

逐次近似法에 의한 船用디젤機關軸系 비틀림振動計算의 電算프로그램 開發에 관한 研究

金 義 珩

Developing a Computer Program for the Torsional Vibration Analysis of the Marine Diesel Engine Shafting

Kim Uekan

〈目 次〉

- | | |
|--------------------|-----------------------------|
| 1. 머리말 | 6. 비틀림振動 電算 프로그램의 Flow chat |
| 2. 危險振動數의 計算 | 7. 實際軸의 計算 및 實測值와의 比較 |
| 3. 起振에너지 | 8. 結 論 |
| 4. 減衰에너지 | 參考文獻 |
| 5. 振動에 의한 附加應力의 計算 | |

Abstract

In the earlier days, when the diesel engine was used for ship propulsion, its shaft had often been broken by uncertain causes. Bauer suggested, for the first time in 1900, that it resulted from the torsional vibration of the shaft system. From 1901 to 1902, Gumbel and Frahm found out that shaft failures were caused by the resonance of the shaft system in critical speed.

Since that time, valuable theories, empirical formulae and methods of vibration analysis were introduced by many investigators such as Geiger, Holzer, Lewis, Carter, Porter, Constant, Timoshenko, Dorey, Den Hartog, Tuplin, Ker Wilson, Bradbury etc.

But, as the calculation of the damping energy involves very complicated and uncertain factors, the estimated amplitude of the torsional vibration is incorrect and uncertain.

Besides, as high-powered engines have been installed on large vessels or special vessels and exciting force has been increased, new problems of the torsional vibration have continuously occurred.

Although we can calculate the approximate natural frequencies or estimate their amplitude and additional stress in the design stage, through the above mentioned studies, the results of the calculations are unsatisfactory, and so much time is needed to carry out the calculation by hand.

The authors have developed a computer program to calculate its natural frequencies, the amplitudes and additional stresses of the torsional vibration in the marine diesel engine shafting.

In developing the computer program, the authors have paid the special attention to the calculation of the damping energy.

To verify the reliability of the developed computer program, the torsional vibration of several propulsion shaftings which are driven by the diesel engine has been analyzed.

The results calculated by the authors' computer program show good agreements with those of the actual measurements and are better than the results of engine maker's calculation.

1. 머리말

디젤기관이船用主기관으로 사용되던 초기에는 불분명한 이유로 축이切損되는事故가 때때로發生하였고 이것이軸系의 비틀림振動에 의한 것임을 1900年, Bauer¹⁾라는 사람이 처음으로指摘하였다. 1901~1902년에는 Gumbel²⁾과 Frahm³⁾에 의하여原因이不明했던 많은軸系切損事故가究明되었고 그結果 이것은 소위危險速度에 있어서의軸系共振現象에起因함이 밝혀졌다.

또한船用기관으로서往復動內燃기관이 늘어남에 따라,軸系 비틀림振動問題는 그重要性을 더하게 되어 Geiger, Holzer, Lewis, Carter, Porter, Constant, Timoshenko, Dorey, Den Hartog, Tupulin, Ker Wilson, Bradbury 등에 의한貴重한理論과經驗式 및實測値의解析方法이發表되었고 이러한研究結果에 의하여 오늘날에 있어서는設計段階에서正確한固有振動數計算이可能하게 되었다. 그러나,振動振幅의推定은減衰의內容이 매우複雜하고不確實한要素를 많이內包하고 있기 때문에 아직不完全한狀態로서研究가繼續되고 있으며, 또한大形船舶과特殊船舶에高出力機關을搭載하기始作한後로起振力이크게되고그로인한새로운비틀림振動問題들이繼續發生하고있어비틀림振動에 의한障害는機關自體의特性 때문에 완전히解決하기 어려운課題로 남아있다.

機關을軸과推進器에結合하였을境遇,使用回轉數範圍內에共振點이存在하는가를檢討하고共振點이 있을때그로인한振動振幅과振動附加應力을推定하여危險程度를把握하고推定한값이規定値보다 클境遇에는設計段階에서軸系切損危險으로부터回避하는方法을求할 수 있다.

이러한計算을筆算으로 행하는에는 많은時間과努力을必要로 한다. 특히共振振幅을推定하는에는 몇가지方法이 지금까지紹介되고 있으나減衰力計算에 있어 많은 어려움이 있기 때문에略算法이나近似解法이不可避한實情이다.

本論文에서는固有振動數를計算하고 여러學者들의減衰에너지理論式이나經驗式을土臺로 하여設計段階에서振動振幅 및振動附加應力을求하는電算프로그램을開發하고開發된電算프로그램에 의하여 얻어진結果,實測値 및各機關製作會社의計算結果 등을相互比較하여새로이開發된電算프로그램의妥當性を檢討하고자 한다.

2. 危險振動數의 計算

船用機關軸系는 매우複雜한振動系를形成하므로直接振動計算을行하는 것은 매우困難하다. 따라서機關軸系 및軸系에附着된質量과軸長을力學的으로等價인等價質量과等價軸長으로置換하고 Holzer⁴⁾의逐次近似法에 의해固有振動數를計算하여各次數로 나누어 주면各次數에 대한危險振動數가 된다. 이計算에서等價系로의置換에 있어問題가 되는推進器等價質量과 크랭크軸의等價軸長은 다음과 같이計算되며餘他的往復動等價質量에 대하여서는從來의方法을 그대로利用한다.

2.1 推進器의 等價質量

推進器等價質量의計算은設計段階에서는實績을基礎로한그래프 또는近似式에 의하여,推進器의要目이決定되고圖面이完成되었을段階에서는區分求積에 의한圖式解法으로計算할 수 있고, 또한機關의最大出力에 대한推進

器의 무게를 計算하여 等價質量을 計算하기도 한다. 推進器 製作後에는 實測에 의하여 正確히 等價質量을 計算할 수 있다. 그리고 推進器의 附加水를 考慮하여 推進器 等價質量의 1.25倍를 最終等價質量으로 취하는 것이 보통의 方法이다.

2.2 크랭크軸의 等價軸長

크랭크軸은 그 모양이 複雜하기 때문에 剛性係數를 理論적으로 嚴密하게 구하는 것은 困難하며 보통 經驗이나 實驗結果를 加味한 半理論式이 利用된다. 經驗式에는 Carter⁵⁾, Timoshenko⁶⁾, BICERA⁷⁾, Ker Wilson⁸⁾, Geiger⁹⁾, Selmann¹⁰⁾, Tuplin¹¹⁾, Heldt¹²⁾, Jackson¹³⁾, Norman-Stinson¹⁴⁾, Schlaefke¹⁵⁾, Zimanenko¹⁶⁾, Constant¹⁷⁾ 등의 式이 있고 半理論적으로 計算하는 方法에는 影響係數에 의한 方法¹⁸⁾과 Timoshenko⁶⁾의 式이 利用되고 있다.

3. 起振에너지의 計算

크랭크軸系에 비틀림振動을 誘起시키는 原因이 되는 外部토크는 실린더內의 가스壓力, 피스톤 및 連接棒 往復質量의 慣性에 의한 토크가 있다. 이들의 強制토크는 週期函數이므로 Fourier 級數로 展開하면 다음과 같다.

3.1 가스壓力 토크

$$Q = Q_0 + \sum (A_i \sin i\alpha + B_i \cos i\alpha) \\ = Q_0 + \sum Q_i \cos (i\alpha + \rho_i) \quad (1)$$

2行程사이클 機關에서 (1)式은

$$Q = Q_0 + Q_1 \cos(\alpha + \rho_1) + Q_2 \cos(2\alpha + \rho_2) + \dots + Q_n \cos(n\alpha + \rho_n) + \dots \quad (2)$$

4行程사이클 機關에 대해서는

$$Q = Q_0 + Q_{\frac{1}{2}} \cos\left(\frac{\alpha}{2} + \rho_{\frac{1}{2}}\right) + Q_1 \cos(\alpha + \rho_1) \\ + Q_{\frac{3}{2}} \cos\left(\frac{3}{2}\alpha + \rho_{\frac{3}{2}}\right) + \dots \quad (3)$$

여기서

Q : 가스壓力에 의한 토크

Q_0 : 가스壓力에 의한 평균토크

$$\left(= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q d\alpha \right)$$

i : 次數

Q_i : i 次 調和成分의 振幅

$$\left(= \sqrt{A_i^2 + B_i^2} \right)$$

$$A_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Q \cos i\alpha d\alpha$$

$$B_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Q \sin i\alpha d\alpha$$

α : 크랭크角

ρ_i : 위상角

調和成分各項의 係數 Q_i 는 가스壓力 指壓線圖로부터 만든 토크線圖를 調和分析함으로써 구할 수 있다. 實際에 있어서는 토크線圖를 調和解析하여 실린더面積 1cm², 크랭크암의 길이 1cm에 대하여 表示한 調和成分曲線을 利用하고 있다. 지금 이 값을 C_i 라 하면

$$Q_i = C_i \frac{\pi}{4} D^2 R \quad (\text{kg}\cdot\text{cm}) \quad (4)$$

D : 실린더 直徑 R : 크랭크半徑

3.2 慣性力 토크

피스톤 및 連接棒 往復質量등의 慣性力에 의한 토크 Q' 는

$$Q' = -m_a \omega^2 r^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) (\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \\ = m_a \omega^2 r^2 \left(\frac{\lambda}{4} \sin\alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3\lambda}{4} \sin 3\alpha \right) \quad (5)$$

m_a : 往復質量

r : 크랭크 半徑

λ : $\frac{r}{l}$ (l : 連接棒의 길이)

ω : 크랭크의 回轉角速度 ($\alpha = \omega t$)

(5)式에서 $\lambda = \frac{1}{4}$ 이므로 4次以後는 매우 작은 값이 된다. 또한 慣性力토크는 ω^2 에 比例하므로 高速機關 以外에서는 거의 問題가 되지 않는다. 보통 1, 2, 3次까지 考慮하여 가스壓力 調和成分과 合成한다.

