

船舶主機曲柄軸的振動問題

關於曲柄軸的振動問題的研究

王 德 文 著

A Study on Approximate Calculation Method of Crankshaft Vibration

WANG DEWEN

船舶主機曲柄軸的振動問題，在船舶設計中，是一個很重要的問題。特別是在二冲程主機曲柄軸系統中，由於曲柄軸的振動，使曲柄軸的壽命縮短，甚至發生斷裂。因此，在設計時，必須對曲柄軸的振動問題進行研究。本文介紹了曲柄軸振動問題的近似計算方法，並對該方法的應用進行了說明。

船舶主機曲柄軸的振動問題，在船舶設計中，是一個很重要的問題。特別是在二冲程主機曲柄軸系統中，由於曲柄軸的振動，使曲柄軸的壽命縮短，甚至發生斷裂。因此，在設計時，必須對曲柄軸的振動問題進行研究。本文介紹了曲柄軸振動問題的近似計算方法，並對該方法的應用進行了說明。

船舶主機曲柄軸的振動問題，在船舶設計中，是一個很重要的問題。特別是在二冲程主機曲柄軸系統中，由於曲柄軸的振動，使曲柄軸的壽命縮短，甚至發生斷裂。因此，在設計時，必須對曲柄軸的振動問題進行研究。本文介紹了曲柄軸振動問題的近似計算方法，並對該方法的應用進行了說明。

Abstract

The vibration problem of crankshaft of marine diesel engine is very important, especially in the case of two-stroke diesel engine. The vibration of the crankshaft in the engine crankshaft has been decreased in the cylinder size and the stroke of these engines have become larger and the number of cylinder has increased. Also, the exciting force of vibration has increased as the rate of supercharging has been upraised and the size of cylinder has become larger. When the results of above mentioned, not only the torsional vibration but also the axial vibration that was neglected in the past, has become serious. Therefore, for the engine designer, it is necessary to estimate the natural frequency of crankshaft system in detail. The study of calculative method of torsional and axial spring constant which is related to the change of the natural frequency of crankshaft system, was a complaint by many engine designers, such as Tomashenko, Karner, Goulet, Keel, Wilson, Tupin,

Dorey, Draminsky, Anderson, Guglielmotti and Johnson, etc.

The fairly accurate torsional stiffness can be calculated by the formulae which were introduced by investigators mentioned above. For the axial spring constant, however, the calculating results of already published formulae are unreliable and the engine designer has much trouble to estimate the axial natural frequency of the engine shafting in design stage. As the published formulae were developed empirically, the calculating results of these empirical formulae for the newly designed crankshaft were unreliable.

Recently, a theoretical method that is applicable to calculate simultaneously the various natural frequencies of crankshaft system in design stage, and the approximate formulae of calculating the crankshaft spring constant were published. The former needs the electronic computer and the latter is possible to calculate manually. But the approximate formula does not take into consideration the effect of adjacent crank angles. The axial stiffness of crankshaft is influenced very much by adjacent crank angles. In this paper, a approximate formula which takes into consideration the effect of adjacent crank angles is developed to calculate the axial spring constant of the crankshaft. The newly developed formula was applied to some actual crankshafts and the results were compared with their measured values and also with the results of published formulae.

A model crankshaft was built to compare its measured axial spring constant with calculated one and also its measured various natural frequencies were compared with calculated ones. All results showed fairly good coincidence.

記 號 說 明

$$a = l_j/2 + h/2$$

A_p = 크랭크핀의 斷面積

A_w = 크랭크암의 斷面積

A_{wk} = 크랭크軸中心으로부터 $0.5R(k=1)$,
 $0.75R(k=2)$, $1.0R(k=3)$ 되는 곳의 A_w

$$b = (l_p + h)/2$$

$$B_o = l_j/EJ_1, \quad B_h = h/3EJ_2, \quad B_p = l_p/EJ_2,$$

$$B_{wk} = R/EJ_{1k}$$

b' = 크랭크암의 幅

h = 크랭크암의 두께

$$J = \pi d^4/64$$

J_1 = 자아날의 斷面二次모우멘트

J_2 = 크랭크핀의 斷面二次모우멘트

J_z = 크랭크암의 z軸(그림 2에서 紙面に 垂直한 軸)둘레의 斷面 2次모멘트

J_{1k} = 크랭크軸中心으로부터 $0.5R(k=1)$,

b'_k = 크랭크軸心으로부터 $0.5R(k=1)$

$0.75R(k=2)$ $1.0R(k=3)$ 되는 곳의 b'

$$d = (D_j + D_p)/2$$

D_j = 자아날의 直徑

D_p = 크랭크핀의 直徑

E = 縱彈性係數

f_x = 縱方向影響係數

f_{xi} = i 번째의 크랭크의 f_x

G = 橫彈性係數

l_j = 자아날의 길이

l_p = 크랭크핀의 길이

m_i = i 번째 質量

R = 크랭크의 半徑

S = 마지막 크랭크의 後端베어링으로부터 다음 支持베어링까지의 距離

α = 隣接베어링間的 接續角 ($0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$)


用白話文寫成的。但白話文運動的推行並非一蹴而就，而是經過了漫長的過程，其間經歷了許多困難和挑戰。白話文運動的推行，不僅是語言形式的改變，更是思維方式和價值觀念的轉變。白話文運動的推行，為新思想的傳播和文化的繁榮奠定了堅實的基礎。白話文運動的推行，使文學創作更加自由、生動，為新文學的興起創造了有利條件。白話文運動的推行，促進了白話文在各個領域的廣泛應用，使白話文成為現代中文的主要形式。

白話文運動的推行與白話文運動的推行

白話文運動的推行，是中國文學史上的一件大事。它標誌著中國文學從封建社會的傳統文壇，走向了現代社會的民主文壇。白話文運動的推行，不僅是語言形式的改變，更是思維方式和價值觀念的轉變。白話文運動的推行，為新思想的傳播和文化的繁榮奠定了堅實的基礎。白話文運動的推行，使文學創作更加自由、生動，為新文學的興起創造了有利條件。白話文運動的推行，促進了白話文在各個領域的廣泛應用，使白話文成為現代中文的主要形式。

白話文運動的推行，是中國文學史上的一件大事。它標誌著中國文學從封建社會的傳統文壇，走向了現代社會的民主文壇。白話文運動的推行，不僅是語言形式的改變，更是思維方式和價值觀念的轉變。白話文運動的推行，為新思想的傳播和文化的繁榮奠定了堅實的基礎。白話文運動的推行，使文學創作更加自由、生動，為新文學的興起創造了有利條件。白話文運動的推行，促進了白話文在各個領域的廣泛應用，使白話文成為現代中文的主要形式。

白話文運動的推行，是中國文學史上的一件大事。它標誌著中國文學從封建社會的傳統文壇，走向了現代社會的民主文壇。白話文運動的推行，不僅是語言形式的改變，更是思維方式和價值觀念的轉變。白話文運動的推行，為新思想的傳播和文化的繁榮奠定了堅實的基礎。白話文運動的推行，使文學創作更加自由、生動，為新文學的興起創造了有利條件。白話文運動的推行，促進了白話文在各個領域的廣泛應用，使白話文成為現代中文的主要形式。



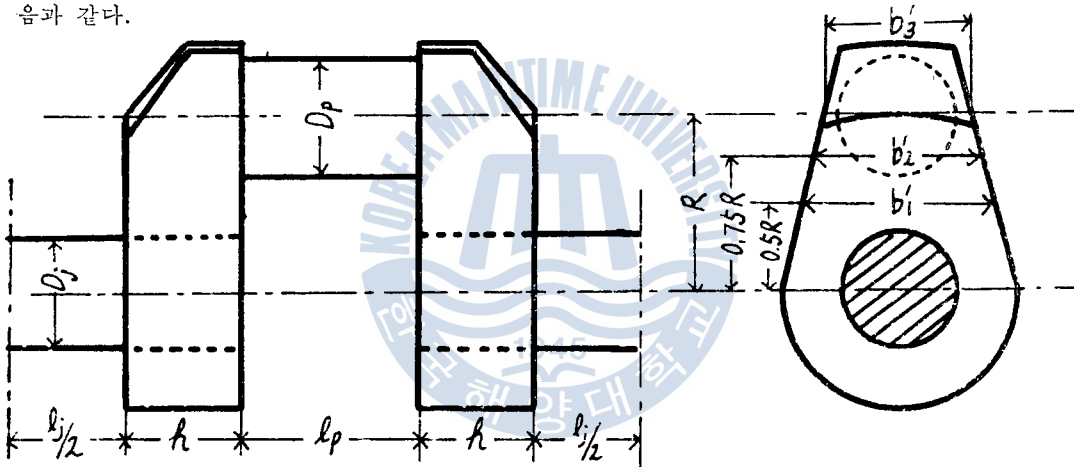
白話文運動的推行，是中國文學史上的一件大事。它標誌著中國文學從封建社會的傳統文壇，走向了現代社會的民主文壇。白話文運動的推行，不僅是語言形式的改變，更是思維方式和價值觀念的轉變。白話文運動的推行，為新思想的傳播和文化的繁榮奠定了堅實的基礎。白話文運動的推行，使文學創作更加自由、生動，為新文學的興起創造了有利條件。白話文運動的推行，促進了白話文在各個領域的廣泛應用，使白話文成為現代中文的主要形式。

