

發하였다. 이 프로그램의 信頼性を 確認하기 위하여 模型多點支持軸系の 實驗裝置를 製作하였으며 이 模型軸系에 대한 實驗을 行하여 軸系の 振動應答를 實測하였다. 또한 電算프로그램을 利用하여 模型軸系の 振動應答를 計算하여 實測値와 比較檢討하였다.

以上の 結果를 要約하면 다음과 같다.

① 多點支持軸系の 振動解析을 傳達매트릭스법에 의하여 行하였으며 이것을 바탕으로 하여 프로그램을 開發하였다. 計算에서는 各 베어링의 特性和 強制振動數 및 軸旋回 回轉數와의 比를 고려하였다.

② 模型軸系の 實驗裝置에 의한 實測値와 計算結果는 잘 一致하였다. 따라서 上記의 電算프로그램은 多點支持軸系の 聯成自由橫振動解析에 도움이 될 수 있을 것이다.

③ 위의 計算結果와 實驗結果에서 보는 바와 같이 静止狀態의 共振點과 一次共振點(回轉狀態)間에는 其他 차이를 發見할 수가 없었으며 이는 計算 및 計測範圍에서 차이로效果가 미미한 때문으로 生覺된다. 앞으로 模型軸系에 대해서 推進器軸系에서와 같이 高次橫振動에 대한 實驗을 行하여 차이로效果의 影響으로 인한 軸系の 高次固有振動數의 變化를 確認할 必要가 있다.

參 考 文 獻

1. Paragopoulos E., "Design Stage Calculation of Torsional, Axial, and Lateral Vibration of Marine Shafting", SNAME, Vol. 58, 1950, pp. 329~384.
2. Jasper N.H. and Rupp L.A., "An Experimental and Theoretical Investigation of Propeller Shaft Failures". SNAME, Vol. 60, 1952, pp. 314~381.
3. Jasper N.H., "A Theoretical Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems", DTMB Report 827, 1954/12.
4. Pestel E.C. and Lecki F.A., "Matrix Methods in Elastomechanic", McGraw-Hill Book Co., New York, 1963,
5. J.P. Den Hartog., "Mechanical Vibrations", McGraw-Hill Book Co., New York, 1956.
6. 全孝重·金喜徹·, "船舶推進軸系の 橫振動計算에 관한 研究", 韓國船用機關學會誌 第三卷 1號, 1979, pp. 2~18.
7. Vassilopoulos L. and Bradshaw R., ISP, Vol. 21, No. 239, 1974, pp. 193~219.
8. Koike H. and et al., "Evaluation of Lateral Vibration in Marine Shaft System", Journal of MESJ, Vol. 11, No. 5, 1976, pp. 376~384.
9. Hori Y and et al, "Lateral Vibrations of Propeller Shaft Systems", Journal of MESJ, Vol. 13, No. 4, 1978, pp. 307~312.
10. 日本海事協會, "船舶振動設計指針", 1981, pp. 202~231.

空氣式調速機가 採用된 디젤機關의 헌팅에 關한 研究

吳 君 燮

A Study on the Hunting of the Diesel Engine
with a Pneumatic Governor



〈目 次〉

Abstract

Nomenclature

1. 緒 論
2. 調速機系統의 理論
 - 2.1 벤츄리部의 解析
 - 2.2 負壓파이프의 解析
 - 2.3 調速機의 解析
 - 2.4 機關軸系의 解析
 - 2.5 綜合 速度制御系
 - 2.6 制御系의 安定理論
3. 實驗 및 數值計算
 - 3.1 實驗裝置의 構成 및 諸元
 - 3.2 實驗方法
 - 3.3 實驗結果
 - 3.4 數值計算
4. 結果 및 考察
5. 結 論
 - 參考文獻
 - 附 錄

Abstract

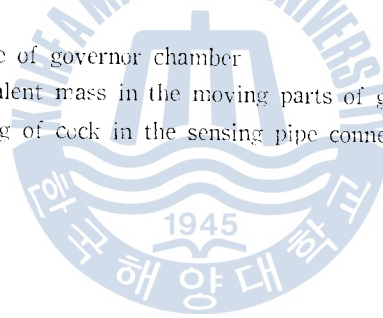
When a Diesel Engine equipped with a pneumatic governor is operated at idle condition, it has the two kinds of hunting phenomena which can be classified as the low speed hunting and the medium speed one.

In this paper, in order to investigate the causes of these huntings through the various experiments and theoretical analyses, the effects of the volume of diaphragm chamber, of the equivalent mass of moving parts in the governor, and of the cock opening connected in the sensing pipe are discussed.

When the equivalent viscous damping coefficient of the engine has the negative value, the low speed hunting is occurred due to positive feed-back to the control system. While the medium speed hunting in the domain of the positive damping coefficient is induced from the misdesigned control elements.

The former hunting is difficult to avoid because of the diesel engine characteristics. But the latter one may be improved through the following methods as the reconstruction of control elements.

1. By increasing the volume of governor chamber
2. By decreasing the equivalent mass in the moving parts of governor and the fuel pump
3. By decreasing the opening of cock in the sensing pipe connected between the governor and the venturi



Nomenclature

A_d	: 调速機의 다이아프램 斷面積 cm^2	$\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$	
A_v	: 벤츠키부의 斷面積 cm^2	$M = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$: 負壓파이프와 오리피스의 斷面積比	
A_p	: 負壓파이프의 斷面積 cm^2	P_a	: 大氣壓 kg/cm^2
C_v	: 벤츠키부의 流量係數	P_d	: 負壓室의 壓力 kg/cm^2
C_s	: 負壓파이프와 벤츠키의 境界에서의 流量係數	P_v	: 벤츠키부의 壓力 kg/cm^2
D_1	: 오리피스의 구경 cm	R_p	: 負壓파이프內의 壓力損失 $\text{kg} \cdot \text{sec}/\text{cm}^4$
D_2	: 負壓파이프의 구경 cm	R_c	: 콕크에 依한 局部 摩擦係數 $\text{kg} \cdot \text{sec}/\text{cm}^3$
D	: 機關 吸入管의 直徑	Q_d	: 다이아프램에 流入되는 空氣量 cm^3
g	: 重力加速度 cm/sec^2	Q_v	: 벤츠키를 通過하는 空氣流量 cm^3
H	: 機關의 負荷狀態를 表示하는 因數	Q_i, Q_E	: 機關의 空氣消費量 cm^3/sec
H_2, H_3, H_4	: 「후르비크」行列式의 값	T_E	: 機關의 出力 토크 $\text{kg} \cdot \text{cm}$
i	: 機關의 실린더數	T_L	: 機關의 負荷토크 $\text{kg} \cdot \text{cm}$
I	: 機關軸의 質量慣性 모우멘트 $\text{kg} \cdot \text{sec}^2 \cdot \text{cm}$	u	: 負壓파이프內의 空氣의 流速 cm/sec
J	: $2\pi I$	V, V_0	: 負壓室體積 cm^3
k	: 调速機의 콘트롤系 等價스프링常數 kg/cm	V_E	: 機關실린더 體積 cm^3
K_d	: 调速機와 噴射펌프의 可動部 等價粘性減衰係數 $\text{kg} \cdot \text{sec}/\text{cm}$	v	: 벤츠키에서의 空氣의 流速 cm/sec
K_N	: 機關의 減衰係數 $\text{kg} \cdot \text{sec}/\text{cm}$	x	: 调速機콘트롤 락크의 位置 cm
K_x	: 噴射펌프 락크變位에 對한 機關軸 토크 變換率 $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cm}$	x_1	: 调速機 스프링의 初期壓縮量 cm
K_R	: $\frac{\partial N_{ER}}{\partial A_v}$ rpm/cm^2	W_f	: 摩擦일 $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{sec}$
K_G	: 閉루프制御系의 利得	W_S	: 外部일량 $\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{sec}$
l	: 負壓파이프의 길이 cm	ρ_0	: 空氣의 密度 $\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4$
L_0	: 機關靜止時 負壓室길이 cm	η	: 機關의 吸入效率
N_E	: 機關回轉數 rpm	ω_n	: 调速機의 固有角振動數 sec^{-1}
N_{ER}	: 機關回轉數의 設定值 rpm	ζ	: 调速機의 粘性減衰係數比
M_d	: 调速機와 噴射펌프의 可動部等價質量	μ	: 空氣의 粘性係數 $\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}$
		γ	: 空氣의 比重량 kg/cm^3
		α_c	: 오리피스의 流量係數

1. 緒 論

機關의 調速問題가 自動制御工學의 한 分野로서 本格的으로 다루어진 것은 「프로세스·다이내믹스(Process Dynamics)」라 불리는 分野가 關心의 對象이 된 比較的 最近의 일이다. 車輛用 디젤機關의 發達로 因하여 全速度制御의 必要性에 依하여 空氣式調速機가 實用化되었으며 先進各國의 小型自動車用 디젤機關은 거의 空氣式 調速機를 採用하고 있다. 現在까지 이 分野에 對한 研究發表는 「웨브」가 最初이며 「다카하시」¹⁾, 「후지히라」²⁾ 등의 研究發表가 있었으나 決定的인 理論이 아직 定立되어 있지 않은 實情이다.