以上の 高調波토크가 軸을 비트는 起振에너지로서 作用하는 單실린더 機關을 생각한다.

$\theta = \theta_0 \sin \omega t$ 의 調和振動을 하고 있는 軸에

高調波토크 $q_i = \frac{\pi}{4} D^2 R C_i \sin(\omega t + \phi) = Q_i$

$\times \sin(\omega t + \phi)$ 가 作用할 때 軸에 주는 1사이클當의 일 W_{I_i} 는

$$W_I = \int_0^{2\pi} q_i \frac{d\theta}{dt} dt = \int_0^{2\pi} Q_i \sin(\omega t + \phi) \cdot \omega \theta_0 \cos \omega t dt = \pi Q_i \theta_0 \sin \phi \quad (6)$$

(6)식을 다실린더機關에 適用하면 各 실린더는 크랭크配置가 다르므로 各 실린더일의 벡터합을 취하여야 한다. 즉

$$\pi Q_1 \theta_1 \sin \phi_1 + \pi Q_2 \theta_2 \sin \phi_2 + \pi Q_3 \theta_3 \sin \phi_3 + \dots + \pi Q_n \theta_n \sin \phi_n = \pi Q_1 (\theta_1 \sin \phi_1 + \theta_2 \sin \phi_2 + \theta_3 \sin \phi_3 + \dots + \theta_n \sin \phi_n) \quad (7)$$

($Q_1=Q_2=Q_3=\dots=Q_n$: 各 실린더의 n 次 高調波토크의 振幅)

振動振幅의 벡터합을 $\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \dots + \theta_n = \sum \theta_i$ 라 하면 $\pi Q_i \sum \theta_i \sin \phi$ 로 되고 共振時에 $\phi = \frac{\pi}{2}$ 이므로 이 때의 起振에너지는 $W_I = \pi Q_i \sum \theta_i$ 로 된다.

4. 減衰에너지의 計算

크랭크軸系의 振動振幅을 算定하는 境遇 이들의 減衰作用을 正確히 計算하는 것이 重要한데 各種減衰를 定量的으로 把握하는 것은 不可能하므로 本 論文에서는 減衰作用을 機關減衰에너지 (Engine damping energy), 히스테리시스 減衰에너지 (Hysteresis damping energy), 推進器減衰에너지 (Propeller damping energy)로 나누어서 計算하였다.

4.1 機關減衰에너지

減衰係數를 C 라 하면 機關減衰에 의하여 1 사이클中에 消費되는 減衰에너지 W_E 는 다음과 같이 計算된다.

$\theta = \theta_0 \sin \omega t$ 의 調和振動을 하고 있는 軸系에 $C \frac{d\theta}{dt}$ 의 減衰토크가 作用할때 每 사이클當의 減衰일 W_E 는

$$W_E = \oint C \frac{d\theta}{dt} d\theta = \oint C \frac{d\theta}{dt} \cdot \frac{d\theta}{dt} dt = C \theta_0^2 \omega^2 \int_0^{2\pi} \cos^2 \omega t dt = \pi C \theta_0^2 \omega \quad (8)$$

(8)식을 다실린더 機關에 適用하여 第1실린더軸이 θ_1 rad 비틀려 진다고 하고 실린더間의 비

振幅을 a_i 이라하면

$$W_E = \pi C_1 \omega \theta_1^2 + \pi C_2 \omega \theta_2^2 + \pi C_3 \omega \theta_3^2 + \dots + \pi C_n \omega \theta_n^2 = \pi C_1 \omega \theta_1^2 + \pi C_2 \omega \theta_1^2 a_2^2 + \pi C_3 \omega \theta_1^2 a_3^2 + \dots + \pi C_n \omega \theta_1^2 a_n^2 = \pi \omega \theta_1^2 \sum_{i=1}^n C_i a_i^2$$

各 실린더의 減衰係數가 같으며 慣性모멘트를 J_i 라 하면

$$W_E = 2\pi \varepsilon \omega^2 \theta_1^2 \sum_{i=1}^n (J_i a_i^2) (\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cycle}) \quad (9)$$

$$\left(\begin{array}{l} \because \varepsilon = C/C_c = \text{減衰係數}/\text{臨界減衰係數} \\ C = C_c \varepsilon = 2J\omega\varepsilon \end{array} \right)$$

으로 된다. ε 의 값으로서 Hansen¹⁹⁾은 0.005~0.015를 주고 있으며 實測에 의하여 0.005~0.02를 얻었다는 報告도 있다. 動倍率 $\left(\frac{1}{2\varepsilon}\right)$ 을 利用하

는 境遇에 Holzer⁴⁾는 $\frac{1}{2\varepsilon}$ 의 값으로서 25를 주고 있으며 Wydler²⁰⁾는 20, Dorey²¹⁾는 비틀림應力 $\tau = 100 \text{kg}/\text{cm}^2$ 일 때 300, $\tau = 200 \text{kg}/\text{cm}^2$ 일 때 200, Sulzer는 $\tau = 100 \text{kg}/\text{cm}^2$ 일 때 100, $\tau = 300 \text{kg}/\text{cm}^2$ 일 때 58로 주고 있다. 大形舶用 往復動內燃機關에 對하여서는 平均値로서 0.013을 利用하여 良好한 結果를 얻고 있으므로 本 論文에서는 減衰係數比 ε 의 값으로 0.013을 取했다.

4.2 히스테리시스 減衰에너지

反復應力을 받는 金屬材料는 彈性限界內에 있어서도 嚴密하게 Hook의 法則에 따르지 않으며 應力과 變位間에 히스테리시스曲線을 그리게 된다. 이 때 每사이클마다 그리는 閉曲線面積은 消費되는 에너지를 나타낸다. 一般的으로 機械材料의 히스테리시스減衰는 다음 式으로 表示된다.

$$D = J(\sigma/\sigma_c)^n \quad (10)$$

D : 사이클마다의 單位 體積當 히스테리시스減衰에너지 ($\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cm}^3 \text{ cycle}$)

J : 材料의 種類와 應力의 크기에 의한 定數

σ_c : 材料의 疲勞強度

σ : 히스테리시스減衰를 計算할 곳의 應力

Dorey²¹⁾의 實驗結果를 (10)式에 代入하여 整理하면

$$D = 1.42 \times 10^{-10} \cdot \sigma^{2.8} (\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cm}^3 \text{ cycle}) \quad (11)$$

으로 되고 Rowett의 實驗結果를 F. M. Lewis²²⁾가

整理한 바에 의하면

$$D=4.32 \times 10^{-9} \cdot \sigma^{2.3} \text{ (kg} \cdot \text{cm/cm}^3 \cdot \text{cycle)} \quad (12)$$

으로 된다. (12)式은 應力 550kg/cm² 程度까지는 實驗値와 잘 맞으나 이것을 넘어서면 위의 값 보다 크게 된다.

(12)式은 減衰指數가 n=2.3의 값을 갖기 때문에 振動振幅을 計算하는데 매우 不便하다.

B. J. Lazan²³⁾은 “機械材料와 構造物의 構成要素에 關한 研究”에서 軟鋼材(SAE 1020)의 應力과 減衰力 關係를 3個, 또는 2個의 線分에 依하여 近似的으로 表示하고 있는데 3線分の 境遇 高應力(29,000 psi 以上), 中應力(300~29,000 psi), 低應力(300 psi 以下)의 3部分으로 나누어 各 各 減衰指數 n로서 n>3, n=2~3, n=2를 取하고 있다. 2線分の 境遇에는 高應力(29,000 psi 以上), 低應力(29,000 psi 以下)의 2區劃으로 나누고 低應力帶의 J값을 크게 取하여 n=2로 하고 있다.

L. E. Goodman²⁴⁾은 B. J. Lazan의 研究結果를 利用하여 히스테리시스減衰에너지를 다음과 같이 計算하고 있다.

$$D=7.773 \times 10^{-9} \cdot \sigma^2 \text{ (kg} \cdot \text{cm/cm}^3 \cdot \text{cycle)} \quad (13)$$

(13)式에 依하여 中實軸의 히스테리시스 減衰에너지를 구하면

$$W_H' = 7.773 \times 10^{-9} \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \sigma^2 \cdot d \cdot l \quad (14)$$

(kg·cm/cycle)

$$d = D \sqrt{l/L}$$

L: 等價軸長 D: 等價軸直徑

l: 實際軸의 길이

으로 되고 크랭크軸 前端的 振幅 1 rad에 相當하는 軸系의 各 質点間, 또는 軸의 各 斷面區分에 對한 히스테리시스 減衰에너지가 (14)式으로 주어지면 크랭크軸 前端的의 任意的 振幅 θ rad에 對한 軸系 全體의 히스테리시스 減衰에너지 W_H는

$$W_H = \sum W_H' \theta^{2.3} \text{ 또는 } W_H = \sum W_H' \theta^2 \quad (15)$$

으로 된다. 本 論文에서는 L. E. Goodman의 式을 利用하여 計算하였다.