本論文에서는 筆算에 의한 計算이 可能하고 隣接크랭크間의 接續角度的 影響을 考慮한 새로운 縱方向스프링常數의 近似式을 誘導하고 이 式의 信賴性을 檢討하기 위하여 模型크랭크軸系를 만들어서 實測値와 計算値를 比較檢討하였으며 그 結果를 利用하여 模型크랭크軸系의 諸振動數를 計算하여 實測結果와 比較하였다. 또한 現 與件下에서 實際의 크랭크軸系에 對한 實測이 不可能하기때문에 이미 發表된 바있는 數個의 크랭크軸系에 對한 實測値와 本式에 依한 計算値를 比較하여 보았고 나아가서 이미 發表된 여러 近似式에 依한 結果와도 比較檢討을 行하였다.

2. 隣接角의 影響을 考慮한 縱方向스프링常數의 近似計算式

2.1. 現在까지 發表된 經驗的 計算式

지금까지 發表된 縱方向스프링 常數의 經驗式을 比較檢討하기 爲기 再整理하여 表示하면 다음과 같다.



[그림 1]

그림 1 과 같은 i 제번 크랭크드로우의 縱方向스프링 常數의 逆數 즉 縱方向影響係數 f_{xi} 는 다음 式들로 求하여지며 이것의 逆數가 縱方向스프링常數이다.

· (1) Dorey의 式^{1), 2)}

$$f_{xi} = R^2(P_1 k_1 B_p + k_2 B_{w1}) \dots \dots \dots (1)$$

여기서, $P_1 = 1.65$ (組立式 크랭크)

$P_1 = 1.625$ (半組立式 크랭크)

$$k_1 = 0.5 + \frac{\alpha}{360^\circ}, \quad k_2 = 0.1667 + \frac{\alpha}{360^\circ}$$

(2) Dramansky의 式^{1) 3)}

$$f_{xi} = R^2 \left\{ (B_p + Bh) \left(1 - \frac{k_3}{2}\right) + B_{w2} \left(\frac{2}{3} - \frac{k_3}{2}\right) \right\} + \frac{l_p + l_j}{EA_p} + \frac{2R}{GA_{w2}} \dots \dots \dots (2)$$

$\xi_1 = \frac{F}{E} \left[\frac{2R}{3} - \frac{2R}{3} \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right]$
 $\xi_2 = \frac{F}{E} \left[\frac{2R}{3} - \frac{2R}{3} \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right]$
 $\xi_3 = \frac{F}{E} \left[\frac{2R}{3} - \frac{2R}{3} \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right]$ (2)

$F = P \times \text{Pressure}$
 $a = 0.125 \times \text{Pressure}$
 $R = 1.5 \times P \times D$

$\xi_1 = A_1 \times K_1 \times B_1 + 0.6 \times A_1 \times K_1 \times B_1$ (4)

$A_1 = 2 \times P \times D \times 1.5 \times D$

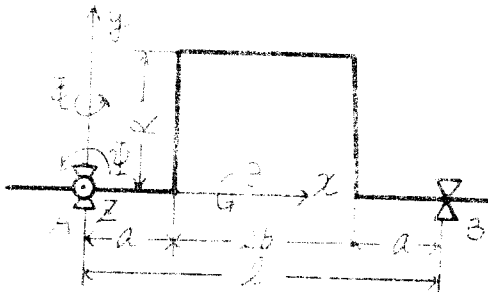
$\xi_1 = K_1 \times (A_1 \times B_1 + 0.6 \times A_1 \times B_1)$ (5)

- $k_1 = 1$ (Vertical)
- $k_2 = 1 - (1/3) \times \text{Pressure}$
- $k_3 = 2/3 - (1/3) \times \text{Pressure}$



2-2 理論적으로誘導된近似計算式

以下に示す結合式(式 2)は實驗結果から導かれた式(式 1)が一般に形狀が從來の(圖 1)と異なり、圓筒の開口部が閉じた状態にある場合に適用される。この場合の計算は、結合式(式 2)の各項の係数を、圖面(圖 2)の理論式(式 6)によって計算することが可能である。



(圖 2)

理論式(式 6)によって計算することが可能である。理論式(式 6)によって計算することが可能である。理論式(式 6)によって計算することが可能である。

$$f_x = \frac{2R}{EJ_x} \left(R - \frac{\xi_1}{n} \right) + \frac{R^3}{EJ_x} \left(\frac{2R}{3} - \frac{\xi_2}{n} \right)$$
 (6)

したがって、 ξ_1/n は x 軸方向の応力(単位長さあたりに作用する)の圍繞中心(圖 2)の中心から離れた距離(距離は、隣接する角度に由来して決定する、通常 $n=3, 2$ を取る)。

(6)

ξ_x 는 隣接크랭크角度가 0° 일 때 隣接크랭크로부터 받는 모우멘트로서 다음과 같이 計算되는 값이다.

$$\xi_x = -\frac{f_{yx}}{f_{yy}}$$

$$f_{yx} = \frac{\alpha'a}{EJl^2} \left[\frac{1+\rho}{3} \{a^2+l^2+l(a+2b)+(a+2b)^2\} - l^2 \right]$$

$$+ \frac{2b}{EJl^2} \left[l^2R - (a+b)l\{(1+\rho)R + \alpha'\} + \frac{\alpha'(1+\rho)}{3} \{(a+2b)^2 + a(a+2b) + a^2\} \right]$$

$$+ \frac{R}{EJl^2} \left[\{l - (1+\rho)a\} \left\{ \frac{lR}{2} - \alpha'a \right\} + \{l\rho - (1+\rho)a\} \left\{ \alpha'(l-a) - \frac{lR}{2} \right\} \right]$$

$$f_{yy} = \frac{l}{EJ} \left\{ \frac{(1+\rho)^2}{3} - \rho \right\} + \frac{R}{EJl^2} \left[\{l^2 - (1+\rho)a\}^2 + \{l\rho - (1+\rho)a\}^2 \right]$$

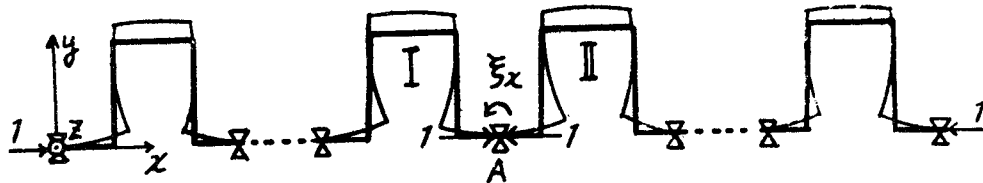
$$\alpha' = \frac{\frac{R}{2} \left(\frac{2b}{J} + \frac{R}{J_x} \right)}{\frac{R}{2J} + \frac{R\{a^2 + (l-a)^2\}}{J_x l^2}}$$

$$\rho = \frac{\frac{l}{6J} - \frac{2Rd(a-l)}{J_x l^2}}{\frac{l}{3J} + \frac{R\{a^2 + (l+a)^2\}}{J_x l^2}}$$

여기서 f_{yx} 및 f_{yy} 는 그림 2에서 B端을 固定하고 A端에서 x軸方向의 單位힘 및 z軸둘레의 單位모우멘트를 作用시켰을 때 各各 A端이 이루는 角이다.