空氣式 調速機가 採用된 디젤機關의 無負荷 低速運轉에서 機關의 回轉數가 長周期 變動을, 中速運轉에서 短周期 變動을 일으키는데 이를 현탕現象이라 한다.

本 研究에서는 空氣式 調速機가 採用된 4 실린더 디젤機關을 對象으로 하여 負壓室의 體積變化, 調速機 可動部의 質量變化, 負壓파이프내에 設置된 오리피스의 口徑變化 등의 諸條件이 變化할 때 현탕現象에 미치는 影響을 觀察하기 爲하여 理論的인 解析과 實驗을 並行하여 比較分析하였다.

理論的인 解析에서는 制御系를 벤츨리部, 負壓파이프系, 調速機系, 機關軸系 등으로 나누어 各各의 運動方程式을 誘導하여 閉루프 傳止函數를 구하였으며 數值計算에 依한 安定性 判別을 하기 爲해서 「후르비츠」의 理論에 上記 諸條件을 代夫하여 計算하였다.

또한, 實驗에서는 上記 諸條件을 滿足시키기 爲하여 補助負壓室과 可動部의 附加質量을 製作하였고, 負壓파이프 內에 록크를 設置하여 록크의 開閉을 變更함으로써 노출효과를 바꾸어 주었다.

以上과 같은 數值計算과 實驗結果에 依하여 현탕原因을 追跡하였으며 可能的 對策을 研究해 보는 것으로 目的을 삼았다.

2. 調速機系統의 理論

2.1 벤츨리部の 解析

Fig.1에 나타낸 바와 같이 벤츨리部에서 空氣의 流動을 一次元 定常 流로 보고 流動方向을 Y軸, 그에 垂直한 方向을 X軸이라 할 때, X軸 方向의 變化는 없는 것으로 한다.

에너지의 式³⁾에서

$$\frac{dP}{\rho} + vdv + \delta W_f + \delta W_s = 0 \dots\dots\dots(1)$$

마찰인 $W_f = 0$, 일량 $W_s = 0$ 로 보면

$$\frac{dP}{\rho} + vdv = 0 \dots\dots\dots(2)$$

벤츨리 部부에서의 流動이 恒常流라 한다면, 喉부에서의 流速 v_h 는 (3)式과 같다.

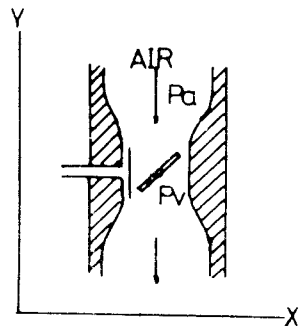


Fig. 1. Figure of Venturi

$$v_v = \left[\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{P_a}{\rho_0} \left\{ 1 - \left(\frac{P_v}{P_a} \right)^{k-1/k} \right\} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(3)$$

단, 外部의 空氣流速 $v_a=0$

한편 $\Delta P = P_a - P_v$ 라 하면

$$\begin{aligned} \frac{P_v}{P_a} &= 1 - \Delta P / P_a \\ (P_v/P_a)^{k-1/k} &= (1 - \Delta P / P_a)^{k-1/k} \\ &\doteq 1 - \frac{k-1}{k} (\Delta P / P_a) \\ \therefore v_v &= \sqrt{2\Delta P / \rho_0} \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

空氣의 流量 Q_v 는

$$Q_v = C_v \cdot A_v \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_0}} \dots\dots\dots(5)$$

(5)式에서 流量係數 C_v 는 벤츨리部의 形狀, 空氣의 密度, 粘性, 速度에 따라 變하는데 $\Delta P = 100$ mmAg 以上에서는 變化가 적다.

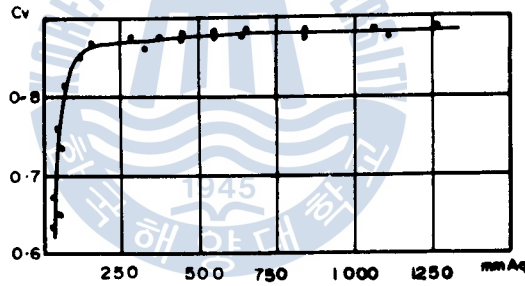


Fig. 2. Coefficient of flow²³⁾

또한 機關의 每秒當 空氣消費量 Q_i 는

$$Q_i = \frac{V_E \cdot \eta \cdot N_E \cdot i}{2 \times 60} \dots\dots\dots(6)$$

正常狀態에 서는 $Q_v = Q_i$ 이므로

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_a - P_v = \beta_v \cdot N_E^2 \\ \text{단, } \beta_v &= \frac{\rho_0}{2} \left(\frac{i \cdot V_E \cdot \eta}{120 \cdot C_v \cdot A_v} \right)^2 \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

P_v 를 게이지壓으로 表示하면

$$P_v = -\beta_v \cdot N_E^2 \dots\dots\dots(8)$$

(8)式을 全微分하면

$$\delta P_v = -2\beta_v \cdot N_E \cdot \delta N_E + 2 \cdot \frac{\beta_v}{A_v} \cdot N_E^2 \cdot \delta A_v \dots\dots\dots(9)$$

$N_{ER} = 2 \cdot K_R \cdot A_v$, $\delta N_{ER} = 2 \cdot K_R \cdot \delta A_v$ 이므로

$$K_R = -\frac{\partial N_{ER}}{2 \cdot \delta A_v}$$

로 정의하면*, (9)式을 (10)式과 같이 라플라스 변환이 된다.

$$\delta P_V(s) = -2\delta v \cdot N_E \cdot \delta N_E(s) + \frac{N_E^2 \cdot \delta v}{A_v \cdot K_R} \cdot \delta N_{ER}(s) \dots\dots\dots (10)$$

2.2 負壓파이프系의 解析

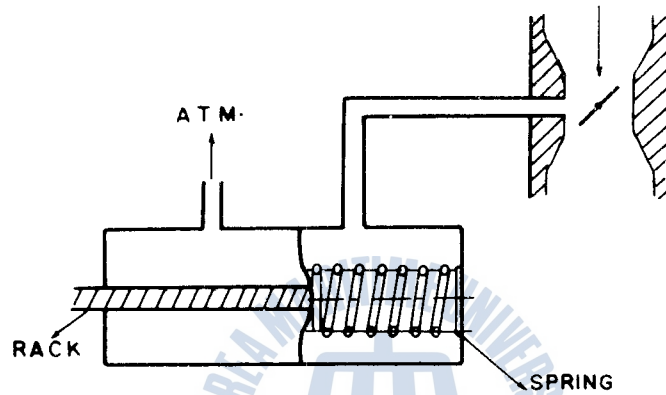


Fig. 3. Systemic diagram of venturi-pipe

負壓파이프 속을 흐르는 空氣의 壓功損失²³⁾은

$$R_P = \frac{8\pi\mu}{A_P} \text{ (kg/cm}^2\text{) / [(cm/sec) \cdot cm]} \dots\dots\dots (11)$$

와 같으며 負壓파이프내의 空氣運動 方程式²³⁾은

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} - R_P \cdot u \dots\dots\dots (12)$$

이며 $\rho = \rho_0$, $u = u(t)$ 라 놓고 벤츄리部와 負壓室間의 速度差가 微小하므로

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

임을 고려하면, (12)式은

$$\rho_0 \cdot \frac{du(t)}{dt} = - \frac{\partial P}{\partial x} - R_P \cdot u(t) \dots\dots\dots (13)$$

(13)式을 x 에 對해 積分하면

$$\int_0^l \rho_0 \cdot \frac{du(t)}{dt} \cdot dx + \int_0^l R_P \cdot u(t) \cdot dx = \int_0^l - \frac{\partial P}{\partial x} \cdot dx$$

即, $\rho_0 \cdot \frac{du(t)}{dt} \cdot l + R_P \cdot u(t) \cdot l = P_V(t) - P_d(t) \dots\dots\dots (14)$

負壓파이프내에 폭크가 設置되는 경우 局部摩擦損失 $R_C \cdot u(t)$ 를 고려하면

$$\rho_0 \cdot \frac{du(t)}{dt} \cdot l + R_P \cdot u(t) \cdot l + R_C \cdot u(t) = P_V(t) - P_d(t) \dots\dots\dots (15)$$

* 1: 附錄參照.