4.3 推進器 減衰에너지

推進器 減衰에너지 W_P는 다음 式으로 주어진다.

다.

$$W_P = C_P \cdot \pi \cdot \omega \cdot a_P^2 \cdot \theta_1^2 \text{ (kg} \cdot \text{cm/cycle)} \quad (16)$$

C_P: 推進器의 減衰係數

a_P: 推進器에 있어서의 比振幅

θ₁: 크랭크軸 前端的의 振幅(rad)

推進器의 吸收馬力은 回轉數의 3乘에 比例하고 馬力은 回轉數와 토크의 積에 比例하므로 推進器 토크는 回轉數의 2乘에 比例하게 되어

$$T = Kn^2 = K'\omega^2 \quad (17)$$

T: 每秒 回轉數 n에 對한 平均 推進器토크 (kg·cm)

ω: 2πn

K, K': 推進器 固有의 定數

비틀림振動을 同伴하는 境遇 回轉速度의 變化가 급격하고, 또한 推進器 슬립이 크기 때문에 回轉數 2乘의 法則에 따르지 않고 보다 큰 係數 Z에 따라 變化하며 T는

$$T = K_1 n^Z \quad (18)$$

로 된다. 비틀림振動에 對한 推進器 減衰係數는 推進器 瞬間速度에 對한 토크 變動率로서 주어지므로

$$C_P = \frac{dT}{d\omega} = \frac{1}{2\pi} \frac{dT}{dn} \quad (19)$$

(18)式과 (19)式에 代入하여 整理하면

$$C_P = \frac{1}{2\pi} \frac{d(K_1 n^Z)}{dn} = \frac{Z}{2\pi} \cdot \frac{T}{n} \\ = \frac{60}{2\pi} \cdot Z \cdot \frac{T}{N} = 9.55 \cdot Z \cdot \frac{T}{N} = \alpha \frac{T}{N} \quad (20)$$

N: 推進器의 每分回轉數

係數α에 對한 값으로 여러 研究者에 의한 實驗結果에 依하면 Lewis²⁵⁾와 Taylor²⁶⁾는 模型推進器 特性을 基礎로 하여 33.5, Den Hartog²⁷⁾와 Dorey²⁸⁾는 28.6, Porter²⁹⁾는 35를 주고 있다. 本 論文에서는 係數α의 값으로서 33.5를 취했다.

以上の 結果를 (16)式에 代入하여 整理하면

$$W_P = 2.356 \times 10^4 \frac{i^2 \cdot P_s \cdot \alpha \cdot a_P^2 \cdot \theta_1^2}{f} \\ = 78.926 \times 10^4 \frac{i^2 \cdot P_s \cdot a_P^2 \cdot \theta_1^2}{f} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} &= 2.356 \times 10^4 \frac{i \cdot P_s \cdot \alpha \cdot a_p^2 \cdot \theta_1^2}{N} \\ &= 78.926 \times 10^4 \frac{i \cdot P_s \cdot a_p^2 \cdot \theta_1^2}{N} \end{aligned} \quad (21)$$

(kg·cm/cycle)

P_s : N rpm에 있어서의 出力(BHP)
 N : 推進器의 回轉數(rpm)
 i : 危險振動의 次數
 f : 軸系의 振動數(cpm)

5. 振動에 依한 附加應力의 計算

5.1 크랭크軸의 先端振幅

一節振動에 있어서 減衰에너지의 大部分은 推進器 減衰에너지로서 85~90%를 차지하고, 히스테리시스 減衰에너지가 3~5%, 機關 減衰에너지가 7~10%를 차지한다.

二節振動에 있어서는 機關減衰에너지가 75~80%, 히스테리시스 減衰에너지가 20~25%, 推進器減衰에너지는 僅少하다. 이와 같은 事實을 基礎로 하여 危險速度에 있어서의 크랭크軸의 先端振幅을 推定하는데는 다음과 같은 方法이 利用되고 있다.

(1) 推進器減衰를 基礎로 한 推定法

一節振動에서는 推進器의 振幅이 크기때문에 減衰力으로서 推進器減衰만을 생각하여 計算하는 境遇, 크랭크軸端의 振動振幅 θ_1 은 $W_1 = W_p$ 로부터

$$\theta_1 = \frac{Q_i \sum a_i}{C_p \cdot \omega \cdot a_p^2} \quad (\text{rad}) \quad (22)$$

(2) 히스테리시스減衰로부터 誘導되는 經驗式에 依한 推定法

많은 實測 結果를 利用하여 統計的으로 解析하여 보면 二節振動의 境遇 히스테리시스減衰는 全減衰의 大략 1/3内外이다. 따라서 히스테리시스減衰를 求한 다음, 이것의 約 3倍를 全減衰로 하여 振幅을 구한다. Den Hartog²⁷⁾는 히스테리시스減衰의 4.58倍를 全減衰로 取했다.

(3) 平衡振幅과 動倍率로부터 推定하는 方法
 軸系의 全減衰를 機關減衰에너지의 境遇와 같

이 粘性減衰로 計算하면 全減衰에너지 W_T 는
 $W_T = 2\pi \varepsilon \omega^2 \theta_1^2 \sum (J_i a_i^2)$ (kg·cm/cycle) (23)
 으로 되고 振動振幅은 $W_I = W_T$ 로부터

$$\theta_{11} = \frac{Q_i \sum a_i}{2\varepsilon \omega^2 \sum (J_i a_i^2)} \quad (\text{rad}) \quad (24)$$

動倍率을 利用하여 振動振幅을 計算하면

$$\theta_{11} = \frac{Q_i \sum a_i}{\omega^2 \sum (J_i a_i^2)} \quad (25)$$

여기서 θ_{11} 는 平衡振幅(Equilibrium amplitude)이라 하며 最大起振토크가 靜的으로 作用하였을때의 角變位에 相當하는 振幅이다. 그러므로 危險速度에 있어서의 크랭크軸 先端振幅 θ_1 은

$$\theta_1 = \frac{1}{2\varepsilon} \cdot \theta_{11}$$

$\frac{1}{2\varepsilon}$ 의 여러가지 값은 4.1에서 提示한 바 있다.

(4) 에너지法에 依한 推定法

危險速度에 있어서의 振幅을 求하기 위해 에너지法에 依한 推定法을 利用하면

$$W_1 = W_E + W_H + W_P \quad (26)$$

(26)式으로부터 크랭크軸의 先端振幅 θ_1 은

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{\pi Q_i \sum a_i}{2\pi \varepsilon \omega^2 \sum J_i a_i^2 + \sum W_H' \theta_1^{0.8} + 2.356 \times 10^4} \\ &\times \frac{i \cdot P_s \cdot \alpha \cdot a_p^2}{N} \quad (\text{rad}) \end{aligned} \quad (27)$$

또는

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{\pi Q_i \sum a_i}{2\pi \varepsilon \omega^2 \sum J_i a_i^2 + \sum W_H' + 2.356 \times 10^4} \\ &\times \frac{i \cdot P_s \cdot \alpha \cdot a_p^2}{N} \quad (\text{rad}) \end{aligned} \quad (28)$$

本 論文에서는 (28)式을 利用하여 計算하였다.

5.2 振動附加應力 計算

軸系의 質量間의 相對的 비틀림角을 θ' rad, 軸의 비틀림剛性을 K_i (kg·cm/rad)라 하면 軸의 抵抗모멘트 즉, 비틀림모멘트 M_i 는

