적으로 매트릭스의 대각선상에만 정의 실수를 갖는 대각매트릭스로 된다.

$[K]$ 는 강성매트릭스로서 대각선상에 정의 실수가 배치되는 대칭매트릭스로 된다. 대개의 경우 대각선을 중심으로 양측에 일정한 폭으로 매트릭스 요소가 배치되는 밴드매트릭스로 되는데 밴드의 폭은 스프링으로 연결되는 인접절점의 순위에 따라 결정된다. 대형구조물의 경우 계산기의 소요용량을 줄이고 계산시간을 단축하기 위하여 밴드의 폭을 줄이는 연구가 필요하다. 축계진동계산의 경우 매트릭스의 차수는 대개의 경우 100차이내이므로 크게 문제로 되지 않는다.

$[C]$ 는 감쇠매트릭스로서 다음과 같은 조건을 만족할 경우에만 대칭매트릭스로 된다. 즉, 축계전체에 작용하고 있는 감쇠가 극관성모멘트와 비틀림강성에 비례하는 값을 갖는다고 하

면 다음 식과 같이 표시할 수 있다.

$$C_v = A_v J, \quad C_s = A_s K \\ C = C_v + C_s = A_v J + A_s K \quad (3.10)$$

다만, A_v , A_s 는 정수로서 실험, 또는 경험적으로 결정된다. 이미 2·5에서 검토한 바와 같이 엔진과 프로펠러, 발전기, 댐퍼 등의 감쇠는 극관성모멘트의 크기에 비례하는 값으로 근사시킬 수 있으며 축히스테리시스감쇠는 일정 각진동수에 대하여 비틀림강성에 비례하는 관계식으로 표시되므로 근사적으로는 위와같은 관계가 성립한다고 볼 수 있다. 다만, 엄격하게 다룰경우 이와 같은 관계는 성립되기 어렵다.

$\{f_{(t)}\}$ 는 기진력벡터로서 푸리에 급수로 표시되는 기진력이다.

지금 식(3.9)의 복소해를 $\{\theta\} = \{X + jY\}e^{j\omega t}$ 기진력벡터를 $\{f_{(t)}\} = \{V + jW\}e^{j\omega t}$ 로 표시하면, $\{\dot{\theta}\} = \omega\{-Y + jX\}e^{j\omega t}$, $\{\ddot{\theta}\} = -\omega^2\{X + jY\}e^{j\omega t}$

여기서 $\{X\}$, $\{Y\}$ 는 복소진폭의 실수부와 허수부벡터이고 $\{V\}$, $\{W\}$ 는 복소기진력의 실수부와 허수부벡터이다.

$\{\theta\}$, $\{\dot{\theta}\}$, $\{\ddot{\theta}\}$, $\{f_{(t)}\}$ 를 각각 식(3.9)에 대입하여 정리하면 다음의 식(3.11)이 된다.

$$([K] - \omega^2[J])\{X\} - \omega[C]\{Y\} + j([K] - \omega^2[J])\{Y\} + \omega[C]\{X\} = \{V + jW\} \quad (3.11)$$

$$[Z_r] = [K] - \omega^2[J]$$

$$[Z_i] = \omega[C] \quad (3.12)$$

라 놓고 정리하여 다시 쓰면 식(3.13)이 된다.

$$[Z_r]\{X\} - [Z_i]\{Y\} = \{V\}$$

$$[Z_i]\{X\} + [Z_r]\{Y\} = \{W\} \quad (3.13)$$

식(3.13)의 연립방정식을 $\{X\}$, $\{Y\}$ 에 대하여 풀고 정리하면 다음과 같다.

$$\{X\} = ([Z_r] - [Z_r]^{-1}[Z_i])^{-1} \cdot (\{V\} + [Z_i][Z_r]^{-1}\{W\})$$

$$\{Y\} = ([Z_r] + [Z_i][Z_r]^{-1}[Z_i])^{-1} \cdot (-[Z_i][Z_r]^{-1}\{V\} + \{W\}) \quad (3.14)$$

식(3.14)를 계산하는 전산프로그램을 쓰고 $\{X\}$, $\{Y\}$ 를 계산하면 다음 값들을 얻을 수 있다.

(가) 임의의 질점 a 에 대한 n 차기진력에 의한 비틀림진폭 θ_{an}

$$|\theta_{an}| = \sqrt{(X_{an})^2 + (Y_{an})^2} \quad (3.15)$$

(나) 비틀림진폭 θ_{an} 에 대한 위상각

$$\alpha_{an} = \tan^{-1}(Y_{an}/X_{an}) \quad (3.16)$$

(다) 질점 a와 인접질점 b를 연결하는 탄성 요소내의 비틀림토크 T_{abn}

$$T_{abn} = K_{ab} \sqrt{(X_{an} - X_{bn})^2 + (Y_{an} - Y_{bn})^2} \quad (3.17)$$

(라) 비틀림토크 T_{abn} 의 위상각

$$\beta_{abn} = \tan^{-1}\{(Y_{an} - Y_{bn}) / (X_{an} - X_{bn})\} \quad (3.18)$$

합성비틀림진동 진폭은 기진력을 필요한 차수만큼 변동시켜서 위의 계산을 수행하고 계산된 $|\theta_{an}|$ 을 α_{an} 을 고려하면서 합성하면 된다.

기계적 임피던스법은 앞의 복소수변환에 의한 직접적 해법에 비하면 계산이 훨씬 단순화되며 다음에 검토하고자 하는 모오드해석법에 비하여서도 간단하고 계산정밀도도 양호하다. 다만, 고유진동수와 고유진동모오드는 별도로 계산하여야 한다.

3.3.3 다자유도 감쇠강제진동방정식의 모오드해석에 의한 해법

모오드해석(modal analysis)이란 말이 여러 가지 뜻으로 사용되고 있으나 가장 넓은 뜻으로 해석하면 진동문제를 “고유진동수”와 “고유모오드”를 수단으로 하여 해석하는 것을 뜻한다.

좁더 좁은 뜻으로는 고유진동의 겹침에 의하여 동적응답을 구하는 방법을 뜻하며 본 연구에서는 그러한 뜻으로 모오드해석이란 말을 쓰고 있다. 따라서 먼저 고유진동수와 고유모오드의 계산방법부터 고찰하여 보기로 한다.

3.3.1 고유각진동수와 고유모오드의 계산

식(3.9)에서 감쇠항과 기진력항을 제거하면

$$[J]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = 0 \quad (3.19)$$

이는 다자유도비감쇠진동을 매트릭스형식으로 쓴것이다.