2.3. 隣接크랭크接續角의 影響

(6)式에서 n 의 값은 隣接크랭크와의 接續角의 크기 如何에 關係없이 $\frac{3}{2}$ 의 값을 取하도록 決定하고 있으나 이미 指摘한 바와 같이 縱方向스프링常數는 隣接크랭크와의 角에 依하여 影響을 크게 받으므로 좀더 正確한 計算을 爲히져서는 이것의 影響을 考慮에 넣어서 計算할 必要가 있다. 本章에서는 이 n 값이 接續角에 따라 어떻게 變하는가를 考察하여 본다. 隣接크랭크의 接續角이 0° 이 크랭크軸에서 크랭크드로우數가 무수히 많다고 한다.



[그림 3]

지금 그림 3에서와 같이 힘과 모우멘트의 方向을 座標軸과 一致시킨 다음 크랭크軸의 一端

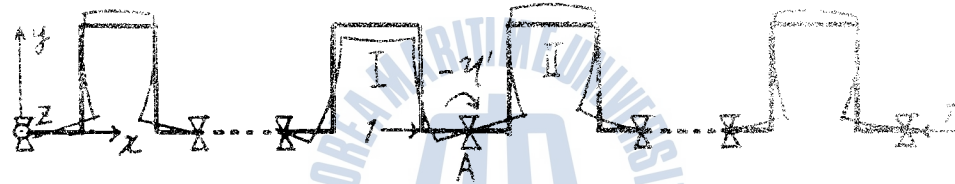
圖 5 的 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 。

在 x 軸 方 向 的 單 位 力 的 作 用 下 的 功 率 爲 $1 \cdot \cos \theta$ 而 角 速 度 爲 ω 故 功 率 爲 $\omega \cos \theta$ 而 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 故 得 $\omega \cos \theta = \omega$ 故 $\cos \theta = 1$ 故 $\theta = 0$ 故 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 。



(圖 4)

在 圖 5 的 力 的 A 端 的 功 率 與 在 圖 4 的 功 率 等 同 故 得 $\omega \cos \theta = \omega$ 故 $\cos \theta = 1$ 故 $\theta = 0$ 故 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 。



(圖 5)

圖 6 的 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 故 得 $\omega \cos \theta = \omega$ 故 $\cos \theta = 1$ 故 $\theta = 0$ 故 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 。

$$\omega \cos \theta = \omega \dots \dots \dots (7)$$

圖 6 的 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 故 得 $\omega \cos \theta = \omega$ 故 $\cos \theta = 1$ 故 $\theta = 0$ 故 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 。

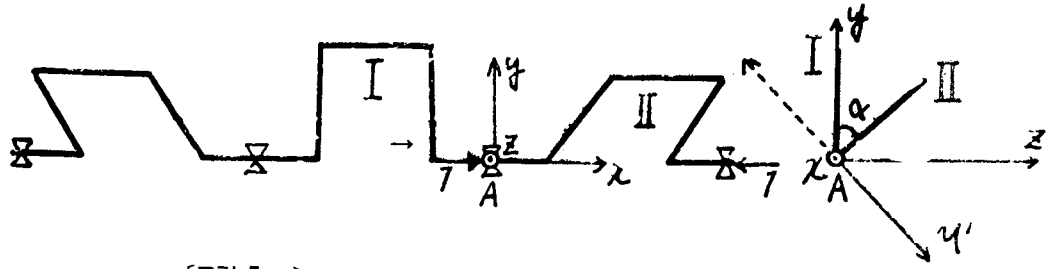


(圖 6-a)

(圖 6-b)

圖 6 的 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 故 得 $\omega \cos \theta = \omega$ 故 $\cos \theta = 1$ 故 $\theta = 0$ 故 磁 力 的 功 率 與 電 力 的 功 率 等 同 。

와같이 크랭크 I에 垂直이다. 다음에 그림 7-a에서와 같이 A에서 x軸方向으로 單位힘이 作用하고 그 反力を 크랭크軸右端에서 받을 때 크랭크 I이 크랭크 II에 주는 모우멘트는 크기가 η' 이



[그림 7-a]

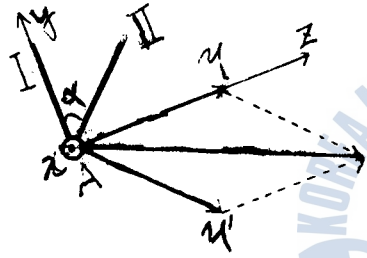
[그림 7-b]

고 方向은 그림 7-b에서와 같이 点線화살표 方向이다. 따라서 크랭크 II가 크랭크 I에 주는 모우멘트는 이와 크기가 같고 方向이 反對이므로 그림 7-b의 實線화살표이다. 두가지 境遇에 있어

크랭크 II가 A端에서 크랭크 I에 주는 모우멘트의 方向은 그림 8과 같고 그 크기는

$$\sqrt{\eta^2 + \eta'^2 + 2\eta\eta'\cos\alpha}$$

이데 $n = \xi_x/2$ 이므로 (證明 附錄1) (7)式에서 $\eta' = \xi_x/2$ 이며



[그림 8]

$$\sqrt{\eta^2 + \eta'^2 + 2\eta\eta'\cos\alpha} = \sqrt{\frac{\xi_x^2}{2} \frac{2}{1 + \cos\alpha}}$$

그러므로

$$n = \sqrt{\frac{2}{1 + \cos\alpha}}$$

따라서 (6)式은 다음과 같이 된다.

$$f_x = \frac{2Rb}{EJ} \left(R - \frac{\xi_x}{\sqrt{\frac{2}{1 + \cos\alpha}}} \right) + \frac{R^2}{EJ_x} \left(\frac{2R}{3} - \frac{\xi_x}{\sqrt{\frac{2}{1 + \cos\alpha}}} \right) \dots\dots\dots(8)$$

2.4. 實際의 크랭크軸에 새로운 近似計算式을 利用하는 要領

어떤 크랭크軸에 있어서 任意의 크랭크드로우의 縱方向影響係數는 隣接角의 影響뿐만 아니라 그 드로우의 位置, 드로우의 數, 中間軸 및 推進軸의 길이, 베어링과 베어링사이의 距離, 推力 베어링의 位置 等의 影響을 받으므로 嚴密한 縱方向影響係數의 計算은 各 크랭크軸마다 固有한 計算을 해야하나. 近似的인 計算은 比較的 影響을 적게 받는 事項을 一般的인 크랭크軸에 가깝게 假定하고 計算하면 모든 크랭크軸에 對하여 一律의인 計算式이 可能한데 (8)式이 그것이다. 따라서 (8)式을 實際의 크랭크軸에 適用시킬 때는 다음과 같은 事項을 考慮할 必要가 있다.

마지막 크랭크드로우는 後端에 드러스트軸이 接續되고 드러스트베어링과 터어닝이어가 있다. 그러므로 마지막 크랭크드로우가 드러스트軸으로부터 받는 모우멘트는 드러스트베어링의 位置,



$$\Psi = \frac{l}{3EJ} + \frac{R\{(l-a)^2 + a^2\}}{EJ_2 l^2}$$

$$\Psi' = \frac{l}{6EJ} + \frac{Ra(a+2b)}{EJ_2 l^2}$$

한편 각 자아날에서 크랭크드로우 相互間에 授受하는 모우멘트는 $1, M, M^2, M^3, M^4, M^5, \dots$ 으로서 역시 等比級數이며 公比는 M 이다. M 는 크랭크軸에 따라 다르나 1보다 적으며, 다음 章에서 나오는 그림 11의 (A) 크랭크軸은 $M=0.1786$, (B) 크랭크軸은 $M=0.2099$, (C) 크랭크軸은 $M=0.1917$ 이고 그림 16의 模型크랭크軸은 $M=0.24$ 로 一般的으로 M 의 값은 大端히 적으므로 그의 累乘은 더욱 적어져서 그림 10의 C나 D의 자아날은 모우멘트의 授受가 거의 零이고 角度도 零으로 보아도 큰 誤差는 없다. 嚴密히는 無限大째빈 자아날에서 모우멘트의 授受가 零이나 實際는 3~4째번의 자아날에서 모우멘트의 授受는 最初의 값의 1%未滿이며 零에 아주 가까우므로 最少한 실린더數가 4~6以上인 船用機關에서는 2.3章에서 誘導한 式을 아무런 支障없이 實際의 크랭크軸에 適用할수 있다.