$$M_i = \theta' k_i = J \omega^2 \theta' \quad (\text{kg·cm}) \quad (29)$$

따라서 實際軸의 極斷面係數를 Z_p 라 하면 비틀림應力 τ 는

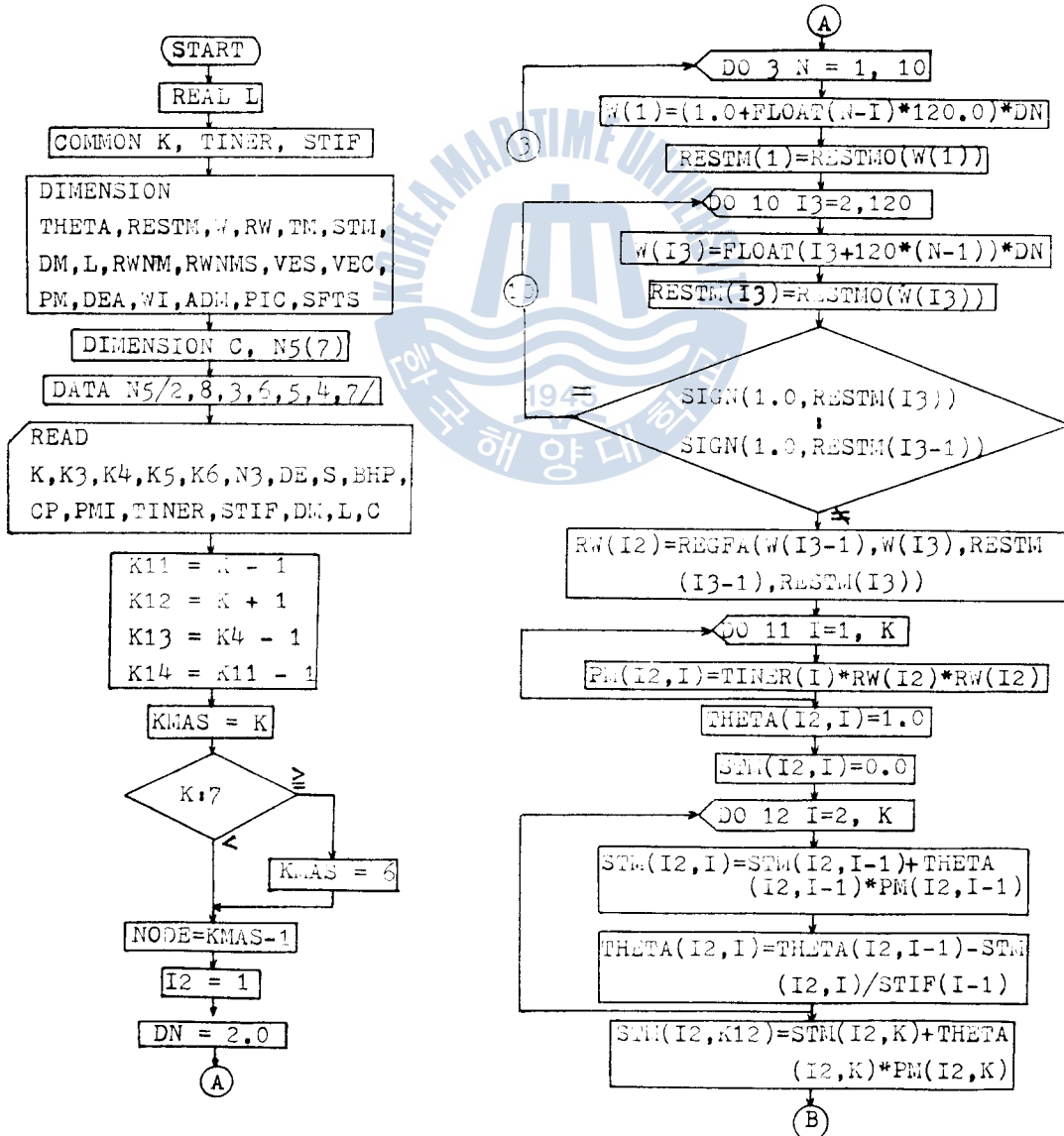
$$\tau = \frac{M_i}{Z_P} - \frac{k_i \cdot \theta'}{Z_P} = \frac{J \omega^2 \theta'}{Z_P} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (30)$$

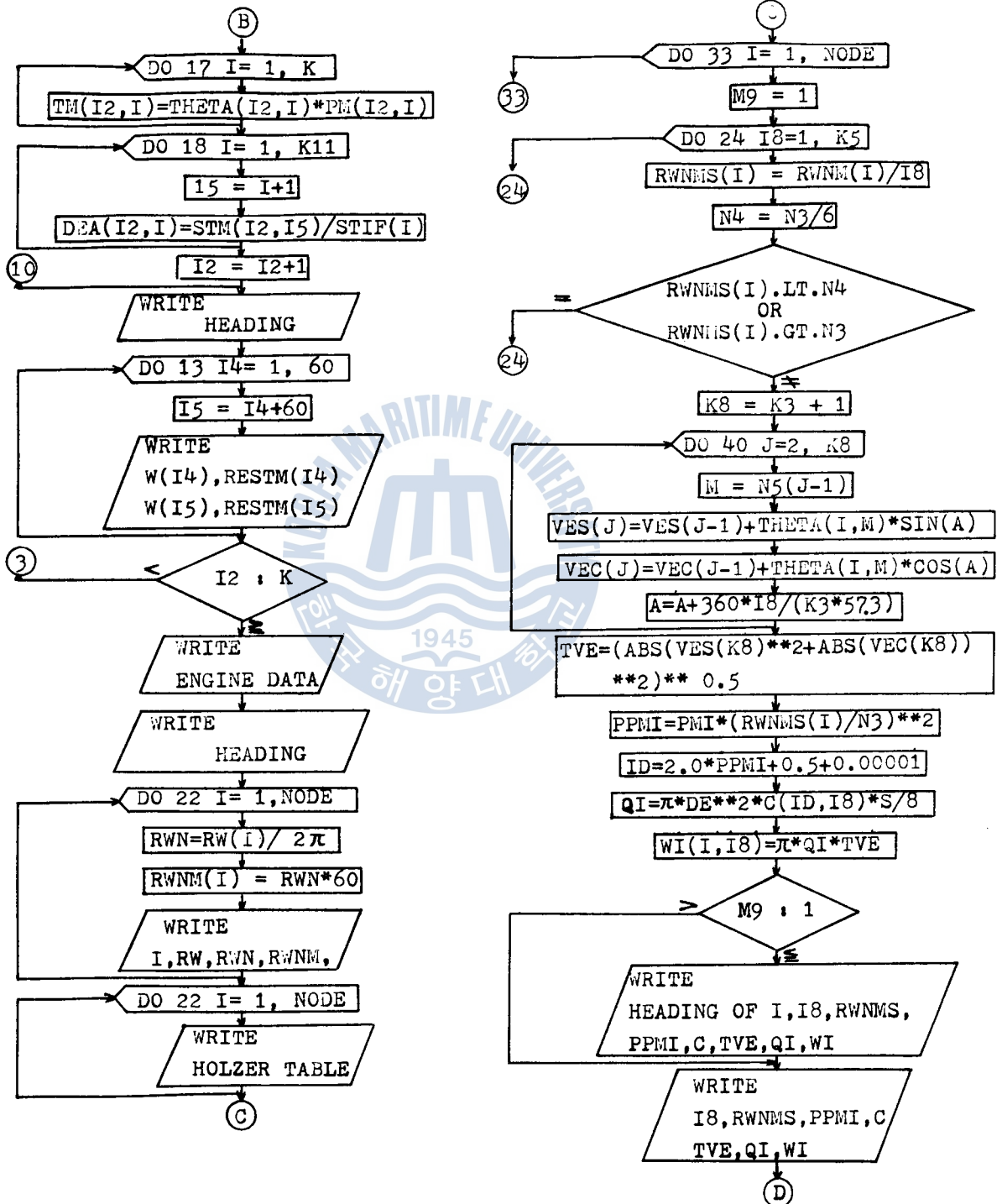
총비틀림모멘트 $\sum M_i$ 는 $\sum J \omega^2 \theta'$ 로 되고
 $\sum J \omega^2 \theta'$ 는 軸端에서의 振幅이 1 rad일때 Holzer
 表에서 全振動모오크이므로 軸端에서의 振幅이
 θ rad 일때의 附加應力은

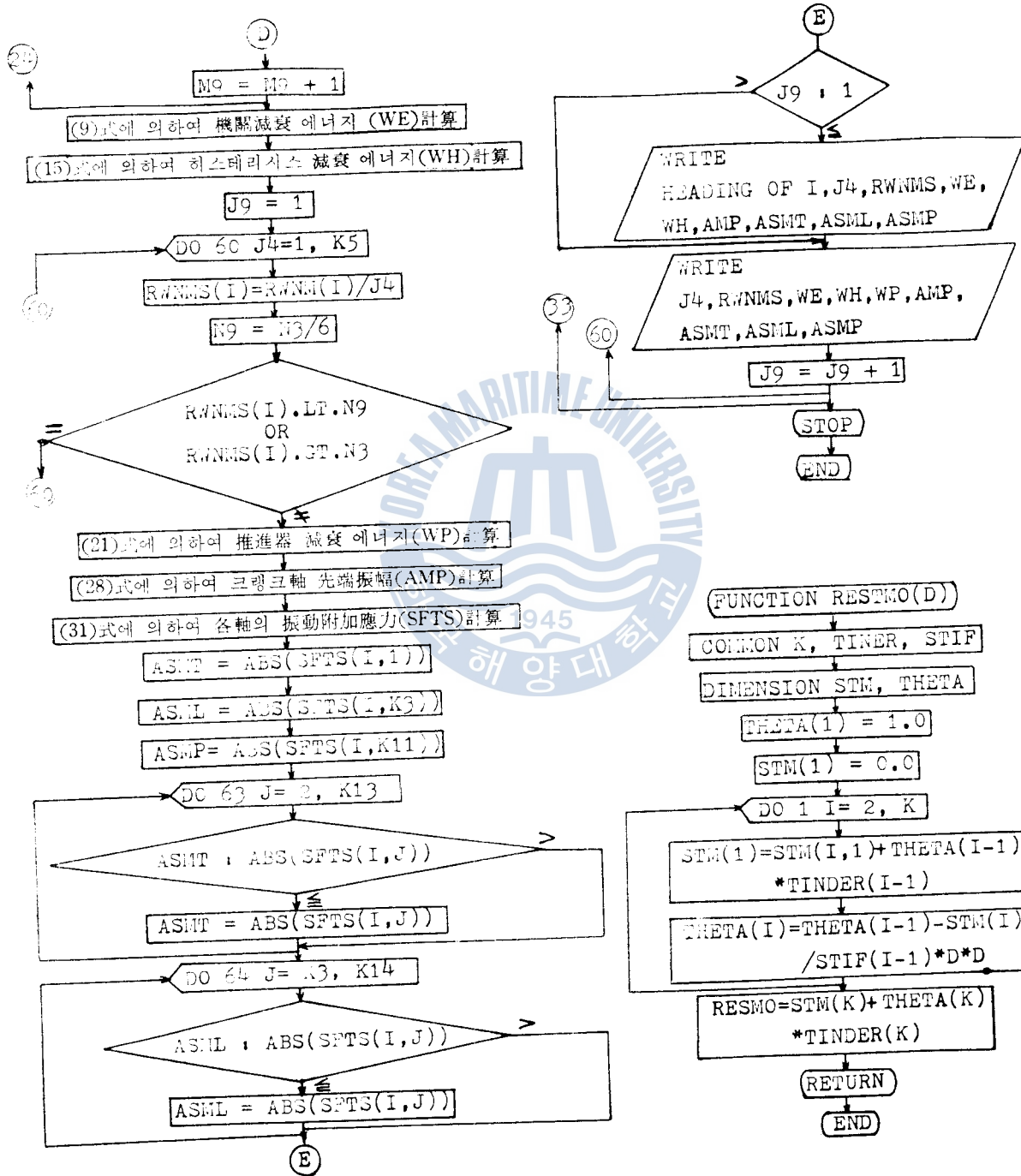
$$\tau = \frac{\sum J_i \omega^2 a_i}{Z_P} \theta \quad (\text{kg/cm}) \quad (31)$$