식(3.19)는 표준적인 고유치문제로서 다룰 수 있으며 이때에 계산되는 고유치가 고유각진동수이고 고유벡터가 고유모오드이다.

고유치의 계산방법에는 계산기의 이용이 가

능할 경우 여러가지 방법이 제시되고 있으며 예컨대 야코비법(Jacobi rotation), 사브스페이스법(Subspace iteration method), 스트룸법(Sturm method), 공역구배법(Conjugate gradient method)등이 있다. 그러나 소규모의 문제를 손쉽게 풀수 있고 과학계산용 전자계산기에 표준라이브리로서 프로그램이 갖추어져 있는 야코비법이 본 연구과제에는 가장 적합하다고 생각되기 때문에 이 방법으로 문제를 다루고져 한다.

지금 $\{\theta\} = \{a\}e^{j\omega t}$ 라 놓고 식(3.19)를 정리하면 $\{\dot{\theta}\} = -\{a\}\omega^2 e^{j\omega t}$ 이기 때문에

$$-\omega^2 [J]\{a\} + [K]\{a\} = 0 \quad (3.20)$$

$$[K]\{a\} = \omega^2 [J]^{1/2} [J]^{1/2} \{a\} \quad (3.21)$$

$[J]^{-1/2}$ 을 식(3.21)의 왼쪽으로부터 곱하면

$$[J]^{-1/2} [K]\{a\} = \omega^2 [J]^{1/2} \{a\} \quad (3.22)$$

또는

$$[J]^{-1/2} [K] [J]^{-1/2} [J]^{1/2} \{a\} = \omega^2 [J]^{1/2} \{a\} \quad (3.23)$$

$\{b\} = [J]^{1/2} \{a\}$, $[B] = [J]^{-1/2} [K] [J]^{-1/2}$, $\lambda = \omega^2$ 라 놓으면

$$[B]\{b\} = \lambda \{b\} \quad (3.24)$$

식(3.24)는 표준적 고유치문제로 변환되었으며 야코비법으로 고유치와 고유벡터를 계산한다.²¹⁾

3.3.2 강제진동방정식의 풀이

식(3.9)의 감쇠항과 기진력항을 제거한 다음 얻은 다자유도 비감쇠자유진동방정식을 고유치문제로 바꾸어 고유진동수(고유치 λ 의 평방근 ω)와 이에 대응하는 진동모오드(고유벡터)를 계산한다. 이 경우에 후자는 n조의 기준화된 모오드벡터이며 이들을 모아 n차의 정방매트릭스를 구성하면 모오드매트릭스(modal matrix)로 된다. 이것을 $[V]$ 라 놓고 극관성모멘트 매트릭스, 강성매트릭스에 대하여 다음 연산을 행하면 주지하는 바와같이 모오드벡터(고유벡터)의 직교성에 의하여

$$[V]^T [J] [V] = [m] \quad (3.25)$$

다만, $[m]$ 는 대각매트릭스, $[V]^T$ 는 $[V]$ 의 전치매트릭스. 또한,

$\{[K] - \omega^2 [J]\}\{a\} = 0$ 이기 때문에

$$[K] = \omega^2 [M]$$

따라서

$$[V]^T [K] [V] = \omega^2 [m] \quad (3.26)$$

위의 결과로부터 무감쇠자유진동방정식은 n개의 비연성무감쇠 자유진동방정식의 무리로 분해되고 다음과 같은 좌표계에 대하여 n개의 독립한 무감쇠자유진동방정식으로 된다.

$$\{\theta\} = [V]\{q\} \quad (3.27)$$

다만, q는 일반좌표를 뜻한다. 이는 맹백히 기준좌표계에서의 변환이며 식(3.27)의 역관계에 의하여 물리적 좌표계로 변환이 가능하다.

이와같은 조작을 식(3.9)에 대하여 행하면 감쇠매트릭스가 대각화될 경우에는 다자유도 감쇠강제진동방정식도 독립한 감쇠강제진동방정식의 무리로 변환된다. 따라서 이 경우의 다자유도 연성감쇠강제진동방정식을 독립한 감쇠강제진동방정식의 무리로 변환하여 풀 수 있는 조건은 감쇠매트릭스의 대각화에 있다. 대각화가 가능하기 위해서는 앞서 검토한 바 있는 식(3.10)이 성립하여야 한다.

지금 식(3.9)에 식(3.27), 식(3.26)을 적용하여 정리하면

$$[m]\{\ddot{q}\} + [V]^T [C] [V]\{\dot{q}\} + \omega^2 [m]\{q\} = [V]^T \{f(t)\} \quad (3.28)$$

지금 식(3.28)의 $[V]^T [C] [V]$ 를 전개하여

$$[V]^T [C] [V] = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & \cdots & C_{1n} \\ C_{21} & C_{22} & \cdots & C_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{n1} & C_{n2} & \cdots & C_{nn} \end{pmatrix} \quad (3.29)$$

라 놓으면 식(3.28)은

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{q}_1 + \sum_{i=1}^n C_{1i} \dot{q}_i + \omega_1^2 m_1 q_1 &= \sum_{i=1}^n \{V_{1i} f_{i(t)}\} \\ m_2 \ddot{q}_2 + \sum_{i=1}^n C_{2i} \dot{q}_i + \omega_2^2 m_2 q_2 &= \sum_{i=1}^n \{V_{2i} f_{i(t)}\} \\ \dots + \dots + \dots &= \dots \\ m_n \ddot{q}_n + \sum_{i=1}^n C_{ni} \dot{q}_i + \omega_n^2 m_n q_n &= \sum_{i=1}^n \{V_{ni} f_{i(t)}\} \end{aligned} \quad (3.30)$$

여기서

$$i \neq j \text{ 이면 } C_{ij} = 0 \quad (3.31)$$

로 놓고 식(3.30)을 1자유도 감쇠강제진동방정식으로서 본다. 식(3.31)의 성립은 식(3.10)이 성립하면 만족한다. 만약 식(3.10)이 만족하지 않은 경우에는 식(3.31)로 다룰 수 없으나 Bolotin²²⁾ 등의 연구에 의하면 C_{ii} 가 C_{ij} 에 비하여 클 경우 $C_{ij}=0$ 으로 놓고 계산하더라도 별로 큰 오차는 발생하지 않는다고 한다. 다행히도 축계진동의 경우 C_{ii} 는 C_{ij} 에 비하여 큰 값을 갖는 것이 통례이기 때문에 $C_{ij}=0$ 이라 놓고 계산 하더라도 계산결과에는 큰 영향을 미치지 않는다.