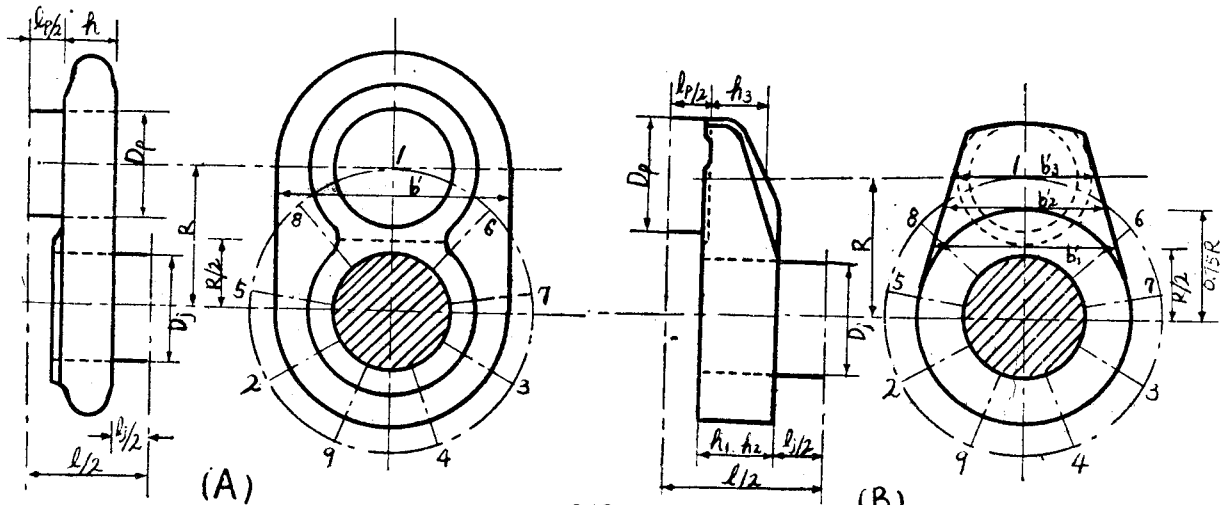
3. 새로운 近似計算式의 計算結果와 實測值와의 比較

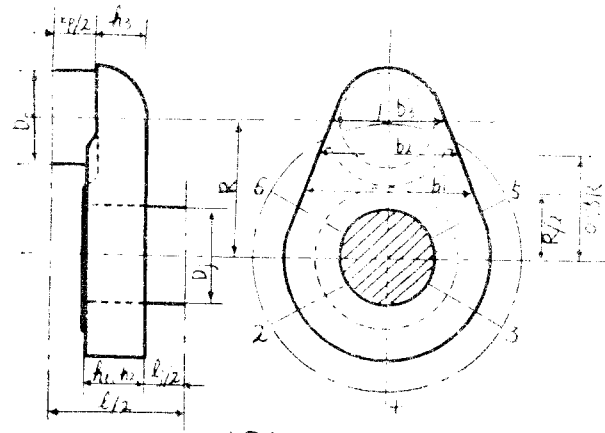
3-1. 實際의 크랭크軸에 있어서의 實測值와 計算值의 比較

그림 11의 (A), (B), (C)와 表 1에서 表示한 크랭크軸의 縱方向影響係數를 N. J. Visser¹¹가 여러 近似式을 利用하여 計算하고 實測도 하였는데 그의 結果와 前章에서 誘導한 새로운 近似式으로 計算한 結果를 그림 12, 13, 14와 表 2, 3, 4에 表示하였다.

그림 12와 表 2에 있어서 實測值에 가까운 값을 주는 것은 Anderson의 式이며 다음이 筆者의 式이며 그 差는 다른 式에 比하여 매우 적다. 特히 8~9點은 實測值는 줄어드는데도 不拘하고 筆者의 計算值를 除外하고는 모두 增加하는 것으로 나타난다.

그림 13과 表 3에 있어서는 筆者의 式이 가장 實測值에 가까운 結果를 보이며 다음이 Guglielmotti의 式에 依한 結果이다.





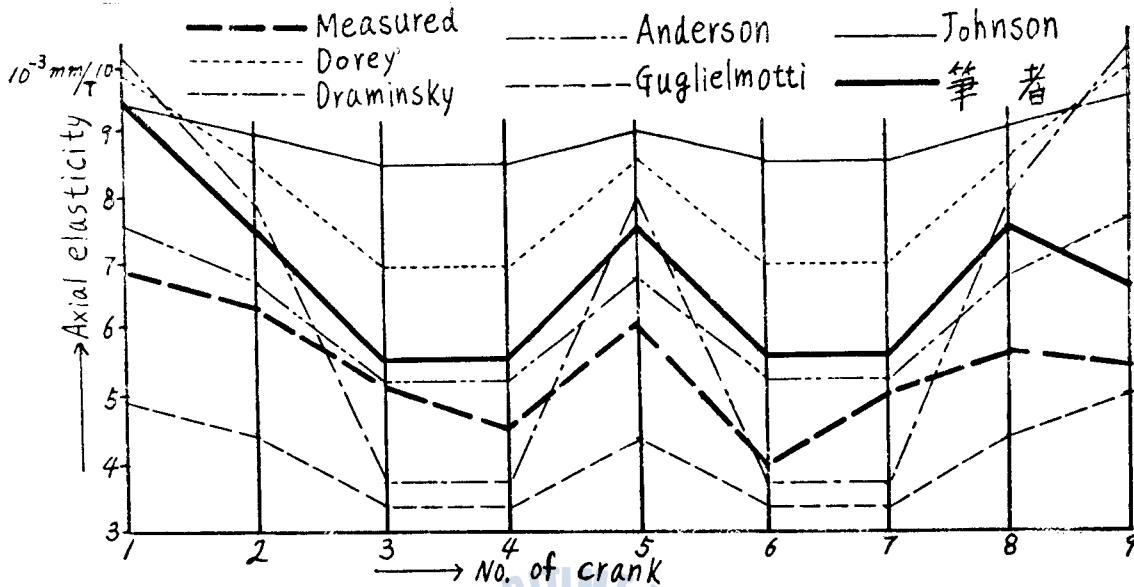
(C)

[그림 11]

[表 1. 크랭크축 치수]

Item	(A) Crankshaft	(B) Crankshaft	(C) Crankshaft	Dimension
l_p	37	50	40.5	cm
A_p	2780	3020	2380	cm ²
A_{s1}	3610	4050	3020	cm ²
A_{s2}	3610	3650	2330	cm ²
B_s	29.6	32.8	42.9	10 ⁻¹² /kgcm
B_n	7.7	8.9	10.4	10 ⁻¹² /kgcm
B_p	29.6	20.0	42.9	10 ⁻¹² /kgcm
B_{s1}	188	67	142	10 ⁻¹² /kgcm
B_{s2}	188	74	218	10 ⁻¹² /kgcm
B_{s3}	188	242	270	10 ⁻¹² /kgcm
d	59	62	55	cm
h_2	29	40.5	29.5	cm
J_1	59.5	72.5	41.9	10 ¹⁰ cm ⁴
J_2	59.5	72.5	41.9	10 ¹⁰ cm ⁴
J_{s1}	20.3	55.4	28.0	10 ¹⁰ cm ⁴
J_{s2}	20.3	49.8	39.9	10 ¹⁰ cm ⁴
J_{s3}	20.3	15.2	15.4	10 ¹⁰ cm ⁴
n	9	9	8	
l_1	37	42.6	40.5	cm
R	80	77.5	77.5	cm

(12)



[그림 12]

[表 2. (A) 크랭크軸의 實測値와 計算値, 單位 10⁻³mm/ton]

Crank number	Measured	Formulae					
		Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johnson	筆者
1	6.92	9.87	10.15	7.63	4.93	9.38	9.39
2	6.27	8.60	7.88	6.75	4.31	8.89	7.54
3	5.05	6.93	3.70	5.13	3.27	8.36	5.47
4	4.40	6.93	3.70	5.13	3.27	8.36	5.47
5	6.00	8.60	7.88	6.75	4.31	8.89	7.54
6	3.85	6.93	3.70	5.13	3.27	8.36	5.47
7	4.90	6.93	3.70	5.13	3.27	8.36	5.47
8	5.50	8.60	7.88	6.75	4.31	8.89	7.54
9	5.33	9.87	10.15	7.63	4.93	9.38	6.70