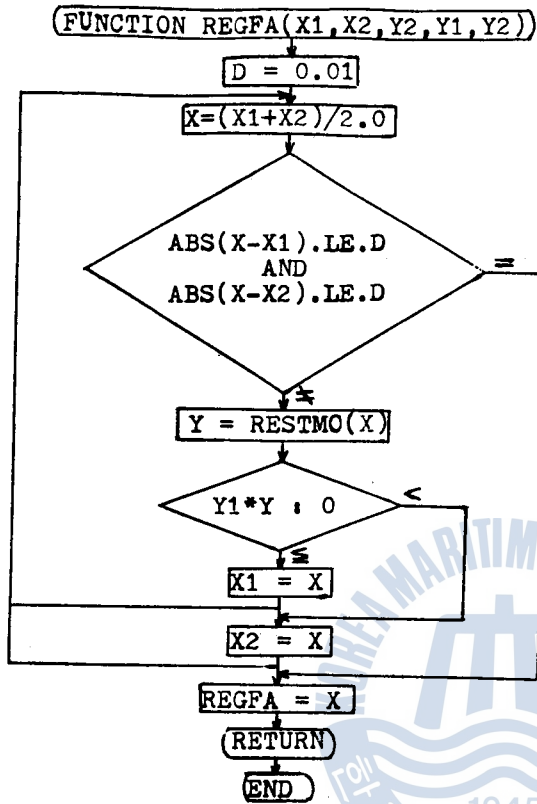
로 된다. 最大負荷應力이 發生되는 處는 節點
 을 包含하는 質點間의 軸이며 主機關推進軸系에
 서 一般的으로 一節의 節點은 플라이휠일과 推
 進器軸間에 있으며 二節의 節點은 실린더群 中
 中央과 플라이휠間 및 推進器軸에 있게 된다.

6. 비틀림振動 電算프로그램의 FLOW CHART









Flow Chart의 說明

<MAIN PROGRAM>

(1) 變數名 說明

- K : 等價質量의 數
- TINER : 各 質點의 慣性모멘트
- STIF : 各 質點間軸의 스프링常數
- THETA : 各 節, 各 質點間의 振動振幅
- RESTM : 角振動數 ω 에 대한 Residual moment
- W : 角振動數
- RW : 各 節의 固有角振動數(vad/sec)
- TM : 各 節 Holzer table의 $J\omega^2\theta$
- STM : 各 節 Holzer table의 $\sum J\omega^2\theta$
- DM : 各 質點間軸의 實際直徑
- L : 各 質點間軸의 實際軸長
- RWNM : 各 節의 固有振動數(rpm)
- RWNMS : 各 次數에 對한 危險回轉數
- VES, VEC : 振動振幅 벡터의 sin, cos成分

PM : 各 節 Holzer table의 $J\omega^2$

DEA : 各 節 Holzer table에 있어서의 各 質點間의 振幅差

WI : 各 節, 各 次數의 起振에너지

ADM : Hysteresis 減衰에너지 計算을 위한 實際軸徑($d = D\sqrt{l/L}$)

PIC : Hysteresis 減衰에너지 計算을 위한 極 斷面係數

SFTS : 各 節, 各 次數에 對한 軸系의 振動附加應力

C : Harmonic 係數

N5(7) : 着火順序

K3 : 실린더 數

K4 : 실린더 數+機關附加質量의 數

K5 : Harmonic係數의 次數

K6 : 各 危險回轉數에 對한 平均有效壓力의 整數化 數

N3 : 機關의 連續最大回轉數

DE : 실린더 直徑

S : 피스톤 行程

BHP : 機關의 連續最大出力

CP : 機關의 最高壓力

PMI : 機關의 平均有效壓力

I2 : 振動의 節數

DN : 角振動數의 增分

ASMT : 크랭크軸의 振動附加應力

ASML : 中間軸의 振動附加應力

ASMP : 推進器軸의 振動附加應力

(2) 計算의 順序

1) COMMON文과 DIMENSION文을 作成한다.

DIMENSION文 中에 있는 N5(7)는 起振에너지 計算에서 振動振幅 Vector合을 着火順序에 따라 計算하기 위한 DIMENSION文으로 N5(7)의 括號內에는 실린더數를 넣고 DATA에 着火順序를 記入한다. 附加質量이 있는 境遇 着火順序는 變更 記入된다.

2) 角振動數를 2.0부터 2.0씩 增加해가며 FUNCTION RESTMO(D)에서 Residual moment를 計算한다.

各 角振動數에 該當하는 Residual moment의 符號가 變할때 FUNTION REGFA(X1, X2, Y1, Y2)로서 Residual moment가 0이 되는 角振動數를 求한다.

첫번째로 Residual moment가 0이 되는 角振動數를 一節固有角振動數라하고 振動數가 增加해감에 따라 二節固有角振動數, 三節固有角振動數...를 計算할 수 있다.

3) 各 節, 各 次數에 對한 危險回轉數가 機關의 使用回轉數內에 있는가 判斷하여 使用回轉數內에 있는 各 節, 各 次數의 危險回轉數에 該當하는 振動比振幅을 着火順序에 따라 各, 各 sin項과 cos項으로 分解하여 合한 後 Vector의 으로 合成하고 그 危險回轉數에 相當하는 平均有效壓力를 計算하여 그 平均有效壓力에 對한 Harmonic 係數를 찾아내 起振에너지를 計算한다.

4) 機關減衰에너지, 히스테리시스減衰에너지, 推進器 減衰에너지를 計算하여 크랭크軸先端의 振動振幅을 求하고 크랭크軸, 中間軸, 推進器軸의 振動附加應力을 計算한다.

<FUNCTION RESTMO(D)>

MAIN PROGRAM에서 주어진 角振動數 W(I3)는 FUNCTION RESTMO(D)를 使用하여 Residual moment를 計算한다.

<FUNCTION REGFA(X1, X2, Y1, Y2)>

MAIN PROGRAM에서 주어진 角振動數 W(I3-1)과 W(I3)를 FUNCTION RESTMO(D)에 使用하여 計算된 Residual moment 값의 符號가 變했을 때 FUNCTION REGFA(X1, X2, Y1, Y2)를 使用하게 된다.

W(I3-1)을 X1, W(I3)를 X2, RESTMO(W(I3-1))를 Y1, RESTMO(W(I3))를 Y2라 하고 X1과 X2의 平均値를 X라 한다. RESTMO(X)를 Y라 하고 Y1×Y의 값이 (+)일때는 X1=X가 되고 (-)일때는 X2=X가 되어 (X-X1)과 (X-X2)의 範圍가 0.01이 될 때까지 繼續한다.

(X-X1)과 (X-X2)의 範圍가 0.01이 되면 REGFA=X로 되고 이 X가 하나의 節을 形成하는 固有角振動數로 된다.

7. 實際軸의 計算 및 實測值와의 比較

以上の 電算프로그램을 6個의 實際軸에 適用하여 비틀림振動 附加應力 計算을 行하고 實測值 및 機關製作會社 計算과 比較 檢討하였다.