지금 $\{f_{i(t)}\}$ 의 실수부만을 취하여

$$f_{i(t)} = F_j \cos(\omega_j t + \alpha_k + \beta_j) \quad (3.32)$$

다만, F_j : j차의 기진력하모닉계수에 의한 기진력

α_k : k번째의 시린더의 기준시린더에 대한 착화위상각

β_j : 기준차수의 기진력하모닉스에 대한 j차 기진력의 위상각

ω_j : j차의 기진력각진동수

식(3.28)의 r번째 방정식을 살펴보면

$$\begin{aligned} m_r \ddot{q}_r + C_{rr} \dot{q}_r + \omega_r^2 m_r q_r &= V_{r1} f_{j1} \cos(\omega_j t + \alpha_1 + \beta_j) + V_{r2} f_{j2} \cos(\omega_j t + \alpha_2 + \beta_j) + \cdots + V_{rn} f_{jn} \cos(\omega_j t + \alpha_n + \beta_j) \end{aligned} \quad (3.33)$$

우변을 정리하면

$$\begin{aligned} &\cos \omega_j t \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{jk} \cos(\alpha_k + \beta_j) \\ &- \sin \omega_j t \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{jk} \sin(\alpha_k + \beta_j) \\ &= S_r \cos(\omega_j t + \Phi_r) \end{aligned} \quad (3.34)$$

다만, $S_r = \sqrt{X_r^2 + Y_r^2}$, $\Phi_r = \tan^{-1}(Y_r/X_r)$

$$X_r = \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{jk} \cos(\alpha_k + \beta_j)$$

$$Y_r = \sum_{k=1}^n V_{rk} f_{jk} \sin(\alpha_k + \beta_j)$$

식(3.34)를 식(3.33)에 대입하여 풀면

$$q_r = Q_r \sin(\omega_j t + \Phi_r - \psi_r)$$

$$Q_r = \frac{S_r}{m_r} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\omega_r^2 - \omega_j^2)^2 + (C_{rr} \omega_j / m_r)^2}} \quad (3.35)$$

$$\psi_r = \tan^{-1} \left\{ \frac{C_{rr} \omega_j}{m_r (\omega_r^2 - \omega_j^2)} \right\}$$

따라서 임의의 기관회전수에 대하여 1차부터 필요한 차수까지의 기진력각진동수 ω_j 를 바꾸어 가면서 각질점에 대하여 일반좌표계의 진동진폭 및 위상각들을 구한 다음 이들 값을 식 (3.27)에 의하여 본래의 물리적인 값으로 변환한다. 또한 계산된 각질점의 비틀림진폭에 대하여 위상을 고려하면서 1차부터 필요한 차수까지 합성하면 합성비틀림진폭이 구하여 진다.

지금 계산하고자 하는 차수가 m차 까지이며 회전질점이 n개라하면 r번째 질점의 합성진폭은

$$\Sigma \theta_r = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \theta_{r,i,j} = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \{ (V_{ri} Q_r \sin(\omega_j t + \Phi_i - \psi_i)) \} \quad (3.36)$$

크랭크축 1회전을 적절한 간격으로 분할하여 $\omega_j t$ 를 계산한 다음 식(3.36)에 대입하면 질점 r의 합성진폭 $\Sigma \theta_r$ 이 구하여진다.

모오드해석에 의하여 강제진동방정식을 풀이할 경우 진동해석에 있어 가장 중요한 뜻을 갖는 고유진동수와 고유모오드를 구할 수 있는 잇점이 있다. 따라서 계산절차가 앞의 두방법에 비하여 간단하다고는 볼 수 없고 감쇠계수 매트릭스가 대칭으로 되지않을 경우 대각요소만으로 계산함으로써 약간의 영향을 받음에도 불구하고 진동해석의 유력한 수단으로 간주되고 있다.

4. 다자유도 감쇠 강제진동계산을 위한 전산 프로그램

본 연구에서는 앞서 검토한 바 있는 다자유도 감쇠강제 진동방정식의 해법중 기계적 임피던스법과 모오드 해석법의 두가지 방법에 대하여 전산프로그램을 개발한 다음 각기 다른 축계를 해석하고 실측치와 비교검토 하였다.

4·1 기계적 임피던스법의 전산프로그램

기계적 임피던스법의 전산프로그램은 FOR-TRAN77로 작성하였으며 계산은 IBM4361로 수행하였고 계산 결과는 CALCOMP 965A를 이용하여 프롯팅하였다.

개발된 전산프로그램의 특성을 요약하면 다음과 같다.

(가) 기계적 임피던스법에 의한 각 차수의 기진력에 대한 강제진동진폭과 응력 및 이들의 합성진폭과 합성응력을 계산하도록 하였으며 야코비법에 의하여 고유진동수와 고유모오드를 계산하도록 하였다.

(나) 직렬 2행정 디젤기관과 V형을 포함한 직렬 4행정 기관의 계산이 가능하며 축계내의 각종 댐퍼, 탄성커플링등이 있을 경우 이들을 계산에 포함 시키도록 하였다.

(다) 두대의 엔진과 10개의 분지계가 결합된 축계의 계산이 가능하다.

(라) 각종 감쇠력과 기진력은 지금까지의 경험치를 기초로 하여 계산토록 하였으며 기관형이 달라질 경우, 또는 새로운 기관이 출현할 경우에는 입력자료를 바꿀 수 있도록 하였다.

(마) 프로펠러 기진력은 그의 위상을 바꾸어 가면서 계산이 가능하다.

(바) 두대의 엔진이 하나의 프로펠러에 연결될 경우 양쪽 주기의 기진력 위상을 고려하여 계산하도록 하였다.

(사) 왕복 관성력은 4차까지 고려하였으며, 개스 폭발력은 2행정의 경우 16차 까지, 4행정의 경우에는 32차 까지 고려하도록 하였다.

(아) 임의의 시린더에서 착화실패가 일어날 경우 연속 최대출력에서는 소기의 압력을 3.0 bar, 45%이하의 부하에서는 보조 송풍기가 작동하는 것으로 보고 소기의 절대압력을 1.44 bar, 이 사이의 값은 부하에 비례한다고 보고 계산하도록 하였으며 이 경우의 압축비는 12로 취하였다.

4·2 모오드 해석법의 전산프로그램

모오드 해석법의 전산프로그램도 FORTRAN 77로 작성되었으며 계산은 HP 9000으로 수

행하였고 프룻타가 없기 때문에 프룻팅 프로그램을 작성하여 계산기로 직접 계산결과를 그리도록 하였다.