[表 3. (B) 크랭크軸의 實測値와 計算値, 單位 10⁻³mm/ton]

Crank number	Measured	Formulae					
		Dorey	Draminsky	Anderson	Gugliemoti	Johnson	筆者
1	4.93	4.84	5.43	3.80	5.08	4.19	5.00
2	4.32	4.28	4.54	3.38	4.44	4.04	4.25
3	3.48	3.53	2.92	2.70	3.38	3.87	3.35
4	2.92	3.53	2.92	2.70	3.38	3.87	3.35

表 10 鋼線鋼索の軸向弾性係数の比較 (鋼線鋼索の軸向弾性係数の比較)

鋼線鋼索の種類	測定値	Dracy	Druminsky	Anderson	Johnson	平均	標準偏差
5	4.92	4.75	4.54	4.88	4.44	4.74	0.27
6	5.11	3.75	2.95	2.74	3.38	3.27	0.75
7	3.81	3.22	2.92	2.91	2.91	2.90	0.10
8	4.27	3.25	2.94	2.94	3.11	3.10	0.10
9	3.11	2.81	2.41	2.41	2.41	2.41	0.10

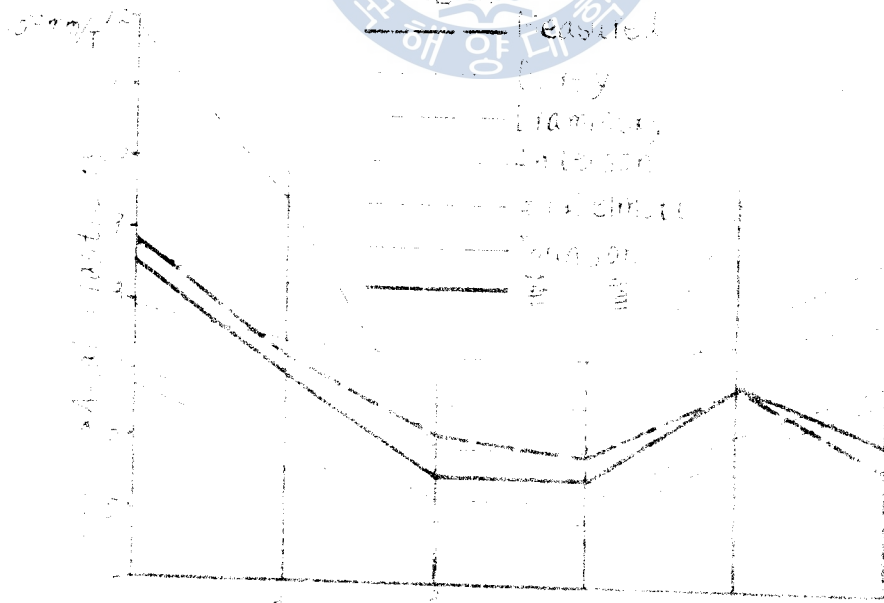
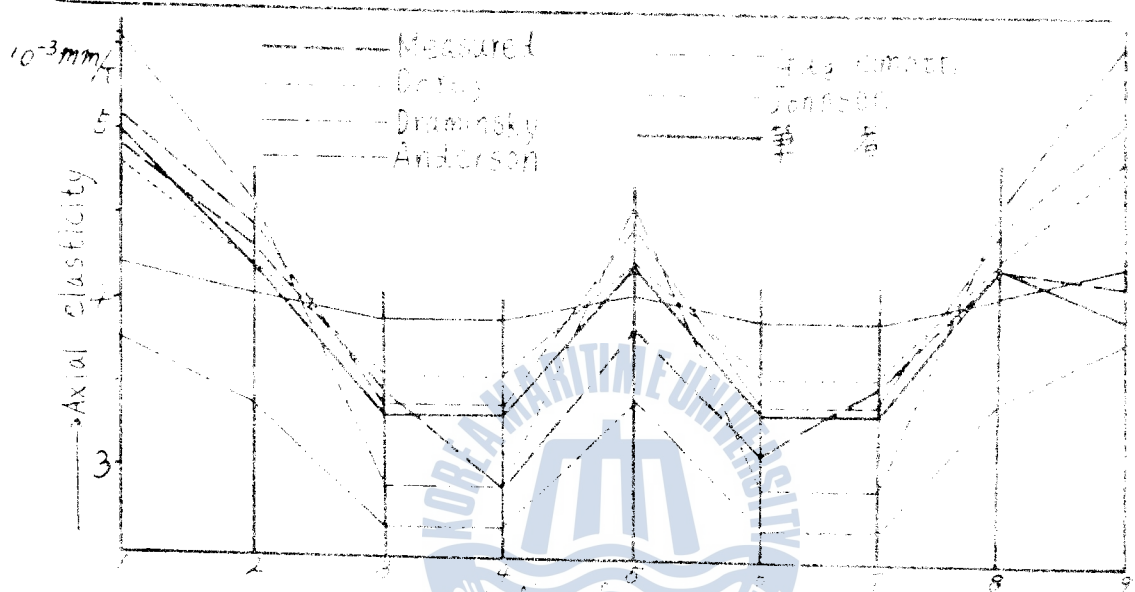


表 11

1973

[表 4. (C) 크랭크軸의 實測値와 計算値, 單位 $10^{-3}mm/ton$]

Crank number	Measured	Formulae					筆者
		Dorey	Draminsky	Anderson	Guglielmotti	Johanson	
1	8.82	8.79	11.88	6.98	6.80	7.89	8.46
2	7.35	7.73	9.38	6.22	5.94	7.55	6.90
3	6.08	6.68	5.97	5.19	4.85	7.26	5.55
4	5.88	6.68	5.97	5.19	4.85	7.26	5.55
5	6.90	7.73	9.38	6.22	5.94	7.55	6.90
6	5.71	8.79	11.88	6.98	6.80	7.89	6.19

그리고 이 경우에 있어서도 8~9점에 있어 實測値와 筆者의 式에 依한 結果는 적어지는데도 不拘하고 Guglielmotti의 式에 依한 結果는 反對로 急激히 增加함을 보이고 있다.

그림 14와 表 4에 있어서는 筆者의 式에 依한 結果以外에는 모두 實測値와 相當히 큰 誤差를 보이고 있다.

以上の 3가지 경우를 綜合하여 보면 筆者의 式을 除外하고는 信賴할 만한 結果를 주지 못하고 있음을 알 수있으며 더구나 그림11(A)는 全組立, 그림11(B), (C)는 半組立式 크랭크軸으로서 3個의 크랭크軸이 相異한 値數와 形狀을 갖고 있음에도 不拘하고 平均的으로 實測値에 가까운 값을 주는 것은 이 計算式의 信賴度를 어느 程度 保證한다고 볼 수 있을 것이다.

3.2. 模型크랭크에 있어서의 實測値와 計算値의 比較

表 7과 그림16에서 表示한 模型크랭크軸의 縱方向影響係數를 여러 計算式에 依하여 計算하고 實測하였는데 表 6은 그 結果를 나타낸다. 이 影響係數의 實測은 그림15에 보이는 바와 같이 2kg의 錘와 다이알게이지를 利用하여 크랭크암間의 距離의 變化를 測定하였다. 表 5는 각 크랭크드로우에 對하여 測定한 값이다.

表 6에서 보이는 바와 같이 計算結果는 筆者의 式에 依하면 約 1.4%程度 작게 나타나며 다 음이 Draminsky, Gugliemotti, Anderson, Johnson, Dorey의 式의 順序로 5~78%程度 크게 주어진다. 이 境遇에 있어서도 筆者의 式이 가장 正確한 結果를 주며 이 程度의 誤差를 갖는 스프링 常數를 利用하여 共振振動數를 計算하면 다른 要素가 正確한 境遇 그의 誤差는 0.7%以內로 되므로 實用上 아무 支障이 없다.