7.1 機關要目

(1) 主機關

船名						
項目	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船	F 船
실린더 數	7	6	6	6	6	6
실린더直徑(mm)	680	760	680	450	680	760
피스톤行程(mm)	1250	1550	1250	750	1250	1550
連續最大回轉數(rpm)	150	122	150	230	137	122
連續最大出力(bhp)	11550	12000	11400	3800	9000	14400
平均有效壓力(kg/cm ²)	12.1	11.66	14.0	10.39	12.06	14.0
着火順序	1-7-2 -5-4-3-6	1-6-2-4-3-5	1-6-2-4-3-5	6-1-5-3-4-2	1-6-2-4-3-5	1-6-2-4-3-5

(2) 크랭크 軸

(단위 : mm)

船名 項目	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船	F 船
크랭크드로우의 길이	1300	1450	1300	800	1300	1450
크랭크자아널 直徑	540	600	540	340	540	600
크랭크핀 直徑	540	600	540	340	540	600

(3) 中間軸

(단위 : mm)

船名 項目	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船	F 船
軸長×個數	5860×1	5180×1	6540×1	7250×4	5500×1	3750×2
軸 徑	420	470	370	250	440	480

(4) 推進器軸

(단위 : mm)

船名 項目	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船	F 船
軸長×軸徑	5855×500	5285×515	7240×456	4820×315	5900×470	6730×600

(5) 推進器

名 稱	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船	F 船
直 徑 (mm)	5150	5900	4850	3150	5200	6000
피 치 (mm)	3510	3900		2320	3685	4610
피 치 比	0.6816	0.7087		0.7365	0.7087	0.7683
全 圓 面 積 (m ²)	20.8308	27.3200		7.7931	21.2372	28.2744
展 開 面 積 (m ²)	13.7483	15.4080		5.0655	11.6805	16.2861
展 開 面 積 比	0.6599	0.5639		0.6499	0.5500	0.5670
投 影 面 積 (m ²)	12.5235	14.0200		4.5504	10.5673	
投 影 面 積 比	0.6012	0.5130		0.5839	0.4988	
보 스 比	0.1748	0.1745		0.1778	0.1769	0.1847
最 大 翼 幅 比	0.3814	0.3169		0.3769	0.3099	0.3270
最 大 翼 厚 比	0.0690	0.0533		0.0571	0.0615	0.0517
傾 斜 比	10°01'	17°01'		9°54'	10°02'	
날 개 數	4	4	4	4	4	4
材 質	Mn-Bronze	Mn-Bronze	Mn-Bronze	Mn-Bronze	Mn-Bronze	Ni-Al-Bronze
回 轉 方 向	Right-hand	Right-hand	Right-hand	Right-hand	Right-hand	Right-hand
推 進 器 重 量 (kg)	14710	18966.4		3100	12850	16593
보 네 트 重 量 (kg)	250	300		82	319	125
空 氣 中 的 推 進 器 慣 性 모멘트 (kg·cm·sec ²)	196040		140226	15700	152800	250714

7.2 推進軸系에 對한 計算結果例

A船에 對한 비틀림振動 計算結果는 다음과 같다.

CALCULATION FOR TORSIONAL VIBRATION

MAIN ENGINE PARTICULARS
TYPE

SULZER 7 RND 68
NO.1 MOMENT OF INERTIA IS COUNTER AND SHAFT
2 STROKE CYCLE SINGLE ACTING CROSSHEAD TYPE
REVERSIBLE DIESEL ENGINE WITH TURBOCHARGER

NUMBER OF CYLINDER	7	
CYLINDER DIAMETER	68.000	CM
STROKE	125.000	CM
MAX. CONTINUOUS REVOLUTIONS	150	R.P.M.
MAX. CONTINUOUS OUT PUT	11550.000	B.H.P.
MAX. COMBUSTION PRESSURE	87.000	KG/CM ²
MEAN EFFECTIVE PRESSURE	12.100	KG/CM ²
FIRING ORDER (AHEAD)	1-7-2-5-4-3-6	

NO	MOMENT OF INERTIA (KG-CM-SEC ²)	STIFFNESS (KG-CM/RAD)	DIAMETER OF SHAFT (CM)	LENGTH OF SHAFT (CM)
1	0.7010000E 03	0.8058016E 10	0.5400000E 02	0.1025000E 03
2	0.2567500E 05	0.6060605E 10	0.5400000E 02	0.1300000E 03
3	0.2567500E 05	0.6060605E 10	0.5400000E 02	0.1300000E 03
4	0.2651300E 05	0.4029009E 10	0.5400000E 02	0.2050000E 03
5	0.2651300E 05	0.6060605E 10	0.5400000E 02	0.1300000E 03
6	0.2567500E 05	0.6060605E 10	0.5400000E 02	0.1300000E 03
7	0.2567500E 05	0.6060605E 10	0.5400000E 02	0.1300000E 03
8	0.2651300E 05	0.3573981E 10	0.5400000E 02	0.2440000E 03
9	0.2194700E 05	0.1412429E 11	0.5400000E 02	0.6000000E 02
10	0.1332000E 04	0.4497615E 09	0.4200000E 02	0.5860000E 03
11	0.2866000E 04	0.1008980E 10	0.5000000E 02	0.5855000E 03
12	0.2465840E 06			

NATURAL FREQUENCY

NATURAL FREQUENCY	1	NODE=	48.48S-1	7.72HZ	462.32MIN-1
NATURAL FREQUENCY	2	NODE=	186.73S-1	29.72HZ	1783.10MIN-1
NATURAL FREQUENCY	3	NODE=	351.72S-1	55.99HZ	3359.33MIN-1
NATURAL FREQUENCY	4	NODE=	501.26S-1	79.78HZ	4786.64MIN-1
NATURAL FREQUENCY	5	NODE=	607.02S-1	96.61HZ	5796.63MIN-1

HOLZER TABLE FOR TORSIONAL VIBRATION

1 NODE TORSIONAL VIBRATION		P= 48.47656 (RAD/SEC)				
NO	MASS (KG-CM-SEC ²)	AMPLITUDE (RAD.)	TORQUE (KG-CM)	TOTAL TORQUE (KG-CM)	STIFFNESS (KG-CM/RAD.)	DELTA AMPLITUDE (RAD.)
1	0.701000E 03	0.100000E 01	0.1647333E 07	0.1647333E 07	0.8058016E 10	0.2044341E-03
2	0.2567500E 05	0.9997956E 00	0.6032328E 08	0.6197061E 08	0.6060605E 10	0.1022515E-01
3	0.2567500E 05	0.9895704E 00	0.5970634E 08	0.1216769E 09	0.6060605E 10	0.2007670E-01
4	0.2651300E 05	0.9694937E 00	0.6040422E 08	0.1820812E 09	0.4029009E 10	0.4519254E-01
5	0.2651300E 05	0.9243011E 00	0.5758851E 08	0.2396697E 09	0.6060605E 10	0.3954550E-01
6	0.2567500E 05	0.8847556E 00	0.5338226E 08	0.2930519E 09	0.6060605E 10	0.4835357E-01
7	0.2567500E 05	0.8364019E 00	0.5046482E 08	0.3435167E 09	0.6060605E 10	0.5668025E-01
8	0.2651300E 05	0.7797217E 00	0.4858050E 08	0.3920970E 09	0.3573981E 10	0.1097087E 00
9	0.2194700E 05	0.6700130E 00	0.3455586E 08	0.4266527E 09	0.1412429E 11	0.3020702E-01
10	0.1332000E 04	0.6398059E 00	0.2002700E 07	0.4286554E 09	0.4497615E 09	0.9530725E 00
11	0.2866000E 04	-0.3152666E 00	-0.2109860E 07	0.4265454E 09	0.1008980E 10	0.4227491E 00
12	0.2465840E 06	-0.7360157E 00	-0.4264963E 09	0.4915200E 05		

HOLZER TABLE FOR TORSIONAL VIBRATION

2 NODE TORSIONAL VIBRATION		P= 186.72656 (RAD/SEC)				
NO	MASS (KG-CM-SEC ²)	AMPLITUDE (RAD.)	TORQUE (KG-CM)	TOTAL TORQUE (KG-CM)	STIFFNESS (KG-CM/RAD.)	DELTA AMPLITUDE (RAD.)
1	0.7010000E 03	0.1000000E 01	0.2444162E 08	0.2444162E 08	0.8058016E 10	0.3033205E-02
2	0.2567500E 05	0.9969668E 00	0.8924897E 09	0.9169313E 09	0.6060605E 10	0.1512936E 00
3	0.2567500E 05	0.8456732E 00	0.7570509E 09	0.1673982E 10	0.6060605E 10	0.2762071E 00
4	0.2651300E 05	0.5694661E 00	0.5264276E 09	0.2200410E 10	0.4029009E 10	0.5461417E 00
5	0.2651300E 05	0.2332443E-01	0.2156165E 08	0.2221971E 10	0.6060605E 10	0.3666253E 00
6	0.2567500E 05	-0.3435009E 00	-0.3073247E 09	0.1914647E 10	0.6060605E 10	0.3159167E 00
7	0.2567500E 05	-0.6592176E 00	-0.5901348E 09	0.1324512E 10	0.6060605E 10	0.2185445E 00
8	0.2651300E 05	-0.8777621E 00	-0.8114237E 09	0.3150883E 09	0.3573981E 10	0.1435621E 00
9	0.2194700E 05	-0.1021324E 01	-0.7815393E 09	-0.2684511E 09	0.1412429E 11	-0.1900635E-01
10	0.1332000E 04	-0.1002317E 01	-0.4655019E 08	-0.3150011E 09	0.4497615E 09	-0.7003735E 00
11	0.2866000E 04	-0.3019439E 00	-0.3017272E 08	-0.3451738E 09	0.1008980E 10	-0.3421017E 00
12	0.2465840E 06	0.4015779E-01	0.3452603E 09	0.8652800E 05		