개발된 전산 프로그램의 특성을 요약하면 다음과 같다.

(가) 본 프로그램은 2대의 엔진이 하나의 추진축계에 연결된 축계를 대상으로 작성되었으며 분지수는 총 질점수가 45개 이내이면 몇개라도 포함될 수 있도록 하였다. 이 보다 질점수가 늘어날 경우에는 디멘존을 확장하여야 한다.

(나) 질량(극관성모우멘트)과 강성을 별도로 계산하도록 하였으며 감쇠계수 계산은 전산 프로그램내에서 수행하도록 하였다. 토오크 하모닉 계수는 MAN·B&W형 기관과 Sulzer형 기관의 경우 해당기관제작회사의 하모닉 계수를 이용할 수 있도록 프로그램내에 내장시켰다. 따라서 새로운 기관의 하모닉 계수를 이용하고자 할 경우에는 새로운 자료를 입력시켜야 한다.

(다) 직열 2행정 디젤기관만을 다루도록 하였고 평균유효 압력은 최고 16bar까지 고려하였다. 이 경우 평균유효 압력은 기관 회전수의 제곱에, 출력은 기관회전수의 3승에 비례한다고 보고 계산하였다.

(라) 각종 감쇠력과 기진력은 지금까지의 경험치를 기초로하여 계산토록 하였으며 기관형이 달라질 경우, 또는 새로운 기관이 출현할 경우에는 입력자료를 바꿀 수 있도록 하였다.

(바) 프로펠러 기진력은 그의 위상을 바꾸어가면서 계산이 가능하다.

(사) 왕복 관성력은 4차까지 고려하였고 개스 폭발압력은 16차까지 고려하도록 하였다.

(아) 각 질점간의 부가응력은 인접 질점간의 변위차중에서 최대치에 강성을 곱하여 계산된 등가축의 진동토포크를 속도비로 나눔으로써 원축의 진동토포크를 계산한 다음 그 점의 극단면 계수로 나누어서 구한다. 응력의 계산 범위는 연속 최대 출력의 0.2~1.2배의 모든 회전수에 있어 각질점에 대한 것이다.

5. 실제축계의 계산결과와 실측결과와의 비교검토

5.1 기계적 임피던스법에 의한 계산에

5.1.1 공시기관 축계와 계산모델

(가) 주기관의 주요사양

- TYPE : HYUNDAI - SULZER 4RTA58
- NO. OF CYLINDER : 4
- CYLINDER BORE x STROKE : 580MM X 1,700MM
- MCR : 7680BHP X 123 RPM
- PMI : 14.7 BAR
- FIRING ORDER : 1-3-2-4
- RECIPROCATING MASS : 4,637KG
- CONN · ROD RATIO : 0.3270

(나) 비틀림 진동 댐퍼

- TYPE : GEISLINGER D230/6
- OUTER INERTIA : 6420KG.M²
- INNER INERTIA : 280KG.M²
- RELATIVE DAMPING : 90,000 N.M.SEC/RAD

(다) 탄성 커플링

- DAMPING FACTOR : 0.18

(라) 프로펠러

- TYPE : C.P.P
- NO. OF BLADE : 4EA
- DIAMETER : 5200MM
- MOMENT OF INERTIA 15,200KG.M²(IN WATER) 12,200KG.M²(IN AIR)

5.1.2 공시기관 축계의 등가진동계 입력자료
다음 페이지 참조

5.1.3 합성진동 진폭과 응력의 계산결과
고유진동수의 계산에 의하면 1절진동의 고유진동수는 67.17CPM이므로 대략 67RPM에 1절 1차의 공진점이 나타나며 1절 4차의 공진점은 17RPM이므로 기관의 정상운전 범위에서는

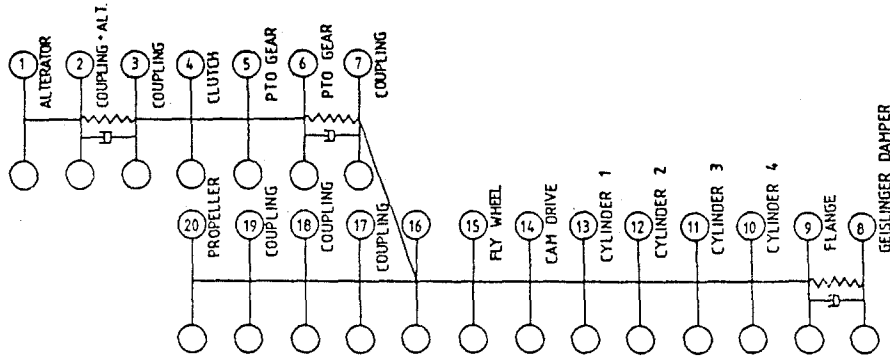


Fig. 5. Mass and elastic system of the propulsion shafting

5. 1. 2 공시기관 축계의 등가진동계 입력자료

NO. MASS NAME	INERTIA (KG.M ²)	STIFFNESS (N.M/RAD)	DIA. (MM)	SPEED RATIO
BRANCH NO.1				
1 ALTERNATOR	33, 15	0. 367500E+08		10, 352
2 COUPLING+ALT.	5, 35	0. 500000E+05		10, 352
3 COUPLING(ELASTIC)	0, 81	0. 165600E+07		10, 352
4 CLUTCH	2, 12	0. 366000E+07		10, 352
5 PTO GEAR	9, 11	0. 108700E+09		5, 097
6 PTO GEAR	779, 66	0. 504000E+06		1, 000
7 COUPLING(ELASTIC)	16, 10	0. 504000E+06		1, 000
MAIN BRANCH				
8 GEISLINGER DAMPER	6420, 00	0. 600000E+07	600, 0	1, 000
9 FLANGE	2300, 00	0. 101700E+10	600, 0	1, 000
10 CYLINDER 4	4743, 00	0. 740000E+09	600, 0	1, 000
11 CYLINDER 3	4743, 00	0. 740000E+09	600, 0	1, 000
12 CYLINDER 2	4743, 00	0. 740000E+09	600, 0	1, 000
13 CYLINDER 1	4743, 00	0. 103300E+10	600, 0	1, 000
14 CAM DRIVE	1923, 00	0. 155700E+09	600, 0	1, 000
15 FLY WHEEL	3533, 00	0. 279300E+10	350, 0	1, 000
16	145, 35	0. 519600E+08	350, 0	1, 000
17 COUPLING	59, 27	0. 232100E+08	350, 0	1, 000
18 COUPLING	147, 54	0. 960100E+08	380, 0	1, 000
19 COUPLING	172, 47	0. 411589E+08	380, 0	1, 000
20 PROPELLER	15740, 86	-	-	-

벗어나 있다. 한편 2절 진동의 고유진동수는 265.57CPM이고 2절 4차의 공진점이 66RPM에서 나타난다. 또한, 3절진동의 고유진동수는 355.73CPM이고 주위험차수인 4차진동은 기관의 사용범위에 출현하지 않는다.