(15)式을 微分하면

$$\rho_0 \cdot \frac{d\delta u(t)}{dt} \cdot l + R_P \cdot \delta u(t) \cdot l + R_C \cdot \delta u(t) = \delta P_V(t) - \delta P_d(t) \dots\dots\dots (16)$$

라플라스 變換을 하면

$$\rho_0 \cdot \delta u(s) \cdot l \cdot S + R_P \cdot \delta u(s) \cdot l + R_C \cdot \delta u(s) = \delta P_V(s) - \delta P_d(s) \dots\dots\dots (17)$$

(17)式을 整理하면 (18)式과 같이 된다.

$$\frac{\delta u(s)}{\delta P_V(s) - \delta P_d(s)} = \frac{1}{\rho_0 \cdot l \cdot S + R_P \cdot l + R_C} \dots\dots\dots (18)$$

2.3 調速機의 解析

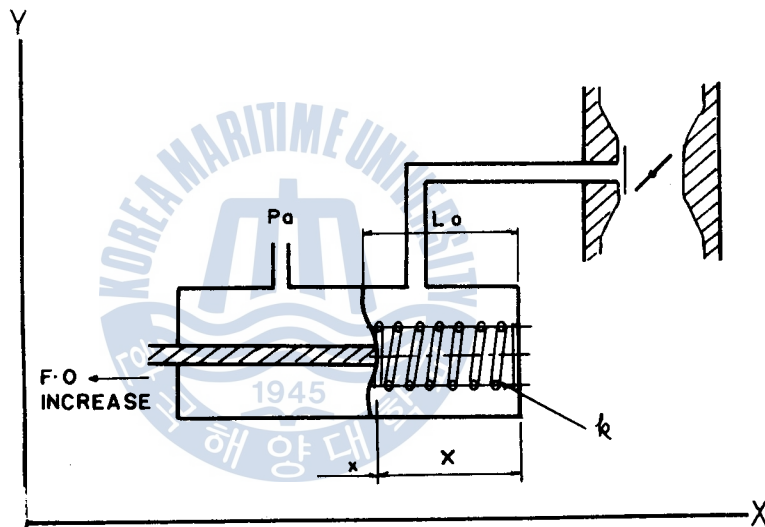


Fig. 4. Systemic diagram of governor

(1) 머티리얼 바란스(Material Balance)로 부터

$$\begin{aligned} \rho Q_d &= \frac{\partial(\rho \cdot V)}{\partial t} = V \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial t} \\ &= \rho \cdot C_s \cdot A_P \cdot u \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

와 같이 表示되며 C_s 는 대략 0.8이다²¹⁾. 여기서 負壓室의 變化는 폴리트로픽 變化를 한다고 보고 그 指數를 η_0 라 하면

$$P_d \cdot \rho^{\eta_0} = \text{constant} \dots\dots\dots (20)$$

(20)式을 時間에 對하여 微分하여 整理하면 (21)式이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{d\rho(t)}{dt} &= \frac{\rho(t)}{\eta_0 P_d(t)} \cdot \frac{dP_d(t)}{dt} \\ &= \frac{1}{\alpha_n^2} \cdot \frac{dP_d(t)}{dt} \dots\dots\dots (21) \end{aligned}$$

단, $\alpha_n = \sqrt{\frac{\eta_0 \cdot P_d}{\rho}}$ 는 音速이다.

한편 負荷室의 體積 $V = A_d \cdot x$ 이므로

$$\frac{dV}{dt} = A_d \cdot \frac{dx}{dt} \dots\dots\dots (22)$$

Fig. 4 와 같은 座標軸과 (19), (21), (22)式에서

$$\begin{aligned} Q_d &= \frac{V}{\rho_0 \cdot \alpha_n^2} \cdot \frac{dP_d}{dt} + A_d \frac{dx}{dt} \\ &= C_S \cdot A_P \cdot u \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

(23)式에서 $\rho = \rho_0$, $V = V_0$ 라 놓고 微分한 후 라프라스 變換을 하면

$$\begin{aligned} \delta Q_d(s) &= \frac{V_0 \cdot S}{\rho_0 \cdot \alpha_n^2} \cdot \delta P_d(s) + A_d \cdot \delta x(s) \cdot S \\ &= C_S \cdot A_P \cdot \delta u(s) \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

(2) 可動部の 運動

轉速機 可動部에 對한 運動은 다음과 같은 2次 方程式으로 나타낼 수 있다.

$$m_d \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + K_d \frac{dx}{dt} - k(x + L_0 - x) = P_d \cdot A_d \dots\dots\dots (25)$$

(25)式을 微分하면

$$m_d \cdot \frac{d^2\delta x}{dt^2} + K_d \cdot \frac{d\delta x}{dt} + k \cdot \delta x = \delta P_d \cdot A_d \dots\dots\dots (26)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_d}}, \quad \zeta = \frac{K_d}{m_d \cdot k}, \quad K_E = \frac{A_d}{k}$$

라 놓으면

$$\frac{d^2\delta x}{dt^2} + 2\zeta \cdot \omega_n \cdot \frac{d\delta x}{dt} + \omega_n^2 \delta x = K_E \cdot \omega_n^2 \cdot \delta P_d \dots\dots\dots (27)$$

(27)式의 兩邊을 라프라스 變換하여 整理하면

$$\frac{\delta x(s)}{\delta P_d(s)} = \frac{K_E \cdot \omega_n^2}{S^2 + 2\zeta \cdot \omega_n S + \omega_n^2} \dots\dots\dots (28)$$

2.4 機關軸系의 解析

機關의 出力토크는 回轉數와 렉크變位の 函數로 분수 있으며 負荷토크는 回轉數와 負荷의 函數로 되기 때문에

$$T_E = T_E(N_E, x), \quad T_L = T_L(N_E, H)$$

따라서 機關軸의 運動方程式은

$$J \cdot \frac{dN_E}{dt} = T_E(N_E, x) - T_L(N_E, H) \dots\dots\dots (29)$$

가 되는데, 正常狀態에서 $dN_E/dt = 0$ 므로

$$T_E(N_E, x) = T_L(N_E, H) \dots\dots\dots (30)$$

(29)式을 편미분하면

$$J \cdot \frac{d\delta N_E}{dt} = \left(\frac{\partial T_E}{\partial N_E} \right)_0 \cdot \delta N_E + \left(\frac{\partial T_E}{\partial x} \right) \delta x - \left(\frac{\partial T_L}{\partial N_E} \right) \delta N_E - \left(\frac{\partial T_L}{\partial H} \right) \delta H \dots\dots\dots (31)$$

와 같이 表示되며, 無負荷狀態에서는 $T_L=0$ 이므로 (31)式은 (32)式과 같이 된다.

$$J \frac{d\delta N_E(t)}{dt} + K_N \cdot \delta N_E(t) = K_X \delta x(t) \dots\dots\dots (32)$$

$$\text{단, } K_N = - \left(\frac{\partial T_E}{\partial N_E} \right)_x \quad K_X = \left(\frac{\partial T_E}{\partial x} \right)_{N_E}$$

K_N 는 無負荷때의 機關減衰係數이며

K_X 는 렉크變位에 對한 토크 變換率이다.

(32)式을 라플라스 變換하면

$$(JS + K_N) \delta N_E(s) = K_X \delta x(s) \dots\dots\dots (33)$$

(33)式을 整理하면 (34)式과 같이 되는데 이는 無負荷狀態에서의 機關軸系 運動方程式이다.

$$\frac{\delta N_E(s)}{\delta x(s)} = \frac{K_X}{JS + K_N} \dots\dots\dots (34)$$

2.5 綜合速度 制御系

以上 (10), (18), (24), (28), (34)式을 整理하면

(1) 벤츄리部

$$\frac{\delta P_V(s)}{\delta N_E(s)} = -2\beta_V \cdot N_E \cdot \delta N_E(s) + \frac{N_E^2 \cdot \beta_V}{A_V \cdot K_R} \cdot \delta N_{ER}(s)$$

(2) 負壓파이프系

$$(\rho_0 \cdot l \cdot S + R_P \cdot l + R_C) \delta u(s) = \delta P_V(s) - \delta P_d(s)$$

(3) 調速機系

$$\delta Q_d(s) = C_S \cdot A_P \cdot \delta u(s) = \frac{V_0 \cdot S}{\rho_0 \cdot \alpha n^3} \cdot \delta P_d(s) + A_t \cdot \delta x(s) \cdot S$$