1 NODE EXCITING ENERGY FOR TORSIONAL VIBRATION

ORDER	CRIT. SPEED (R.P.M.)	IND. PRES. (KG./CM ²)	HAR. COEFF. (KG./CM ²)	VECTOR SUM (RAD.)	TORQUE HARMO. (KG-CM)	EXCITING ENERGY (KG-CM/CYCLE)
4	115.72900	7.20256	2.45000	0.37110	0.5561010E 06	0.6483241E 06
5	92.58319	4.60964	1.25000	0.03321	0.2837250E 06	0.2960011E 05
6	77.15266	3.20114	0.78000	0.07182	0.1770442E 06	0.3994719E 05
7	66.13086	2.35186	0.43000	6.38403	0.97600137E 05	0.1957493E 07
8	57.86450	1.80064	0.36500	0.07193	0.8284762E 05	0.1872252E 05
9	51.43510	1.42273	0.25000	0.03317	0.5674501F 05	0.5913746E 04
10	46.29160	1.15241	0.16000	0.37108	0.3631679E 05	0.4233736E 05
11	42.08327	0.95240	0.12500	0.37110	0.2837250E 05	0.3307765E 05
12	38.57632	0.80028	0.09000	0.03321	0.2042820E 05	0.2131496E 04
13	35.60892	0.68190	0.06000	0.07185	0.1361880E 05	0.3074061E 04
14	33.06543	0.58796	0.05000	6.38403	0.1134899E 05	0.2276154E 06
15	30.86105	0.51218	0.04500	0.07192	0.1021409E 05	0.2307913E 04
16	28.93225	0.45016	0.02500	0.03317	0.5674496F 04	0.5912773E 03
17	27.23035	0.39876	0.02000	0.37107	0.4539598F 04	0.5292016E 04
18	25.71754	0.35568	0.01600	0.37112	0.3631680E 04	0.4234156E 04

1 NODE DAMPING ENERGY AND ADDITIONAL STRESS FOR TORSIONAL VIBRATION

ORDER	CRITICAL SPEED (R.P.M.)	ENGINE DAMPING ENERGY (KG-CM/CYCLE)	HYSTERESIS DAMPING ENERGY (KG-CM/CYCLE)	PROPELLER DAMPING ENERGY (KG-CM/CYCLE)	ACT. AMP. OF SHAFT (RAD.)	STRESS AT CRANK SHA. (KG/CM ²)	STRESS AT LINE SHAFT (KG/CM ²)	STRESS AT PROP. SHAFT (KG/CM ²)
4	115.729	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.7838733E 08	0.00574	63.75537	169.08720	99.72537
5	92.583	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.6270987E 08	0.00030	3.37982	8.96370	5.28667
6	77.153	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.5225827E 08	0.00046	5.11017	13.55280	7.99326
7	66.131	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.4479277E 08	0.02466	273.95630	726.56641	428.51904
8	57.865	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.3919370E 08	0.00025	2.81909	7.47658	4.40958
9	51.435	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.3483880E 08	0.00009	0.94629	2.50969	1.48018
10	46.292	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.3135493E 08	0.00064	7.13254	18.91637	11.15662
11	42.083	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.2850448E 08	0.00052	5.82429	15.44675	9.11029
12	38.576	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.2612909E 08	0.00004	0.38999	1.03431	0.61002
13	35.609	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.2411918E 08	0.00005	0.58171	1.54276	0.90990
14	33.065	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.2239638E 08	0.00039	44.37381	117.68480	69.40895
15	30.861	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.2090328E 08	0.00004	0.46203	1.22537	0.72271
16	28.932	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.1959685E 08	0.00001	0.12122	0.32150	0.18962
17	27.230	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.1844408E 08	0.00010	1.10856	2.94004	1.73400
18	25.718	0.2941760E 08	0.5177696E 07	0.1741938E 08	0.00008	0.90444	2.39867	1.41471

2 NODE EXCITING ENERGY FOR TORTIONAL VIBRATION

ORDER	CRIT. SPEED (R.P.M.)	IND. PRES. (KG./CM ²)	HAR. COEF. (KG./CM ²)	VECTOR SUM (RAD.)	TORQUE HARMO. (KG-CM)	EXCITING ENERGY (KG-CM/CYCLE)
12	148.59192	11.87389	0.36000	0.14325	0.8171275E 05	0.3677343E 05
13	137.16176	10.11740	0.21500	0.06186	0.4880070E 05	0.9484320E 04
14	127.36450	8.72368	0.13000	0.55515	0.2950740E 05	0.5146249E 05
15	118.87354	7.59929	0.09000	0.06182	0.2042820E 05	0.3967606E 04
16	111.44394	6.67906	0.04100	0.14316	0.9306172E 04	0.4185359E 04
17	104.88841	5.91640	0.03500	3.40155	0.7944297E 04	0.8489494E 05
18	99.06128	5.27729	0.03000	3.40152	0.6809398E 04	0.7276650E 05

2 NODE DAMPING ENERGY AND ADDITIONAL STRESS FOR TORSIONAL VIBRATION

ORDER	CRITICAL SPEED (R.P.M.)	ENGINE DAMPING ENERGY (KG-CM/CYCLE)	HYSTERESIS DAMPING ENERGY (KG-CM/CYCLE)	PROPELLER DAMPING ENERGY (KG-CM/CYCLE)	ACT. AMP. OF SHAFT (RAD.)	STRESS AT CRANK SHA. (KG/CM ²)	STRESS AT LINE SHAFT (KG/CM ²)	STRESS AT PROP. SHAFT (KG/CM ²)
12	148.592	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.1154088E 07	0.00013	9.35376	2.81834	1.83045
13	137.162	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.1065312E 07	0.00003	2.41321	0.72711	0.47224
14	127.365	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.9892190E 06	0.00018	13.09775	3.94642	2.56311
15	118.874	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.9232707E 06	0.00001	1.01003	0.30433	0.19765
16	111.444	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.8655661E 06	0.00001	1.06568	0.32110	0.20854
17	104.888	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.8146510E 06	0.00030	21.62001	6.51423	4.23084
18	99.061	0.2500669E 09	0.3131586E 08	0.7693922E 06	0.00026	18.53426	5.58448	3.62699

7.3 計算値와 實測値와의 比較

(1) A船 推進軸系의 비틀림振動附加應力

回轉數 및 振幅	危險回轉數(rpm)		크랭크軸 先端振幅(rad)	
	I/7		I/7	
機 關 製 作 者	66	—	0.02376	—
實 測 值	66	—	0.02477	—
本 論 文	66	—	0.02466	—

振動附加應力	크랭크軸(kg/cm ²)		中間軸(kg/cm ²)		推進器軸(kg/cm ²)	
	I/7		I/7		I/7	
機 關 製 作 者	264	—	700	—	413	—
實 測 值	—	—	763	—	—	—
本 論 文	274	—	726	—	428	—

※ 使用回轉數 範圍內에 二節振動 危險回轉數 없음

(2) B船 推進軸系의 비틀림振動附加應力

回轉數 및 振幅	危險回轉數(rpm)		크랭크軸 先端振幅(rad)	
	I/6	II/15	I/6	II/15
機 關 製 作 者	72	107	0.02418	0.00040
實 測 值	70	105	0.02703	0.00193
本 論 文	73	107	0.02764	0.00116

振動附加應力	크랭크軸(kg/cm ²)		中間軸(kg/cm ²)		推進器軸(kg/cm ²)	
	I/6	II/15	I/6	II/15	I/6	II/15
機 關 製 作 者	297	33	831	15	630	9
實 測 值	—	156	930	—	—	42
本 論 文	336	94	950	44	721	25

※ 二節振動 實測値없음

(3) C船 推進軸系의 비틀림 振動附加應力

回轉數 및 振幅	危險回轉數(rpm)		크랭크軸 先端振幅(rad)	
	I/6	II/15	I/6	II/15
機 關 製 作 者	68	132	0.01917	0.00038
實 測 值	67	—	0.02419	—
本 論 文	68	132	0.02403	0.00146

振動附加應力	크랭크軸(kg/cm ²)		中間軸(kg/cm ²)		推進器軸(kg/cm ²)	
	I/6	II/15	I/6	II/15	I/6	II/15
機 關 製 作 者	139	13	594	6	315	2
實 測 值	—	—	750	—	—	—
本 論 文	175	118	745	49	395	16

※ 二節振動 實測值 없음

(4) D船 推進軸系의 비틀림 振動附加應力

回轉數 및 振幅	危險回轉數(rpm)		크랭크軸 先端振幅(rad)	
	I/6	II/12	I/6	II/12
機 關 製 作 者	53	204	0.11245	0.000497
實 測 值	55	205	0.11712	0.00225
本 論 文	55	204	0.12186	0.00164

振動附加應力	크랭크軸(kg/cm ²)		中間軸(kg/cm ²)		推進器軸(kg/cm ²)	
	I/6	II/12	I/6	II/12	I/6	II/12
機 關 製 作 者	264	28	665	43	332	19
實 測 值	—	128	727	—	—	91
本 論 文	185	93	757	142	306	66

(5) E船 推進軸系의 비틀림振動附加應力

回轉數 및 振幅	危險回轉數(rpm)		크랭크軸 先端振幅(rad)	
	I / 6		I / 6	
機 關 製 作 者	89	—	0.02368	—
實 測 值	90	—	0.02477	—
本 論 文	89	—	0.02639	—