[表 5. 模型크랭크 縱方向影響係數 實測値]

(單位 1/100mm)

回	數	No. 1 크랭크	No. 2 크랭크	No. 3 크랭크
1		11.75	10.25	11.5
2		12	11.5	11.25
3		12.25	10.5	10

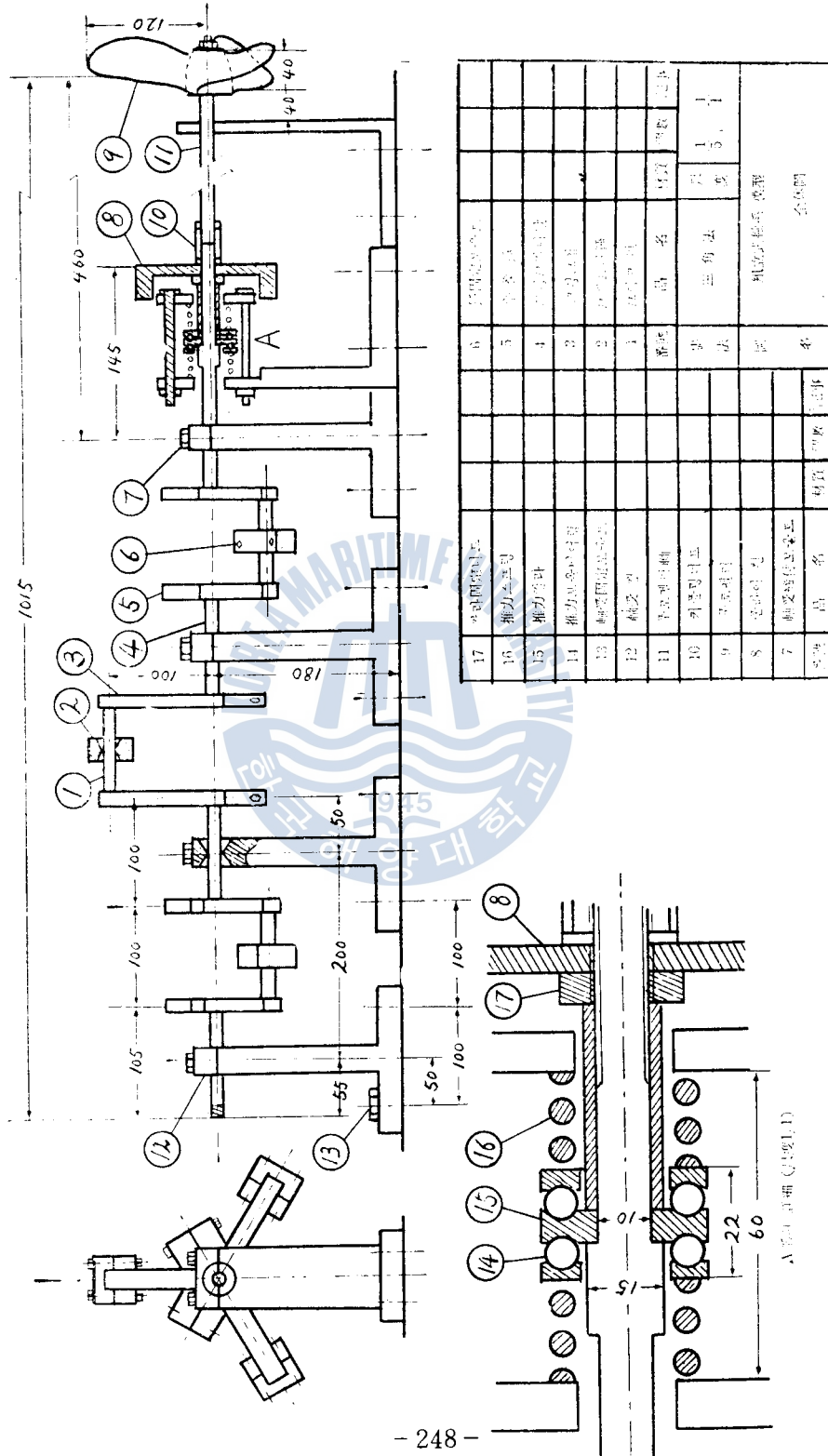
Figure 1. The structure of the proposed system. The proposed system is composed of a host computer and a slave computer. The host computer is connected to the slave computer via a network. The slave computer is connected to the robot via a network. The robot is connected to the camera via a network. The camera is connected to the host computer via a network. The host computer is connected to the slave computer via a network. The slave computer is connected to the robot via a network. The robot is connected to the camera via a network. The camera is connected to the host computer via a network.

表 1. 機器学習による物体認識の精度

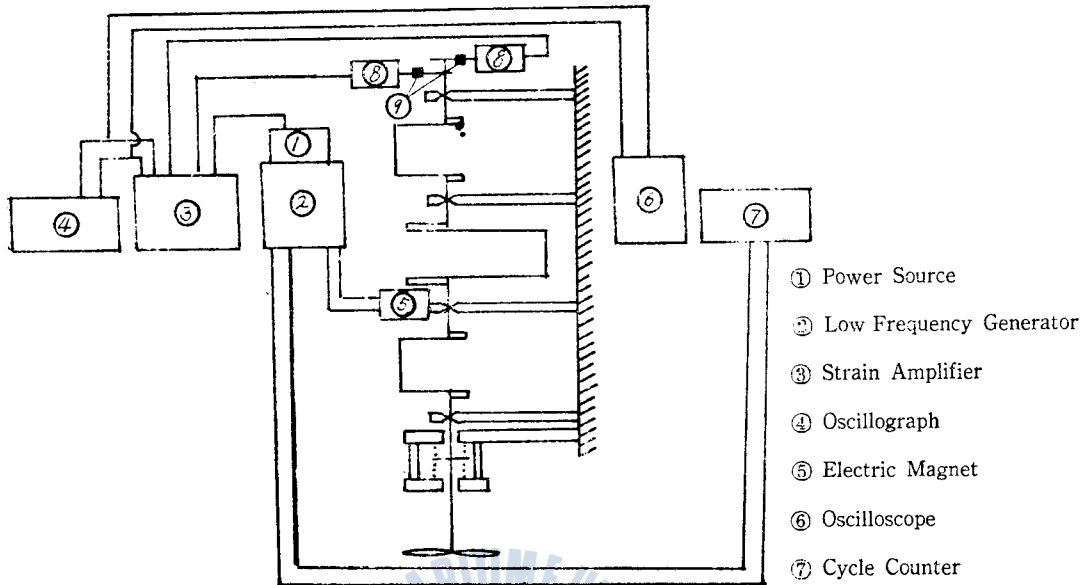
物体	精度 (%)
Apple	95.0
Banana	92.0
Orange	90.0
Pineapple	88.0
Watermelon	85.0
Tomato	82.0
Strawberry	80.0
Cherry	78.0
Blueberry	75.0
Raspberry	72.0
Lemon	70.0
Lime	68.0
Grape	65.0
Peach	62.0
Plum	60.0
Apricot	58.0
Persimmon	55.0
Apple	95.0



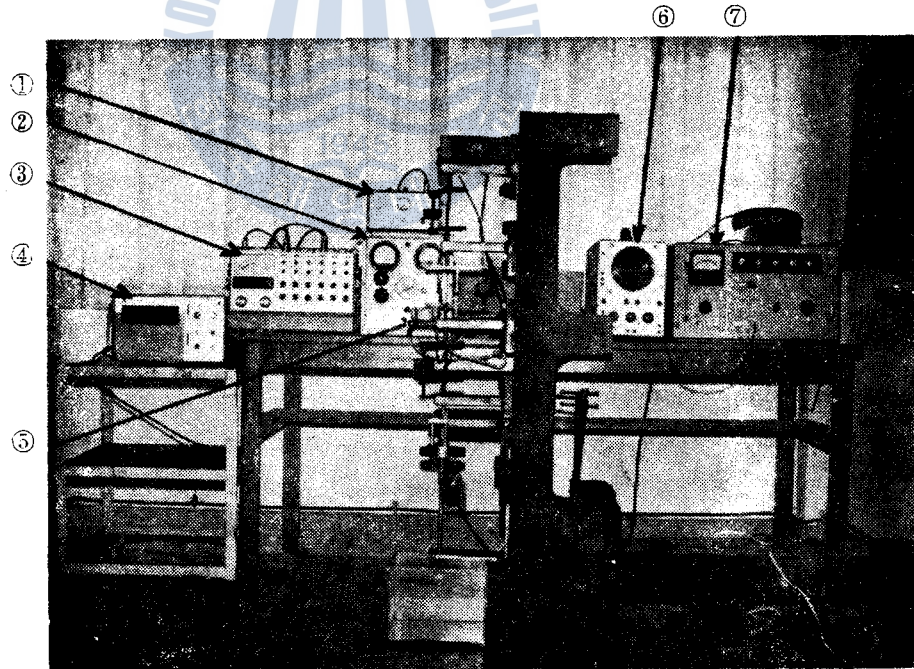
図 2. 実験環境の構成図



(그림 16)