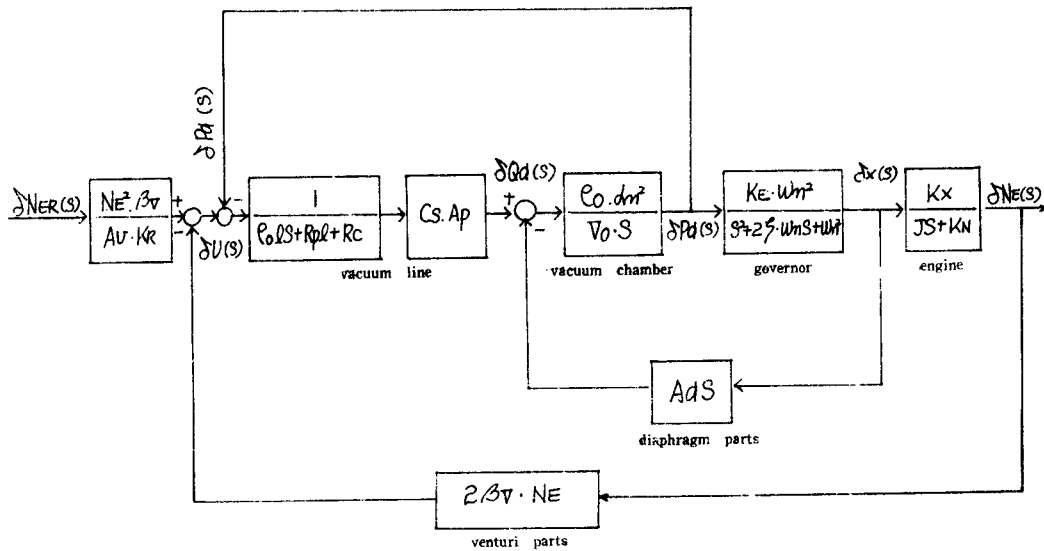


Fig. 5. Overall block diagram of the speed governing system of a diesel engine

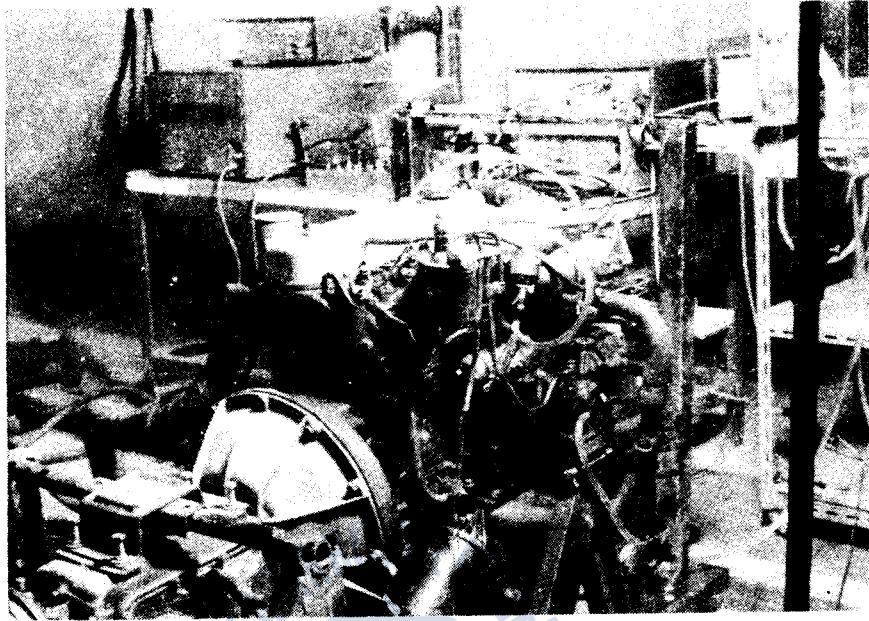


Fig. 9. Test engine

(2) 測定装置

가) 回轉數測定 (N_E)**Universal Tachometer**

形 式 : 横川2891

回轉數範圍 : 2K/20K/200K/rpm

周波數範圍 : 20/200/2K/20K/200K/2M Hz

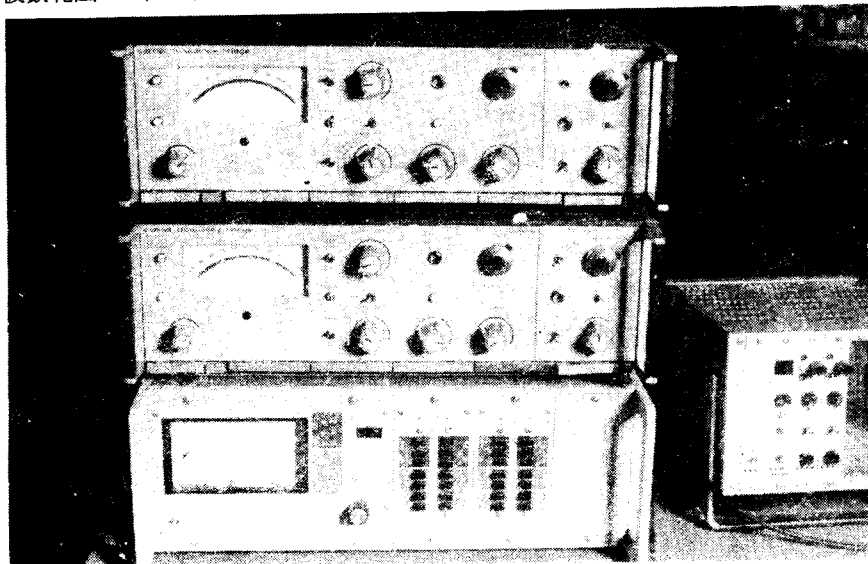


Fig. 10. Measuring Instruments

나) 轉速測定(N_r)

發電機의 出力電壓을 3~8 Volt로 減弱시켜 記錄하였으며 測定回路는 Fig. 11과 같다.

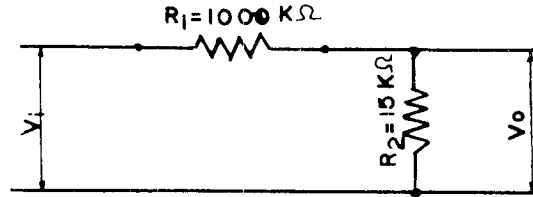


Fig. 11. Diagram of rpm measuring circuit

나) 燃料調節レック의 變位測定(x)

LVDT(Linear Variable Differential Transformers)

製作者: Hewlett Packard(U. S. A)

感 度: 0.2mV/mm

Carrier-Frequency Measuring Bridge

形 式: Philips PR 9308

出 力: $\pm 1 V$ at $10k\Omega$

라) 調速機負壓의 測定(P_d)

Pressure Transducer

形 式: Dynasco 51610, DPT 85B-10 \pm 5PSID

最大壓力: 50 psi

Strain Amplifier

製作者: Kyowa

出力範圍: $\pm 10 V$

感 度: 0.200 μ s, 500 μ s, 1 KS, 2KS, 10ks/mV

마) 吸入空氣流量測定(Q_E)

Anemomaster

形 式: KANOMAX 1006

感 度: 100 μ A

速 度: 0~10, 0~50 m/sec

出 力: 0~1 V(DC)

바) 測定負壓의 換算

Digital Manometer

形 式: Bell & Howell 4-462-0005

範 圍: 0~10, 0~15, 0~30, 0~50, 0~75, 0~100 psi

사) 모니터링

Oscilloscope

形 式 : Kikusui, 5516ST

記錄速度 : $40\mu\text{s}/\text{Div}$

브라운管 : 133 mm

아) 데이터收錄

Data Recorder

形 式 : Philips EL 1020

速 度 : 30, 15, $3^{3/4}$, 15/16 ips

入力調整 : $0.1 V_{rms}$ to $5 V_{rms}$

出 力 : $1 V_{rms}$

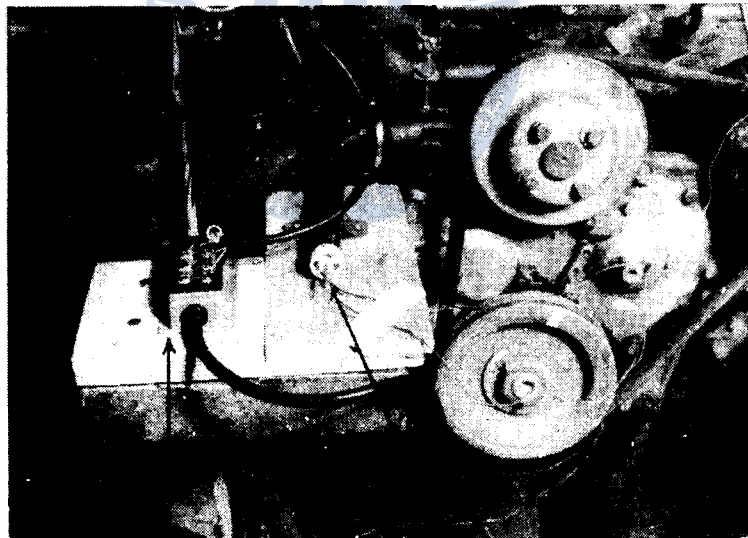
자) 데이터再生

Oscillograph

形 式 : Bell & Howell 5-134

速度範圍 : 0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0, 5.0, 10, 20, 50, 100 ips