이상의 결론으로서 66~67RPM부근에 큰 합성진동 진폭이 발생할 것으로 추정된다. 또한, 비진폭을 살펴보면 1절진동의 경우에는 질점 15(플라이휠)와 질점7(분지연결커플링)사이 또

는, 질점9(가이스링거 연결커플링)과 질점8(가이스링거 커플링)사이에서 발생할 것으로 예상된다.

Table 3에 이론적으로 계산된 많은 자료중에서 실측한 위치에 가까운 질점 16근처의 응력과 진폭을 예시한다.

5. 1. 4 계산결과와 실측결과의 비교검토

본 계산을 수행하는데 소요된 전자계산기 사

Table 3. 67 RPM SYNTHESIZED MAX. AND MIN. TORQUE

NO	K1	K2	MAX. TORQUE N-M	N STRESS N/MM**2	PHASE DEG.	MIN. TORQUE N-M	N STRESS N/MM**2	PHASE DEG.
1	1	2	167,0		238	-147,4		90
2	2	3	198,0		57	-174,4		183
3	3	4	198,6		57	-175,1		183
4	4	5	198,2		57	-177,4		183
5	5	6	401,6		57	-363,4		183
6	6	7	1956,5		52	-2002,7		181
7	7	16	1907,5		52	-1949,2		181
8	8	9	91693,5		76	-98190,1		124
9	9	10	114569,9	2,7	83	-115549,6	-2,7	132
10	10	11	336214,9	7,9	285	-241562,1	-5,7	137
11	11	12	285225,3	6,7	283	-190384,4	-4,5	54
12	12	13	380418,4	9,0	282	-342704,1	-8,1	55
13	13	14	312295,4	7,4	103	-304745,4	-7,2	57
14	14	15	315619,7	7,4	192	-317748,0	-7,5	57
15	15	16	322321,3	38,3	191	-341108,5	-40,5	57
16	16	17	320911,5	38,1	191	-340107,9	-40,4	57
17	17	18	320776,2	38,1	191	-340167,1	-40,4	57
18	18	19	319012,1	29,6	191	-338509,4	-31,4	57
19	19	20	316549,8	29,4	191	-336063,6	-31,2	57

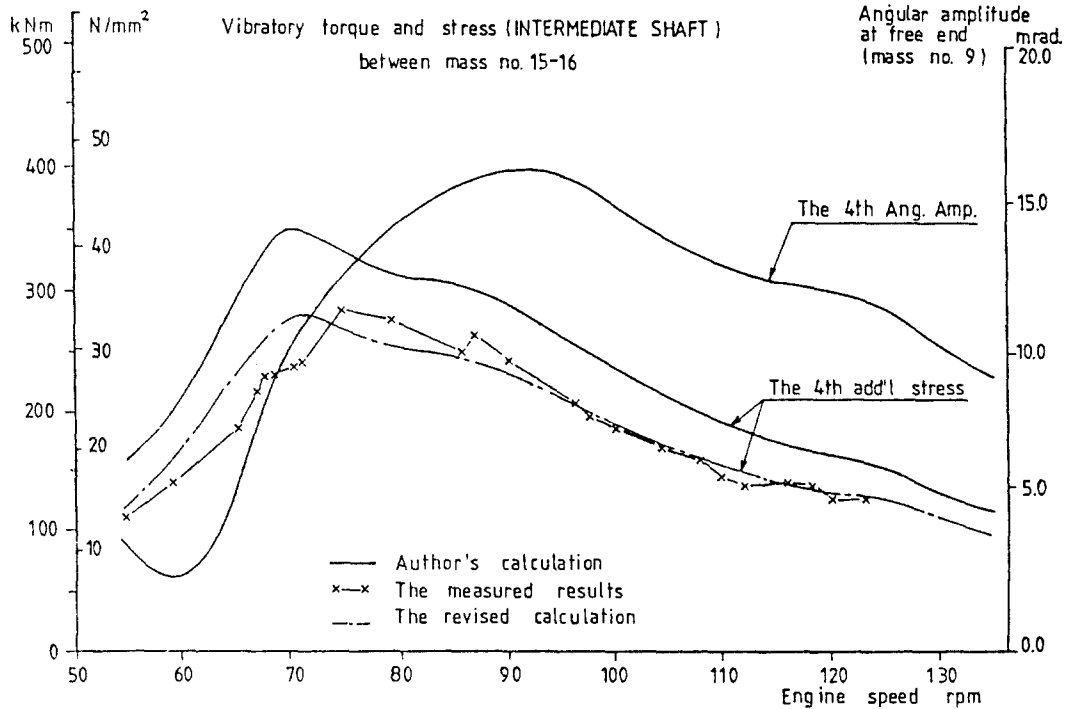


Fig. 6. Additional synthesized stress and angular amplitude of torsional vibration

용시간(CPU time)은 29분이었다. 상기 기관 양연구소 주도로 중간축에 스트레인 게이지를
 은 현대엔진(주)에서 제작탑재 되었고 비틀림 부착하여 수행되었다.
 진동계측은 본선상에서 현대중공업(주) 선박해 Fig.6은 이들 계산결과와 실측치를 비교하

여 놓은 것으로서 제작회사가 제공하는 기진력 하모닉스와 일반적으로 이용되는 감쇠계수에 의하여 계산한 결과는 실측치보다 전반적으로 크게 나타났으며 기진력을 20% 낮추어서 계산한 결과는 실측치와 거의 일치하는 결과를 주었다. 이는 계산하는 위치와 실측위치가 정확하게 일치하지 않는 것도 원인일수 있으나 기본적으로는 기관 제작자가 제공하는 기진력이 약간 크게 평가되었거나 감쇠계수가 본기관의 실제감쇠계수보다 적게 다루어진 것으로 생각된다.

그러나 현장에서의 일반적인 기준으로서 계산치와 실측치의 차이를 $\pm 20\%$ 정도 허용함을 생각할 때 상기 계산결과는 타당한 것으로 간주할 수 있다.