[그림 17]



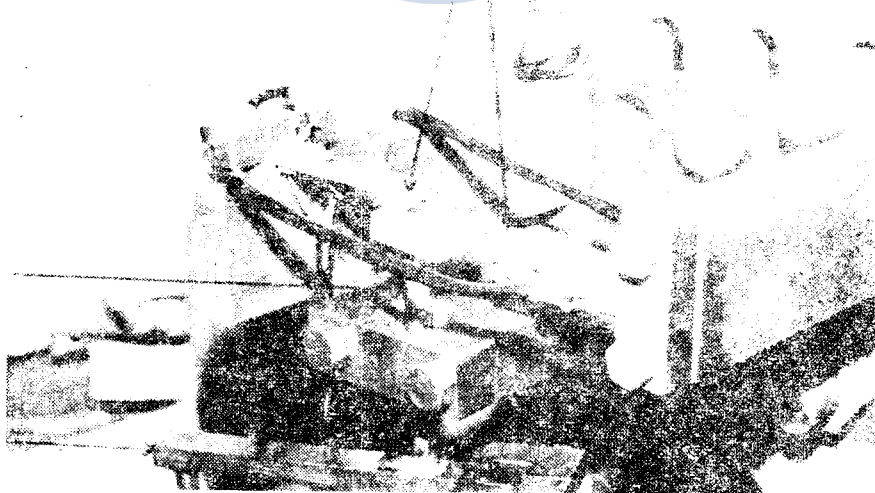
① Power Source ② Low frequency generator ③ Strain amplifier ④ Oscillograph
 ⑤ Electric Magnet ⑥ Oscilloscope ⑦ Cycle counter ⑧ Bridge box ⑨ Strain gauge

[그림 18]

大 學 實 驗 裝 置 一 覽 表

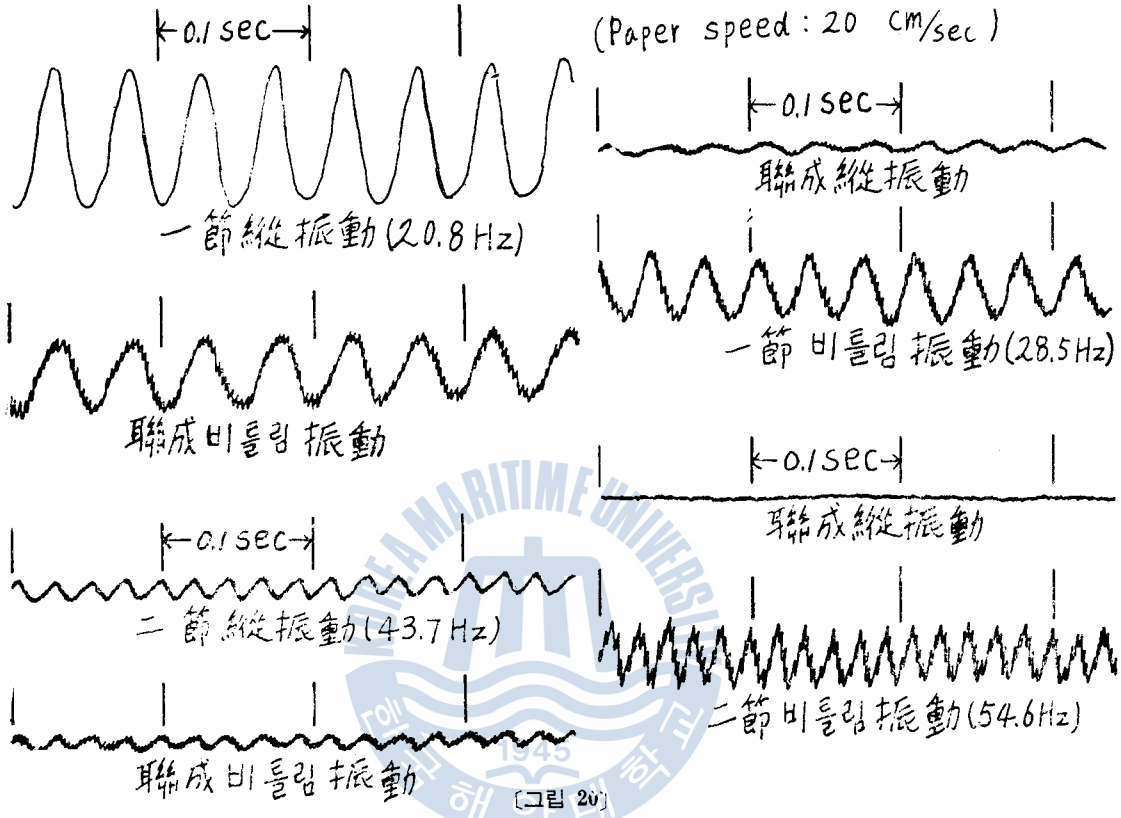
No.	名稱	備註	備註	備註
1	電磁波發生裝置	電磁波發生裝置	電磁波發生裝置	電磁波發生裝置
2	電磁波接收裝置	電磁波接收裝置	電磁波接收裝置	電磁波接收裝置
3	電磁波傳播裝置	電磁波傳播裝置	電磁波傳播裝置	電磁波傳播裝置
4	電磁波干涉裝置	電磁波干涉裝置	電磁波干涉裝置	電磁波干涉裝置
5	電磁波衍射裝置	電磁波衍射裝置	電磁波衍射裝置	電磁波衍射裝置
6	電磁波反射裝置	電磁波反射裝置	電磁波反射裝置	電磁波反射裝置
7	電磁波透射裝置	電磁波透射裝置	電磁波透射裝置	電磁波透射裝置
8	電磁波吸收裝置	電磁波吸收裝置	電磁波吸收裝置	電磁波吸收裝置
9	電磁波屏蔽裝置	電磁波屏蔽裝置	電磁波屏蔽裝置	電磁波屏蔽裝置

低周波發生裝置(依電磁波發生裝置) 電磁波發生裝置
 電磁波接收裝置(依電磁波接收裝置) 電磁波接收裝置
 電磁波傳播裝置(依電磁波傳播裝置) 電磁波傳播裝置
 電磁波干涉裝置(依電磁波干涉裝置) 電磁波干涉裝置
 電磁波衍射裝置(依電磁波衍射裝置) 電磁波衍射裝置
 電磁波反射裝置(依電磁波反射裝置) 電磁波反射裝置
 電磁波透射裝置(依電磁波透射裝置) 電磁波透射裝置
 電磁波吸收裝置(依電磁波吸收裝置) 電磁波吸收裝置
 電磁波屏蔽裝置(依電磁波屏蔽裝置) 電磁波屏蔽裝置



電磁波發生裝置(依電磁波發生裝置) 電磁波發生裝置
 電磁波接收裝置(依電磁波接收裝置) 電磁波接收裝置

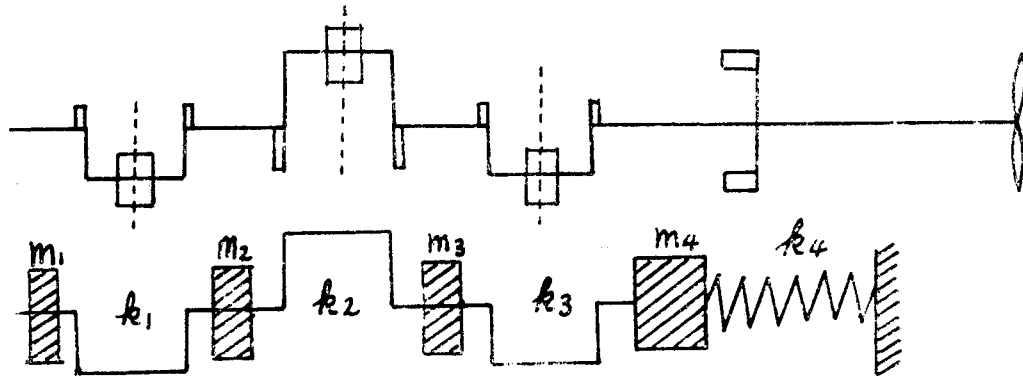
그림 20은 一節振動 및 二節振動을 縱비틀림에 對하여 各各 記錄한 것이다.
이 振動에 依한 聯成振動도 同時에 記錄하여 添附하였다.