記錄채널數 : 7



2

1

(1) The LVDT to measure the rack displacement

(2) The instrument to measure the chamber pressure

Fig. 12. Measuring instruments to measure the rack, displacement and the chamber pressure displacement of rack and the pressure of chamber

3.2 實驗方法

(1) 調速機, 噴射원프의 可動部 等價粘性係數 K_d 의 測定

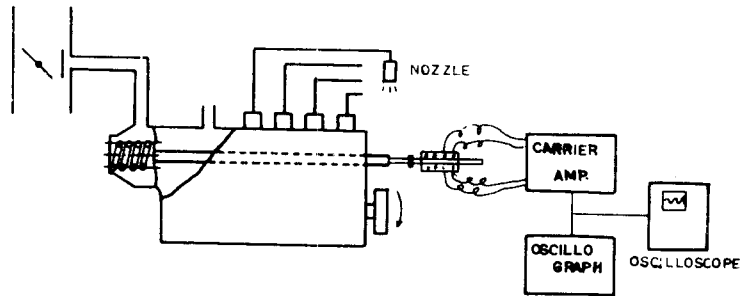


Fig. 13. Test equipments to measure the damping coefficient of control rack

可動部 等價粘性係數를 測定키 爲하여 엔진을 電動機에 連結시키고 燃料을 엔진의 外部에서 噴射 시켜 實驗하였다.

엔진을 800~1400 rpm 의 範圍로 運轉시키면서 燃料調節棒에 一定펄스를 주어 그 變位를 直流 LVDT 로 測定하였다.

Fig. 14와 같은 線圖를 作成하여 計算한 結果 粘性係數 K_d 의 값은 엔진의 回轉數와 랙크의 位置에 關係없이 $K_d = 0.0158 (Kg \cdot sec/cm)$ 를 얻었고 「후지히라」의 實驗結果와 비슷하였다.

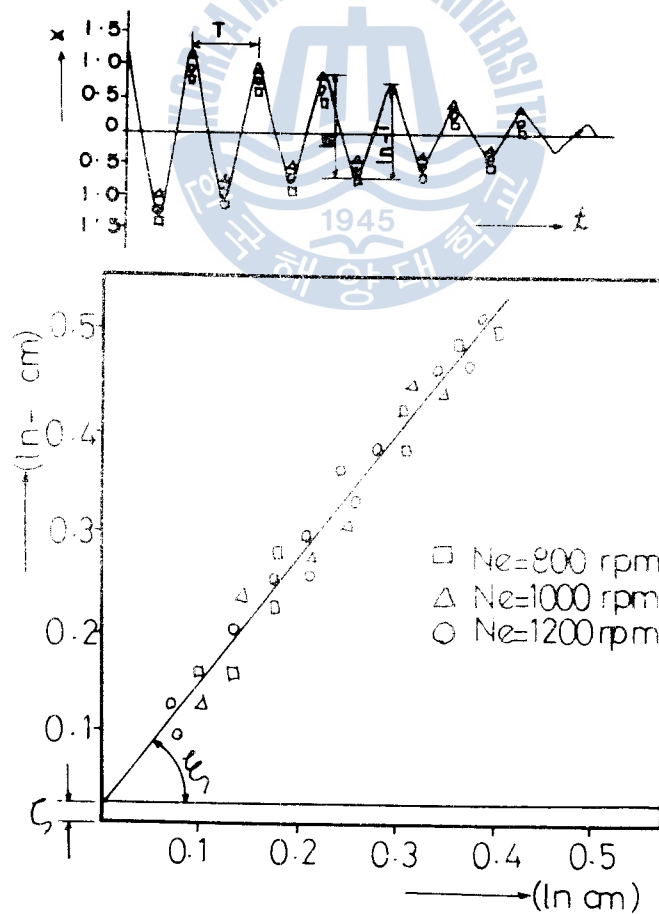


Fig. 14. Diagram of damping coefficient on control rack

Fig. 14에서 T 는 1 사이클의 周期, m_d 는 可動部 等價質量, ζ 는 l_n 축과 이루는 角度로서 $K_d = \frac{4m_d}{T} \log_e(\tan \xi)^{10}$ 의 式으로 計算하였다.

(2) 機關減衰係數 K_N 의 測定

機關減衰係數를 測定함에 있어서는 燃料의 噴射를 遮斷하고 機關을 電動機에 直結시켜 모터링 運轉을 하며 機關의 回轉數 N_E 에 對한 軸토크의 變化率을 測定한 結果는 Fig. 15와 같다.

Fig. 15에 나타난 바와 같이 $K_N = (\partial T_E / \partial N_E)_x$ 의 값은 機關回轉數가 대략 950rpm 前後을 中心으로 正負의 값이 엇갈리고 있으며 750rpm 帶에서 約 $-18 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{sec}$ 1150rpm 帶에서 約 $18 \text{ Kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{sec}$ 程度의 값을 얻었다.

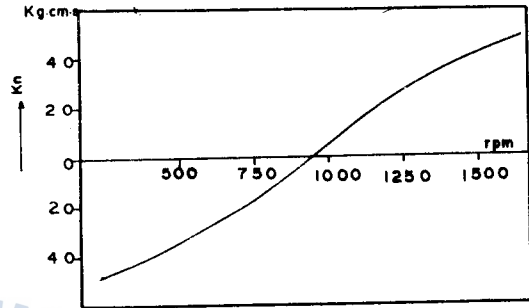


Fig. 15. Diagram of damping coefficient on engine

(3) 機關軸토크 變化率 K_x 의 測定

엔진의 모터링 運轉에 依해서 燃料調節랙에 對한 軸토크의 變化率을 測定하였다.

Fig. 16에 나타난 바와 같이 近似值로서 대략 $K_x = 1.25 \times 10^4$ 의 값을 얻었다.

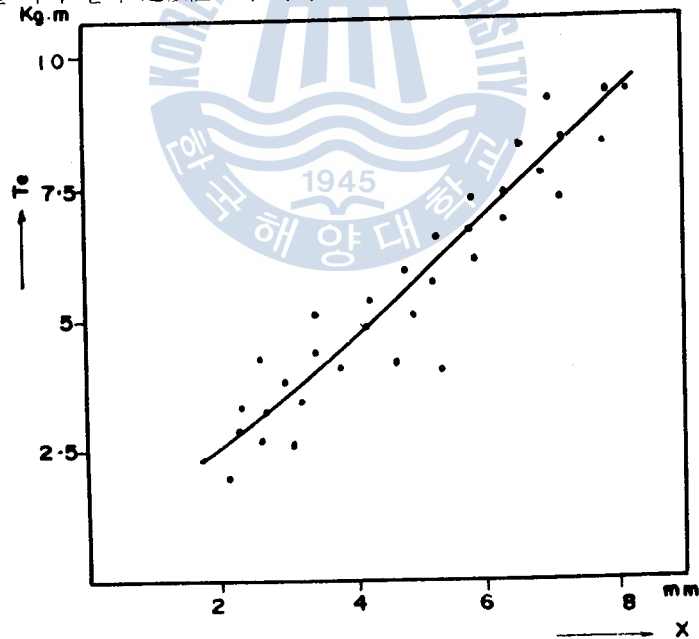


Fig. 16. Variation rate of torque according to the displacement of control rack

(4) 機關運轉實驗

機關의 運轉實驗에서는 다음과 같은 3가지의 試驗裝置를 製作하여 行하였으며 機關의 回轉數의 變更은 吸氣매니폴드에 設置된 버터플라이 밸브를 操作하여 階段特의 入力를 주었다.

가) 負壓室體積變化에 대한 影響

負壓室 體積變化에 對한 影響을 觀察키 爲해 10, 20, 30, 40, 50 cm^3 의 補助負壓室을 Fig.

17B 와 같이 製作하여 Fig. 17A 와 같이 設置했다.