5.2 모드 해석법에 의한 계산에

5.2.1 공시기관 축계와 계산모델

(가) 주기관

- TYPE: 2 X HITACHI B&W 8L55GFCA
- NO. OF CYLINDER : 8
- CYLINDER BORE x STROKE : 550MM X 1,380MM
- PMI : 13BAR
- MCR : 10,500BHP x 155RPM
- FIRING ORDER : 1-8-3-4-7-2-5-6
- RECIPROCATING MASS WEIGHT : 2,740KG
- CONN. ROD RATIO : 0.3520

(나) 감속치차

- TYPE: LOHMANN STOLTERF OHT, NANILUS GUS 2500
- SPEED RATIO : 1.94:1

(다) 프로펠러

- TYPE: C.P.P
- NO. OF BLADE : 4 EA
- WEIGHT : 5,600KG
- DIAMETER : 5,200MM

(라) 기타 축계 구성요소

- MAIN FLEXIBLE COUPLING : SPIRFLEX KJ 490W

- MAIN CLUTCH : PNEUMAST-AR KUG 490
- PTO COUPLING : PNEUMAFLEX KAD 320MD
- PTO ALTERNATOR : ASEA TYPE GBA 800SL-6

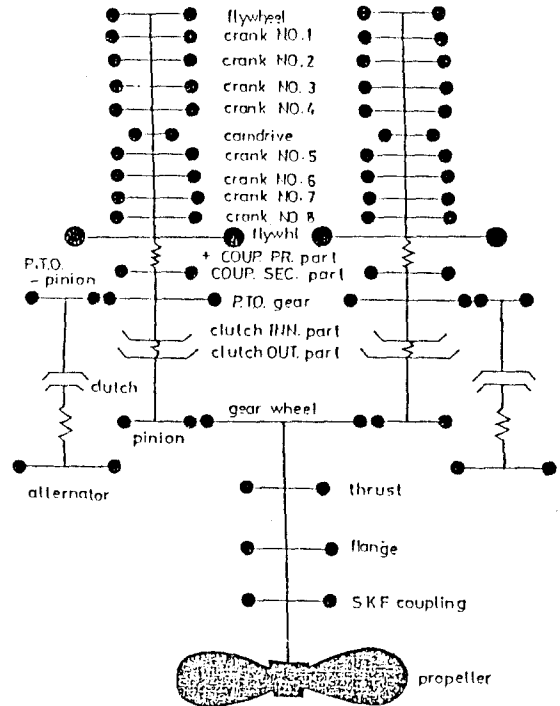


Fig. 7. Mass and elastic system of the propulsion shafting

5.2.2 공시기관 축계 등가 진동계 입력자료

본 기관축계에서는 최소한 여섯가지 운전모드가 있다. 여기에 제시하는 입력자료는 가장 보편적인 운전모드로서 (2대의 엔진) + (프로펠러) + (2대의 발전기)의 경우이다. 여타의 경우에 대하여서는 지면관계상 생략한다.

5.2.3 합성진동 진폭과 응력의 계산결과

여섯가지 운전모드와 이들 각 운전 모드에 대한 고유진동수, 진동모드 및 모든 사용범위내의 기관회전수에 대한 합성진동의 진폭과 응력을 계산하였다.

MASS NO.	MASS DESCRIPTION.	INERTIA MOMENT (KG·SEC ² ·CM)	STIFFNESS (KG·CM/RAD)	FIR. ORDER	DIA. (CM)	SPEED RATIO
	MAIN BRANCH NO.	1				
1	FLYWHEEL	38600.00	.9636600E+10	0	55.0	1.0000
2	CRANK NO.1	24863.00	.7973700E+10	1	55.0	1.0000
3	CRANK NO.2	24863.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
4	CRANK NO.3	24252.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
5	CRANK NO.4	24252.00	.1128440E+11	1	55.0	1.0000
6	CAM DRIVE	8865.00	.1193150E+11	0	55.0	1.0000
7	CRANK NO.5	24252.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
8	CRANK NO.6	24252.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
9	CRANK NO.7	24863.00	.7973700E+10	1	55.0	1.0000
10	CRANK NO.8	24863.00	.9741600E+10	1	55.0	1.0000
11	FLYWHL+COUPL.PR	53314.00	.2426000E+03	0	.0	1.0000
12	COPULING SEC.	12411.00	.2979500E+10	0	40.0	1.0000
13	PTO-GEAR	15662.00	.9619000E+09	0	40.0	1.0000
14	CLUTCH INNER.	7239.00	.6593000E+09	0	.0	1.0000
15	CLUTCH OUTER.	56735.00	.1123140E+11	0	49.3	1.0000
16	PINION	19231.00	INFINITE	0	.0	1.0000
	MAIN BRANCH NO.	2				
17	FLYWHEEL	38600.00	.9686600E+10	1	55.0	1.0000
18	CRANK NO.1	24863.00	.7973700E+10	1	55.0	1.0000
19	CRANK NO.2	24863.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
20	CRANK NO.3	24252.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
21	CRANK NO.4	24252.00	.1128440E+11	1	55.0	1.0000
22	CAM DRIVE	8865.00	.1193150E+11	0	55.0	1.0000
23	CRANK NO.5	24252.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
24	CRANK NO.6	24252.00	.7905400E+10	1	55.0	1.0000
25	CRANK NO.7	24863.00	.7973700E+10	1	55.0	1.0000
26	CRANK NO.8	24863.00	.9741600E+10	1	55.0	1.0000
27	FLYWHL+COUPL.PR	53314.00	.2426000E+08	0	.0	1.0000
28	COUPLING SEC.	12411.00	.2979500E+10	0	40.0	1.0000
29	PTO-GEAR	15662.00	.9619000E+09	0	40.0	1.0000
30	CLUTCH INNER.	7239.00	.6593000E+09	0	.0	1.0000
31	CLUTCH OUTER.	56735.00	.1123140E+11	0	49.3	1.0000
32	PINION	19231.00	INFINITE	0	.0	1.0000
	SUB-BRANCH NO.	1				
33	GEAR WHEEL	175671.00	.1841640E+11	0	63.0	.5154
34	THRUST	2441.00	.1360570E+11	0	63.0	.5154
35	FLANGE	4379.00	.1651800E+10	0	60.0	.5154
36	SKF-COUPLING	9120.00	.2388500E+10	0	63.0	.5154
37	PROPELLER	1625345.00	INFINITE	0	.0	.5154
	SUB-BRANCH NO.	2				
38	PTO-PINION	615.00	.1648700E+10	0	28.0	7.7400
39	CLUTCH(ENGAGED)	3262.00	.4210000E+07	0	18.0	7.7400
40	ALTERNATOR	5760.00	INFINITE	0	.0	7.7400
	SUB-BRANCH NO.	3				
41	PTO-PINION NO.2	615.00	.1648700E+10	0	28.0	7.7400
42	CLUTCH(DISENG.)	2040.00	INFINITE	0	.0	7.7400