[그림 20]

4.2. 模型크랭크의 固有振動數의 計算

그림 21과 같이 各部의 質量을 集中시켜서 計算하였다. 여기서 m_1 는 #3 크랭크의 折半과 플라이휠, 푸로펠러 및 푸로펠러軸의 質量을 集中시킨 것이다. k_4 는 드러스트베어링에 있는 스프링



[그림 21]

(22)

韓國海洋大學 大學院 論文集 第1輯

- 2). S. F. Dorey, NECI, Trans. Vol. 55, p. 203~294. (1939)
- 3). P. Dramsky, et. al., MTZ H. 2, S. 49~52. (1942)
- 4). G. Anderson, et. al., Intern. Shipb. Prog. (1963)
- 5). A. Guglielmotti, et. al., CIMAC, Copenhagen. (1962)
- 6). A. J. Johnson, et. al., IMET, Vol. 75, No. 4. (1963)
- 7). 全孝重, 船用内燃主機關クランク軸系縦ねじり連成振動のマトリックス解法に関する研究, 東大機械工学論文集, 第5輯. (1971)



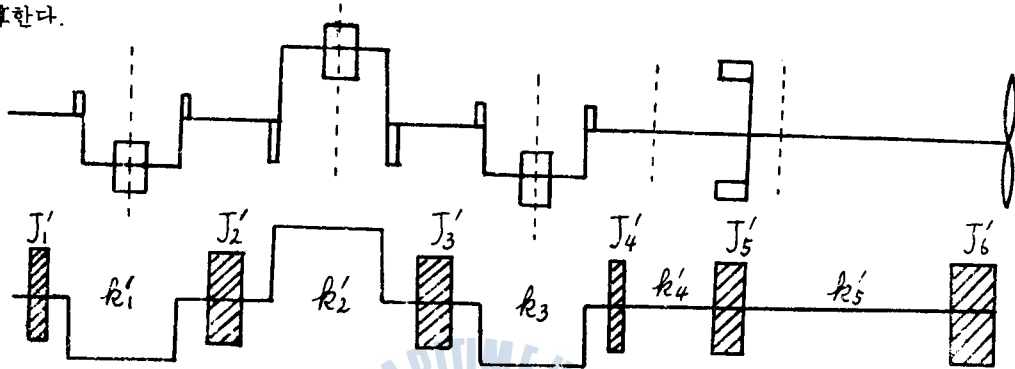
(24)

(1), (2), (3)에서

$$\eta = -\frac{\varphi}{\delta} = -\frac{\lambda}{2\delta} = -\frac{\xi_x}{2}$$

〔附錄 2〕 模型크랭크軸의 비틀림固有振動數

模型크랭크의 비틀림固有振動數計算은 그림 D와 같이 各部의 慣性모우멘트를 集中시켜서 計算한다.



〔그림 D〕

各部의 慣性모우멘트 J' 는 幾何的으로 計算하고 푸로펠러의 慣性모우멘트는 그림 E에 보이는

〔表 I 各部의 慣性모우멘트 및 비틀림 常數〕

J_1'	23	grcmsec ²	k_1'	4248	kg. cm/rad
J_2'	46	"	k_2'	4248	"
J_3'	46	"	k_3'	4248	"
J_4'	23	"	k_4'	8257	"
J_5'	27.6	"	k_5'	2947	"
J_6'	50.3	"			

〔表 II 一節 및 二節 비틀림振動計算〕
一節振動

No.	J'	$J'P_1^2$	β	$J'P_1^2\beta$	$\Sigma J'P_1^2\beta$	k' grcm/rad	$\frac{1}{k'} - \Sigma J'P_1^2\beta$
1	23	745430	1.0000000	745430	745430	4248×10^3	0.1754778
2	46	1490860	0.8245222	1229247.1	1974677.1	4248×10^3	0.4648486
3	46	1490860	0.3596736	536222.98	2510900	4248×10^3	0.5910781
4	23	745430	-0.2314045	-172495.85	2338404	8257×10^3	0.2832026
5	27.6	894516	-0.5146071	-460324.28	1878080	2947×10^3	0.6372853
6	50.3	1630223	-1.1518924	-1877841.4	238.6		

$$P_1^2 = 32410 \quad P_1 = 28.65 \text{ Hz}$$

二節係数

$P_2 = 1188036$

No.	J	$J \cdot P_2$	β	$J \cdot P_2 \cdot \beta$	$\Sigma J \cdot P_2 \cdot \beta$	s arcin, rad	$\frac{1}{K'} \cdot \Sigma J \cdot P_2 \cdot \beta$
1	23	27100727	+0.7611149	+20630337	20630337	1248×10^3	0.02388888
2	49	57285564	+0.8111111	+46421111	67051448	1248×10^3	0.0530787
3	97	109355128	+0.7321375	+79982777	147034225	1248×10^3	0.1277786
4	229	257000000	+0.8017661	+206000000	353034225	8257×10^3	-0.02140265
5	2710	3250800000	+0.6899199	+2241771000	577211325	2017×10^3	-0.0522302
6	7010	8305100000	+0.6712509	+5578110000	1135022325		

$P_2 = 1188036$

$P_1 = 5107146$



図 10.17

船体構造の標準時刻算出結果の
 10.17 週期を測定する。図 10.17
 各部の慣性モーメントの計算結果
 10.18 正常数。表 10.18 及び 10.19
 10.19 依り計算表。表 10.19 及び 10.20

附録 3 縦方向固有振動数の計算

表 10.20 船体構造の標準時刻算出結果の 10.17 週期を測定する。

〔表Ⅲ 一節 및 二節 固有縱振動數計算〕

一節振動 一次試算

$P_1^2 = 17300$

No.	m	mP_1^2	x	mP_1^2x	ΣmP_1^2x	$k \text{ gr/cm}$	$\frac{1}{k} \Sigma mP_1^2x$
1	0.5484	9487.32	1.0000000	9487.32	9487.32	90510	0.1048206
2	1.0279	17782.67	0.8951794	15918.679	25405.999	90510	0.2806982
3	1.0279	17782.67	0.6144812	10927.116	36333.115	90510	0.4014265
4	3.6878	63798.94	0.2130547	13592.664	49925.779	235300	0.2121792
				+0.0008755			

一節振動 二次試算

$P_1^2 = 17330$

No.	m	mP_1^2	x	mP_1^2x	ΣmP_1^2x	$k \text{ gr/cm}$	$\frac{1}{k} \Sigma mP_1^2x$
1	0.5484	9503.772	1.0000000	9503.772	9503.772	90510	0.1056024
2	1.6279	17813.507	0.8949976	15943.046	25446.819	90510	0.2811492
3	1.0279	17813.507	0.6138484	10934.792	36381.611	90510	0.4019623
4	3.6878	63909.574	0.2118861	13541.55	49923.161	235300	0.2121681
			-0.000282				

$P_1^2 = 1732217 \quad P_1 = 20.95 \text{ Hz}$

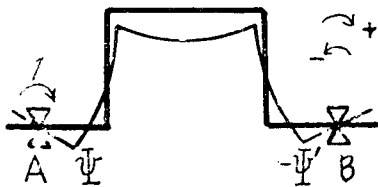
二節振動

$P_2^2 = 78070$

No.	m	mP_2^2	x	mP_2^2x	ΣmP_2^2x	$k \text{ gr/cm}$	$-\frac{1}{k} \Sigma mP_2^2x$
1	0.5484	42813.588	1.0000000	42813.588	42813.588	90510	0.473026
2	1.0279	80248.153	0.526974	42288.69	85102.278	90510	0.9402527
3	1.0279	80248.153	-0.4152787	-33164.852	51937.426	90510	0.5738308
4	3.6878	287906.54	-0.9871095	-284195.28	-232257.86	2353000	-0.9870712
			-0.0000383				

$P_2^2 = 78070 \quad P_2 = 44.47 \text{ Hz}$

〔附錄 4〕 자아날에서 授取되는 모우멘트



〔그림 F〕

그림 F에서 時計方向의 角變位 및 모우멘트를 +, 反時計方向을 -라고 한다.

그림 F와 같이 兩端이 單純支持되어있는 單一크랭크의 一端 A에 單位모우멘트를 加할 때 A端의 角을 Ψ 에 B端의 角을 $-\Psi'$ 라고 하면 Castigliano의 定理에 依해서,