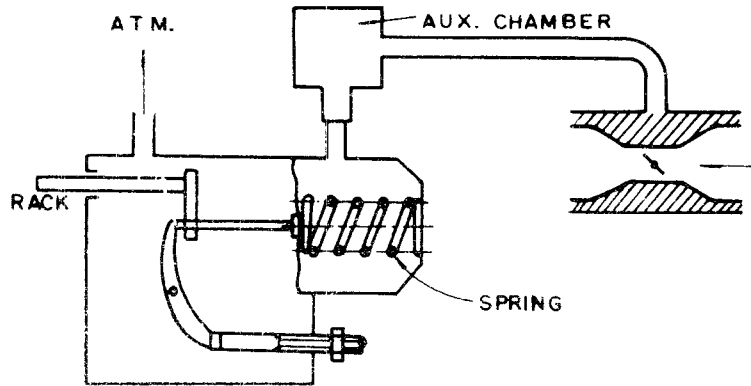


Fig. 17A. Arrangement diagram for Aux chamber

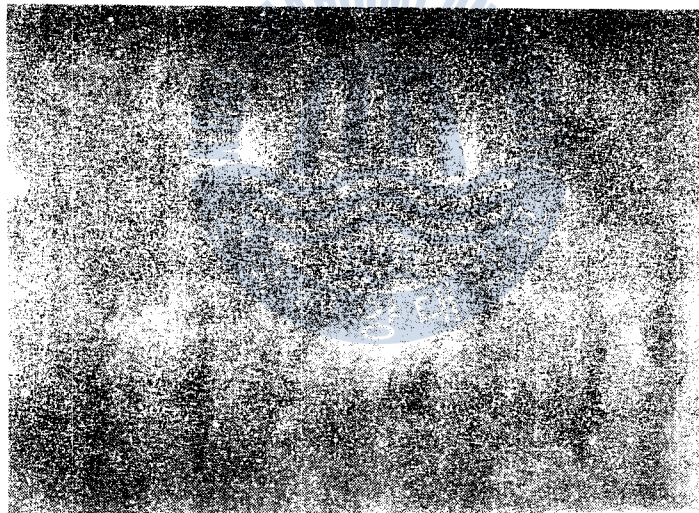


Fig. 17B. Aux chamber used in experiments

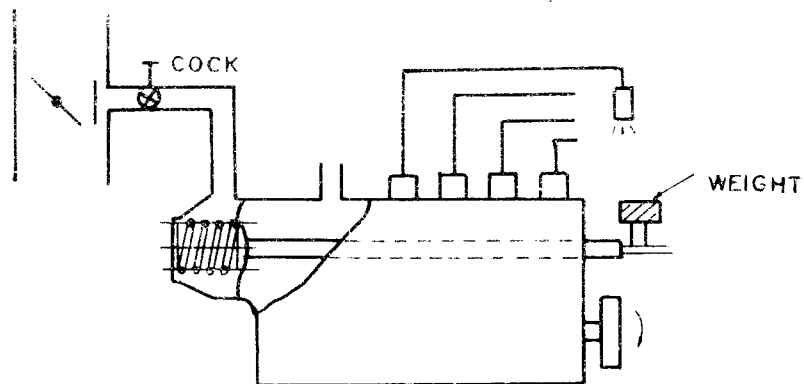


Fig. 17C. Arrangement diagram of additional weight and cock

나) 調速機와 噴射펌프 可動部の 附加質量變化에 對한 影響

調速機의 렉크의 質量을 增加시키기 爲하여 150gr, 300gr의 重量을 갖는 추를 Fig. 17C와 같이 設置하여 附加質量 變化에 對한 實驗을 行하였다.

다) 負壓管의 콕크의 開度에 對한 影響

負壓管內에 콕크를 Fig. 17C와 같이 設置하여 負壓管에 設置된 오리피스의 口徑變化에 對한 影響을 觀察하였다.

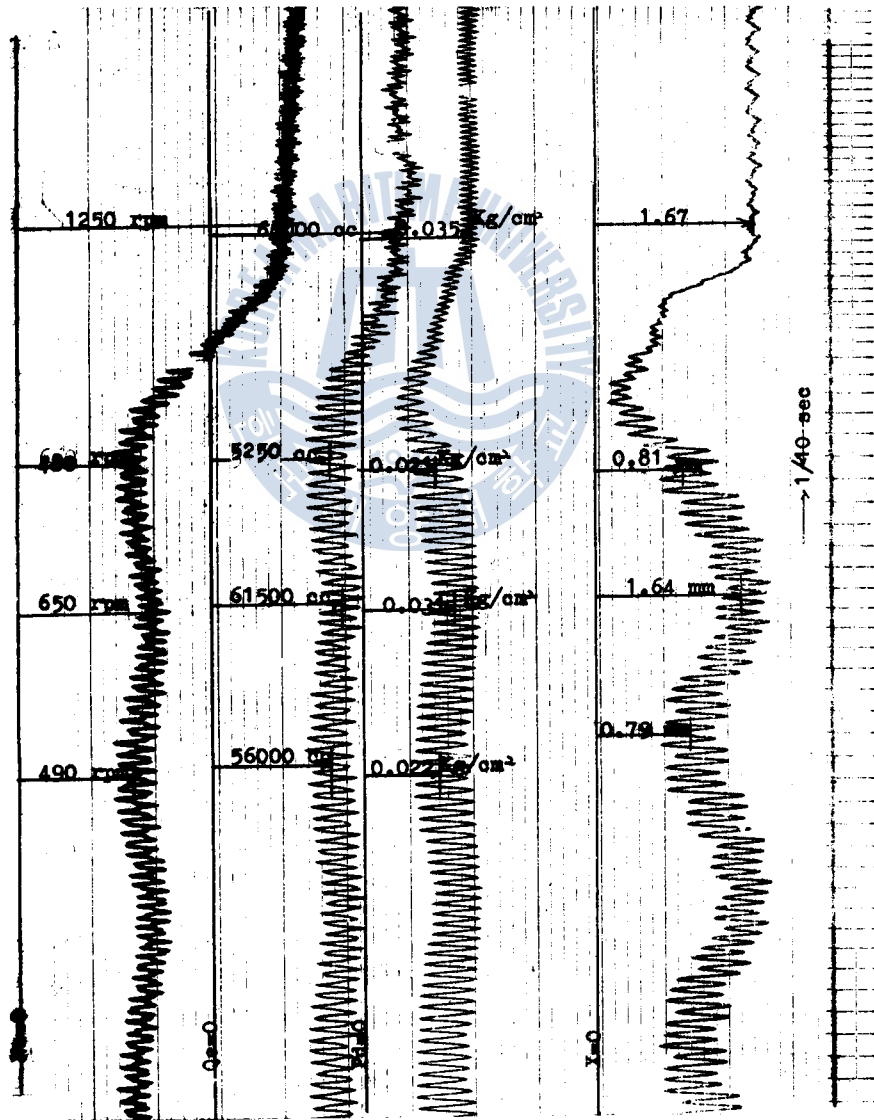


Fig. 18. Step-responses at normal condition
($N_E=700\sim 1200\text{rpm}$, $k=0.225\text{kg/cm}$, $l=50\text{cm}$)

3-3 實驗結果

Fig. 18은 機關을 基準狀態로 運轉하면서 回轉數를 700rpm 帶에서 1200rpm 帶로 階狀狀入力을 受 有을 時의 運轉記錄의 一部를 나타내고 있다. 750rpm 帶에서는 1.7~2 Hz 의 周期로 回轉數의 變動이 有다가 1200rpm 帶에서는 安定되는 것을 알 수 있다.

實驗結果를 Fig. 19A, Fig. 19B 와 같이 整理할 수 있는데 回轉數 750rpm 帶에서는 回轉數 變動이 約 85rpm, 랙크가 約 0.4mm 의 振幅으로 變하며 回轉數 1450rpm 帶에서는 回轉數 變動이 20rpm, 랙크의 變位가 0.2mm 의 振幅으로 變하고 있어 1次현탕 領域과 2次현탕 領域으로 區分됨을 알 수 有다.