振動附加應力	크랭크軸(kg/cm ²)		中間軸(kg/cm ²)		推進器軸(kg/cm ²)	
	I / 6		I / 6		I / 6	
機 關 製 作 者	341		691		567	
實 測 值	—		722		—	
本 論 文	324		770		632	

※ 使用回轉數 範圍內에 二節振動 危險回轉數 없음

(6) F船 推進軸系의 비틀림振動附加應力

回轉數 및 振幅	危險回轉數(rpm)		크랭크軸 先端振幅(rad)	
	I / 6	II / 15	I / 6	II / 15
機 關 製 作 者	75	102	0.02005	0.00115
實 測 值	71	108	0.02027	0.00181
本 論 文	75	102	0.01930	0.00145

振動附加應力	크랭크軸(kg/cm ²)		中間軸(kg/cm ²)		推進器軸(kg/cm ²)	
	I / 6	II / 15	I / 6	II / 15	I / 6	II / 15
機 關 製 作 者	300	90	710	77	356	15
實 測 值	—	142	718	—	—	25
本 論 文	252	114	683	62	347	20

8. 結 論

逐次近似法에 의한 船用디젤機關 推進軸系의 共振點과 振動附加應力을 計算하는 電算프로그램을 開發하고 實際軸에 對한 計算을 行하였으며 그 結果를 實測値와 比較 檢討하여 보았다.

電算프로그램의 開發에 있어서는 特히 減衰力의 計算方法과 共振振幅의 計算方法에 留意하였으며 새로운 理論을 適用하여 지금까지 利用하던 方法보다 좀 더 좋은 結果를 얻도록 努力하였다.

實際軸에 對한 計算値와 實測値와의 比較 檢討 結果에 依하면 다음과 같은 結論을 얻을 수 있다.

(1) 本 論文에서 開發, 利用한 電算프로그램의 計算結果와 實測된 共振振動數, 또는 機關製作會社가 提示하는 結果와 매우 좋은 一致를 보이고 있어 共振振動數의 推定은 問題點이 전혀 없었다.

(2) 一節振動에 對한 共振振幅은 本 論文에서 開發, 利用한 電算프로그램의 計算結果가 實測値에 對하여 大略 $\pm 10\%$ 内外의 誤差를 가지며 機關製作會社가 提示하는 計算結果보다 大體로 良好한 값을 주고 있다.

(3) 二節振動에 對한 振動振幅의 計算結果는 實測値에 對하여 35% 程度 작은 값을 보이며 滿足할 만한 狀態는 아니다. 그러나 製作會社가 提示하는 結果보다는 良好하며 現在 一般의으로 實用化하고 있는 結果와 比較하여 나쁘지 않다.

以上の 結果로 보아 本 論文에서 提示하는 電算프로그램은 그 實用性이 充分하다고 생각된다. 다만 앞으로 二節振動의 計算에 對해서는 起振力과 減衰力에 관한 보다 더 廣範圍한 研究 調査가 要求되며 더 많은 實測値와의 比較 檢討가 要望된다.

參 考 文 獻

1) Bauer, "Untersuchungen über die periodischen Schuwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Wellen von Sch-

iffsmaschinen" Jahrbuch der Schiffbautechn. Ges., 1900, I. B.

2) L. Gümbel, "Über Torsionsschwingungen von Wellen", Schiffbau, 1901/1902, S. 580.

3) H. Frahm, "Neuer Untersuchungen über die dynamischen Vorgänge in den Welleleitungen von Schiffsmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der Resonanzschwingungen", VDI, 1902, S. 797, 880.

4) H. Holzer "The calculation of torsional vibrations," Berlin, 1922.

5) B. C. Carter, "An empirical formula for crankshaft stiffness in torsion", Engineering, 13 July 1928, pp. 36.

6) S. Timoshenko, "Vibration problems in engineering", 2nd ed., 4th printing, pp. 271.

7) BICERA, "Handbook on torsional vibration", 1958, pp. 54.

8) W. Ker Wilson, "Practical solution of torsional vibration problems", Chapman Hall, London, 1942.

9) J. Geiger, "Stressing of crankshafts", AZT, 25 Feb. 1937, pp. 93~98.

10) Seelmann, Z. Ver. Deutsch. Ing. 2 May 1925, pp. 601.

11) W. A. Tuplin, "The torsional rigidity of crankshafts", Engineering, 10 Sept. 1937, pp. 275~277.

12) P. M. Heldt, "High speed combustion engines", The Gasoline Motor, 15th ed. 1951, pp. 316, 317.

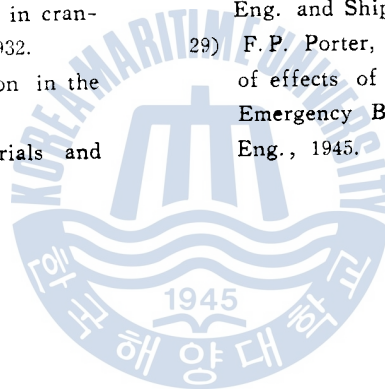
13) P. Jackson, "The vibrations of oil engines", Paper No. S 115 (Read before the Diesel Engine User's Asso.), 26 April 1933, pp. 19, 20.

14) C. A. Norman and K. W. Stinson, "The angular distortion of crankshafts", Bull. Eng. Exp. Sta. No. 43, Ohio State Uni., 1928.

15) K. Schlaefke, "Zur Bestimmung der Eigenschwingungszahlen von Kurbelwellen", ATZ, 1930, S. 725.

16) S. S. Zimanenko, Eng'rs. Dig. Vol. 7,

- No. 11, November 1946, pp.337~340.
- 17) H. Constant, "On the stiffness of crank-shafts", Rep. Memor. Aero. Res. Comm., London., No. 1201, October 1928.
 - 18) 全・津田, "船用往復內燃機關軸系縱ねじり連成 自然振動의 理論的 解析", 日本船用機關學會誌, Vol. 4, No. 7, p. 401.
 - 19) S. Hansen, "Determination de Frequences propres et Amplitudes des Vibrations de torsion de systemes Pamifies", Premier Congres International des Moteurs a Combusion Interne. Mai., 1951.
 - 20) Wydler, "Drehschwingungen in Kolbenmaschinenanlagen und Geretz ihres Ausgleich", J. Springer, Berlin, 1922.
 - 21) S. F. Dorey, "Elastic hysteresis in crankshaft steels", IME, Vol. 123, 1932.
 - 22) F. M. Lewis, "Torsional vibration in the diesel engine", SNAME, 1925.
 - 23) B. J. Lazan, "Damping of materials and members in structural mechanics", Pergamon Press, 1968.
 - 24) L. E. Goodman, "Shock & Vibration Handbook", McGraw Hill Co., 2nd. ed., Chap. 36, 1976.
 - 25) D. W. Taylor, "The speed and power of ships", 1910(1st. Ed.)
 - 26) J. F. Shanon, "Engine damping factors in torsional oscillation and the effect of vibration form", J. Roy. Tech. Coll., Glasgow, Jan. 1933.
 - 27) J. P. Den Hartog, "Mechanical vibration", 1934(1st. ed.), McGraw Hill Co.
 - 28) S. F. Dorey, "Strength of marine engine shafting", Trans. North East Cost Inst. Eng. and Shipbuilders, Vol. 55, 1939.
 - 29) F. P. Porter, "Contribution to evaluation of effects of torsional vibration", War Emergency Board of Soc. Automotive Eng., 1945.



貨物의 引渡時期를 最優先으로 하는 配船問題

李 重 雨

Optimum Allocation of ships Emphasizing the Cargo Delivery Time

Lee Joongwoo

.....〈目 次〉.....

- | | |
|------------------------------|---------|
| 1. 序 論 | 5. 例 題 |
| 2. 貨物引渡時期의 重要性과 輸送
問題의 性質 | 6. 結 論 |
| 3. 모델構成에 있어서 考慮할 事項 | 參 考 文 獻 |
| 4. 輸送모델의 定式化 | 附 錄 |

ABSTRACT

As far as transportation problems are concerned, the minimization of transportation cost is the most prevailing object. But in some cases, the cargo delivery time is the utter problem rather than the cost. For instance, we may imagine the case that the delivery of the construction materials is delayed behind the schedule and this makes the construction cost increased because of idle time of other materials and man power, in addition to the indemnity.

Therefore the allocation of ships, in marine transportation which is now the main route of overseas trade, to the needed area on the required time is to be appropriately performed.

However, there are several restrictions for cargo delivery to meet the demand, such as ship's size, number to be employed and cargo handling capacity of the ports, etc. And there are some other factors to be considered, that is, the degree of necessities of commodities, on their kinds, amount, and the time of arrival, etc.

This paper deals with the problem of optimum allocation of ships emphasizing the cargo delivery time adopting Linear Programming technique with those cargo delivery restrictions and factors transformed by introducing the multi-speed conception, the conversion of multi-commodity to a single commodity, allowable delivery time, weight penalty number and nominating priority. This paper presents a case of optimum allocation of ships in the light of cargo delivery time for a construction company which has two different construction places and analyzes the result. This study will give a planner a good tool for optimum planning of marine transportation and be used for decision of schemes.