Table 4 제시하는 합성진동의 진폭과 응력은 진동진폭과 진동응력을 나타낸 것이며 앞서 고
그중의 하나로서 4번 크랭크와 캠구동부간의 유진동수와 진동모드를 계산한 운전모드에

관한 것이다. 진동모오드의 경우에 비로소 캠구동부와 5번 진동모오드를 살펴보면 8번째 진동수에 대한 크랭크간에 절점이 나타난다. 따라서 다음에

Table 4. Synthesized torsional vibration amplitude between No.4 crank and cam drive

MASS NO	MASS DESCRIPTION	TORSIONAL AMPLITUDE (DEG.)	PHASE ANGLE (DEG.)	VIBRATORY TORQUE (KG-CM)	TORSIONAL STRESS (KG/CM ²)
MAIN BRANCH NO. 1					
1	FLYWHEEL	.2132		.2683994E+07	82.32
2	CRANK NO.1	.1974		.6483943E+07	201.06
3	CRANK NO.2	.1559		.7722088E+07	239.45
4	CRANK NO.3	.1091		.7877561E+07	251.90
5	CRANK NO.4	.0584		.8672957E+07	277.33
6	CAM DRIVE	.0231		.8681081E+07	266.25
7	CRANK NO.5	.0379		.8323860E+07	266.17
8	CRANK NO.6	.0852		.8191148E+07	261.92
9	CRANK NO.7	.1370		.7314703E+07	226.82
10	CRANK NO.8	.1843		.3406483E+07	105.63
11	FLYWHL+COUPL.PR	.2039		.8688752E+05	.00
12	COUPLING SEC.	.0020		.8921854E+05	7.10
13	PTO-GEAR	.0023		2109068E+05	1.68
14	CLUTCH INNER.	.0023		.2218390E+05	.00
15	CLUTCH OUTER.	.0031		.1535181E+05	.65
16	PINION	.0031		.3461066E+08	.00
MAIN BRANCH NO. 2					
17	FLYWHEEL	.1808		.2748137E+07	84.29
18	CRANK NO.1	.1655		.5614757E+07	174.10
19	CRANK NO.2	.1322		.6640599E+07	205.91
20	CRANK NO.3	.0971		.6623404E+07	211.79
21	CRANK NO.4	.0581		.7342195E+07	234.78
22	CAM DRIVE	.0270		.7365609E+07	225.90
23	CRANK NO.5	.0342		.7329617E+07	234.37
24	CRANK NO.6	.0802		.7219250E+07	230.85
25	CRANK NO.7	.1159		.6039470E+07	187.27
26	CRANK NO.8	.1561		.3511602E+07	108.89
27	FLYWHL+COUPL.PR	.1750		.7767557E+05	.00
28	COUPLING SEC.	.0023		.7898357E+05	6.29
29	PTO-GEAR	.0036		.2082446E+05	1.66
30	CLUTCH INNER.	.0033		.2227245E+05	.00
31	CLUTCH OUTER.	.0032		.1208954E+05	.51
32	PINION	.0032		.1139462E+05	.00
SUB-BRANCH NO. 1					
33	GEAR WHEEL	.0016		.3099632E+05	.63
34	THRUST	.0016		.3106901E+05	.63
35	FLANGE	.0015		.3118362E+05	.74
36	SKF-COUPLING	.0011		.3117263E+05	.63
37	PROPELLER	.0015		.5156431E+07	.00
SUB-BNRANCH NO. 2					
38	PTO-PINION	.0180		.9494966E+04	2.20
39	CLUTCH (ENGAGED)	.0182		.1561466E+04	1.36
40	ALTERNATOR	.0146		.4930713E+07	.00
SUB-BRANCH NO. 3					
41	PTO-PINION NO.2	.0283		.7036941E+04	1.63
42	CLUTCH (DISENG.)	.0285			

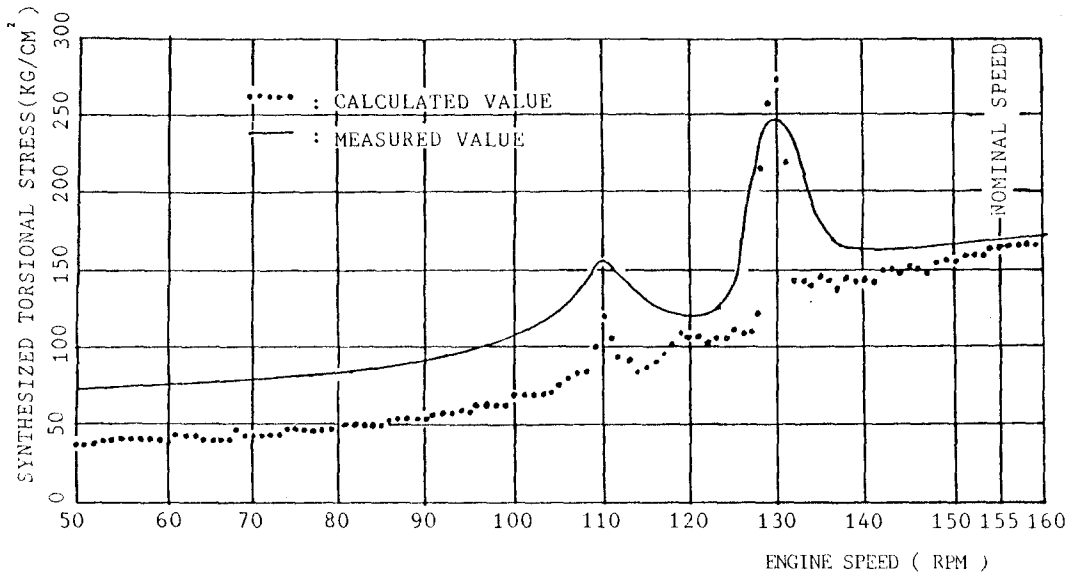


Fig. 8. Synthesized torsional stress in shaft No.5(Crank No. 4, cam drive)

보이는 크랭크축부의 합성비틀림 진동의 진폭과 응력은 주로 8번째 진동수에 해당하는 진동 모드에 기인함을 알 수 있다. 이는 8번째 고유진동수 1427CPM의 12차와 11차가 110RPM과 130RPM에서 발생하며 계산결과는 이러한 상황을 잘 나타내고 있다.