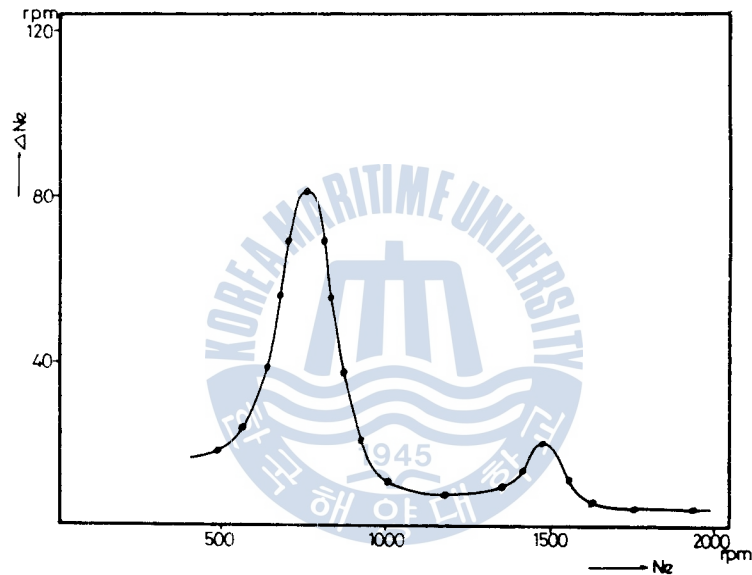


Fig. 19A. The revolution variations to each mean rpm at normal condition

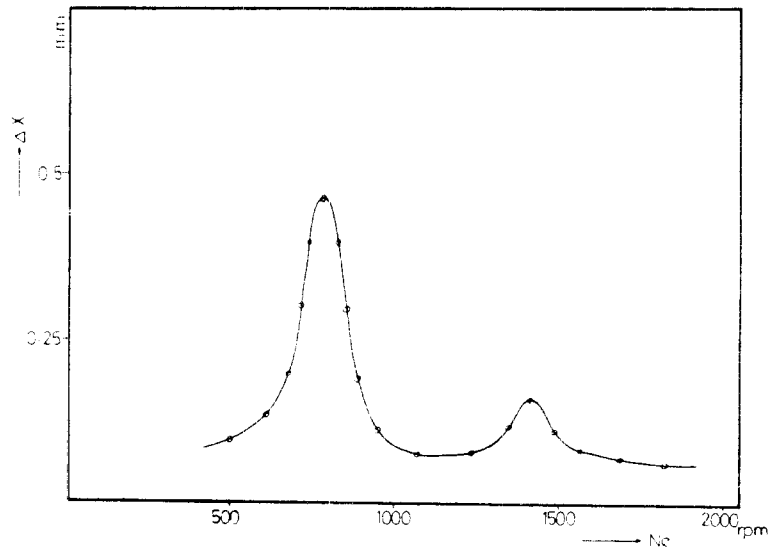


Fig. 19B. The rack displacement variations to each mean rpm at normal condition

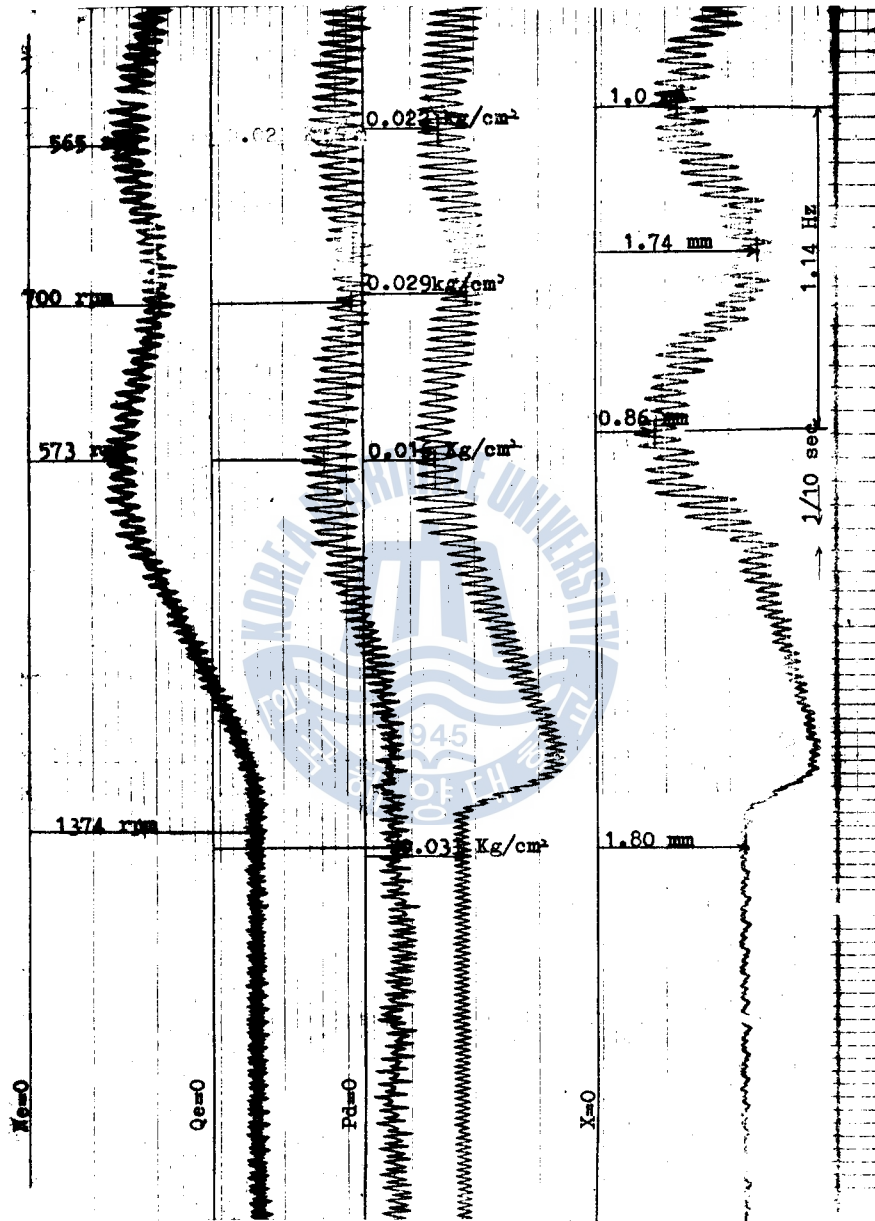


Fig. 20A. Step-responses at $V=80\text{cm}^3$ ($N_E=700\sim 1200\text{rpm}$)

(1) 負壓室體積의 影響

補助負壓室을 利用하여 負壓室의 體積을 變化시키며 回轉數를 700rpm 帶에서 1200rpm 帶로 變化시켰을 때의 過度應答中에서 負壓室體積이 80cm^3 때와 100cm^3 때의 記錄의 一部分이 Fig. 20A, Fig. 20B에 나타나 있다.

Fig. 21A 와 Fig. 21B는 負荷空 體積別 回轉數 變動 및 백크의 變位를 나타낸 것으로서 750rpm 帶에서는 回轉數變動이 55~80rpm, 백크의 變位가 0.3~0.4mm의 振幅으로 變하고 있으며 1450rpm 帶에서는 負荷空의 體積이 80cm³ 以上の 時에 回轉數 및 백크의 變動振幅이 작아지면서 2次원형現象이 減少되는 것을 알 수 있다.

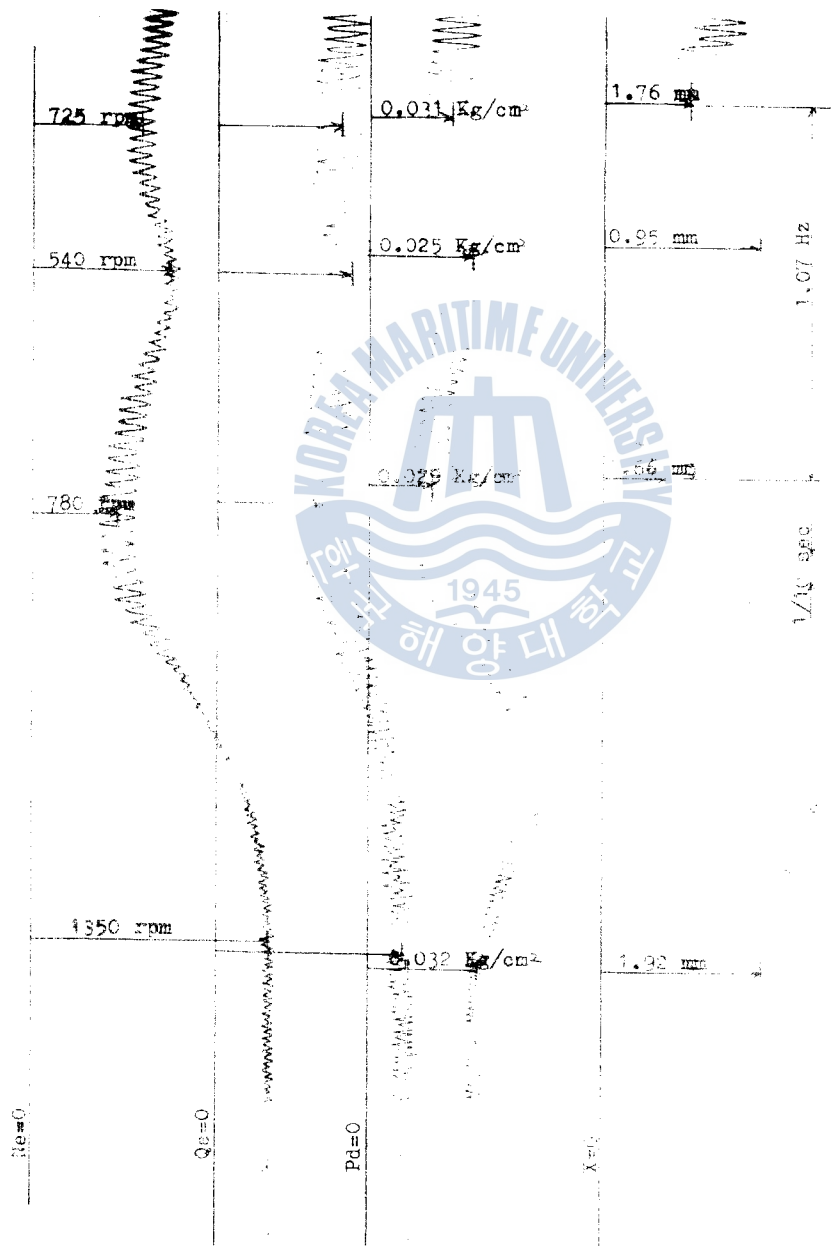


Fig. 20B. Step-response ($V = 100\text{cm}^3$, $N_T = 720 \sim 1450\text{rpm}$)