5.2.4 계산결과와 실측결과의 비교검토

Fig. 8은 실측치와 앞의 계산결과를 비교한 것이다. 실측은 DnV의 연구팀에 의하여 수행되었으며 테러메트릭 장치(Telemetric equipment)를 이용하여 각 요소에 발생하는 비틀림 응력을 계측하였다.

계산치와 실측치는 공진진동수에 있어서 양호한 일치성을 보이고 있으며 진동응력은 공진점에서 약15%정도 크게, 공진점을 벗어난 곳에서 약30%적게 계산치가 나타나고 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 최근에 널리 상용되고 있는 에너지절약을 위한 기관장치의 추진축계나 운

송효율을 향상시키기 위한 여러가지 전용선의 추진축계에서 많이 이용되고 있는 분지를 갖는 동력장치의 비틀림 진동문제를 해석하는 방법에 관하여 중점적으로 다루었다. 특히, 본 연구에서는 공진점에서의 진동진폭과 응력뿐만 아니라 공진점을 벗어난 곳에서의 강제진동과 이에 따른 비틀림응력을 계산하는 방법 및 이들의 합성진폭과 합성응력을 계산하는 방법을 제시하였다.

본 연구에서 시행한 연구의 개요를 요약하면 다음과 같다.

(가) 분지를 갖는 동력장치를 구성하는 엔진, 프로펠러, 발전기, 탄성커플링, 치차장치 등 여러가지 요소의 비틀림 진동특성을 검토하였고 수치해석에 필요한 자료를 제시하였다.

(나) 분지를 갖는 동력장치의 다자유도 감쇠 강제진동 방정식을 해석하는 방법 세가지를 제안하였고 각 방법들의 특성을 검토하였다.

(다) 분지를 갖는 동력장치의 다자유도 감쇠 강제진동 방정식을 해석하는 방법중 기계적 임피던스법과 모드 해석방법등 두가지 방법의 전산프로그램을 개발하였다.

(라) 개발된 두가지 방법에 관한 전산프로그램

램의 신뢰성과 특성을 확인하기 위하여 축발전기를 갖는 추진축계를 기계적임피던스법으로 해석하였고 2기 1축구동에 발전기 2대가 설치된 축계를 모오드해석법으로 분석하였다.

(마) 두가지 방법 모두 만족할 만한 결과를 주었으나 기계적 임피던스법이 보다 정확한 결과를 주는 대신에 별도로 고유진동수와 고유모오드를 계산할 필요가 있다.

모오드 해석법은 정밀도가 약간 떨어지나 계산이 비교적 단순하고 고유진동수 및 진동모오드를 동시에 계산할 수 있기 때문에 편리하다.

본 연구에서는 비교적 복잡한 축계가 많은 박용기관추진축계를 계산예로 선택하였으나 분지를 갖는 일반 육상동력장치에도 용이하게 적용할 수 있을 것으로 사료된다.

이 연구는 1988년도 한국 과학재단 연구비지원에 의한 결과이며 연구비를 지원하여 주신 한국과학재단측에 대하여 감사드립니다.

참고문헌

- 1) Takagi Michio, On Highly Elastic Rubber Coupling, NK Tech. Bulletin, p.46, 1987
- 2) Lazan B.J, Damping Properties of Materials and Material Composites, Applied Mechanics Reviews, Vol.15, No.2, p.81, 1962/12
- 3) Jeon Hyojung, Theoretical Analysis of Coupled Torsional-Axial Undamped Vibration of Marine Diesel Engine Shafting, Japan Shipbuilding & Marine Engineering, Vol.4, No.5, 1969/4
- 4) Schuster S., Über den Einfluss des Propellers und die Langs-und Drehschwingungen in der Wellenleitung, Schiff und Hafen, Jahrgang 13, Heft 6, S.498, 1961
- 5) Schwanecke H., Gedanken zur Frage der Hydrodynamischerregten Schwingungen der Propellers und Wellenleitung, STG-Jahrbuch, Band 57, S.252, 1963
- 6) Thomsen P., Dynamische Modellmessungen bei Propellerschwingungen, Schiff und Hafen, Jahrgang 13, Heft 2, S.89, 1961
- 7) Jeon Hyojung, Analyzing Method of Forced-

- Damped Torsional Vibration of Marine Diesel Engine Shafting, J.of KSME, Vol.4, No.2, p.3, 1980/8
- 8) BICERA, Handbook on Torsional Vibration, Cambridge Press, London, 1958
- 9) Carter B.C., Proc.I.Mech.E, Vol.131, p.436, 1935.(or Ker Wilson W., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol.2, p.172)
- 10) Archer S., Contribution to Improved Accuracy in the Calculation and Measurement of Torsional Vibration Stresses in Marine Propeller Shafting, Proc. I Mech.E., Vol.164, 1951
- 11) Ker Wilson W., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol. 2, Champan Hall, London, 1942
- 12) 전효중 · 이충기, “크랭크축 비틀림진동 점성댐퍼의 설계와 댐퍼성능 시뮬레이션 프로그램 개발”, 한국박용기관학회지, 제13권 제1호, 1989/2
- 13) Vulkan Kupplungs-und Getriebebau, Highly Flexible EZR Coupling, Catalogue No.1980/6
- 14) Mannesmann Rexroth, Highly Elastic Friction Clutch, Catalogue No.Red 75420
- 15) Dr. Ing.Geislinger & Co., Geislinger Elastic Damping Couplings, Catalogue GED
- 16) Lewis F.M., Torsional Vibration in the Diesel Engine, Trans. of SNAME, 1925
- 17) Lazan B.J., Damping of Materials and Members in Structural Mechanics, Pergamon Press, 1968
- 18) Kim Uekan. Jeon Hyojung, Developing a Computer Program for the Torsional Vibration Analysis of the Marine Diesel Engine Shafting, J.of KSME, Vol.4, No.1, p.2 1980/2
- 19) Akazawa M. Honda M., Torsional Vibration in Geared Diesel System, J.of MESJ, Vol.2 No.3, p.47, 1967/6
- 20) Koyama Y., Takasu I., A Study in Torsional Vibration Characteristics of Highly Elastic Coupling Installed in Geared Diesel Marine Plant, Technical Report of Sumitomo Heavy Industry Co., Vol.22, No.66, p.31, 1974/12

- 21) Shans Kuo, Computer Applications of Numerical Methods, Addison Wesley Pub.Co, 1972
- 22) Bolotin V.V, Dynamic Stability of Elastic System, Holden-day Inc., 1964