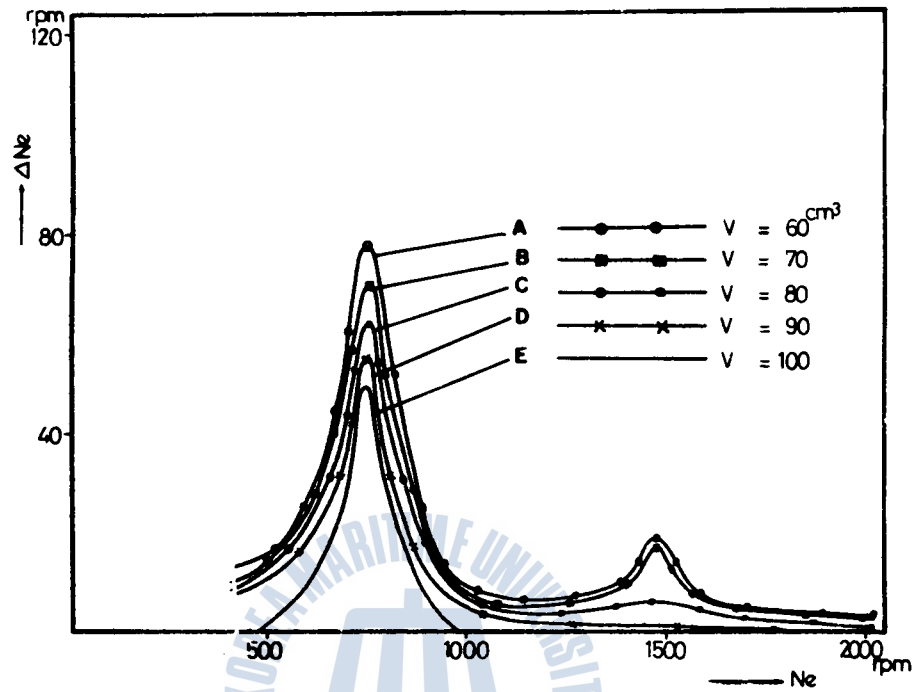


Fig. 21A. Revolution variations to mean rpm according to the changes of chamber volume

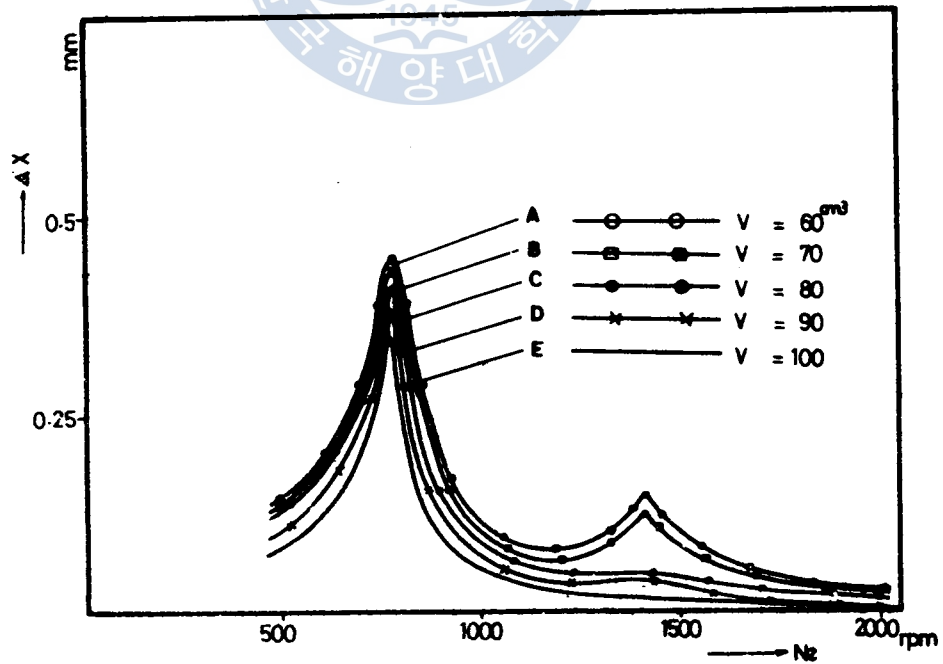


Fig. 21B. The rack displacement variation according to the volume changes of vacuum chamber

即 負壓室의 體積이 커질수록 1次현탕은 振幅을 작아지나 현탕現象은 持續되며 2次현탕은 負壓室의 時定數가 커져서 減少되는 것으로 나타났다.

(2) 可動部 附加質量의 影響

Fig. 22A, Fig. 22B 는 $1.5 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}$, $3.1 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}$ 의 附加質量을 랙크에 各各 附加시키고 機關回轉數를 700rpm 帶에서 1200rpm 帶로 階段狀入力을 주었을 때의 運轉記錄의 一部分이다. 이를 整理하면 Fig. 23A, Fig. 22B 와 같으며 750rpm 帶에서는 回轉數 變動이 60~90rpm, 랙크의 變位가 0.4~0.7mm의 振幅으로 變하고 있으며 1450rpm 帶에서도 回轉數가 30rpm, 랙크가 0.3mm 정도의 振幅으로 變하고 있음을 알 수 있다.

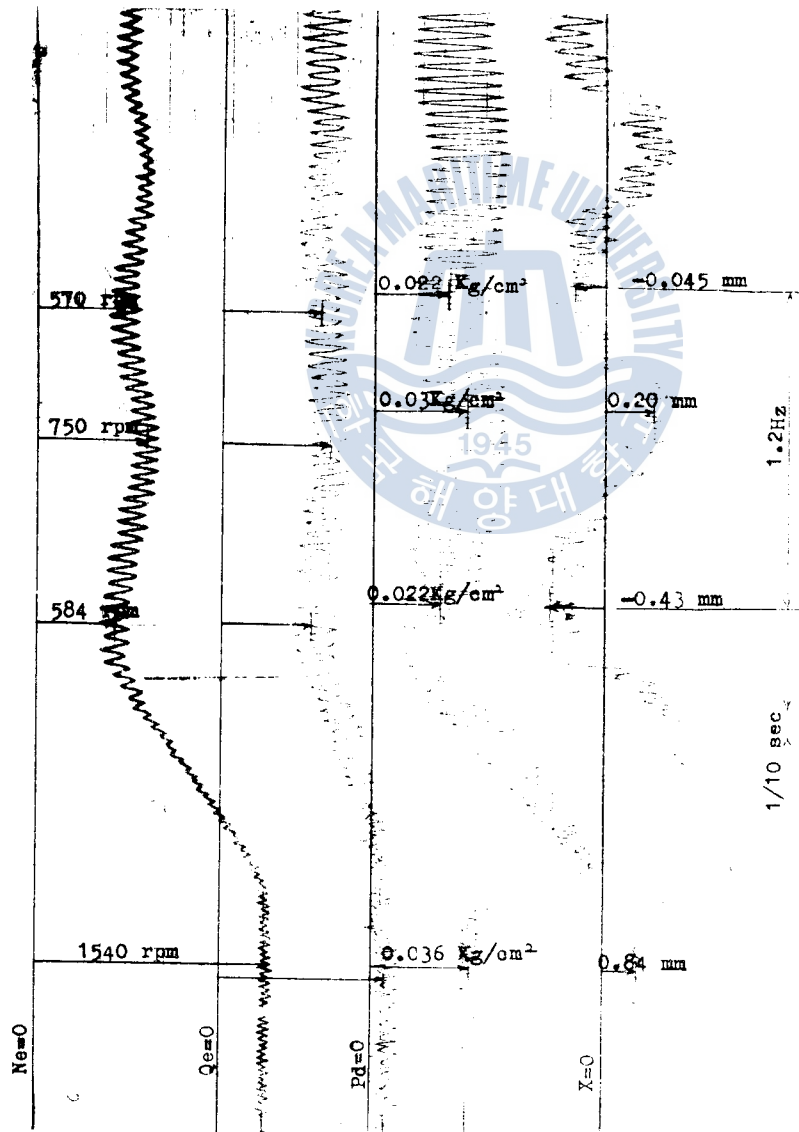


Fig. 22A. Stop responses at $M_L = 0.458 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}$

即 可動部의 質量이 增加함에 따라 回轉數 및 렉크의 變動振幅이 커져서 1次현팅은 더욱 심해지게 되며, 2次현팅은 可動部의 質量이 가벼워질수록 粘性減衰係數比 ζ 의 값이 커져서 현팅現象이 減少하는 것으로 生覺된다.

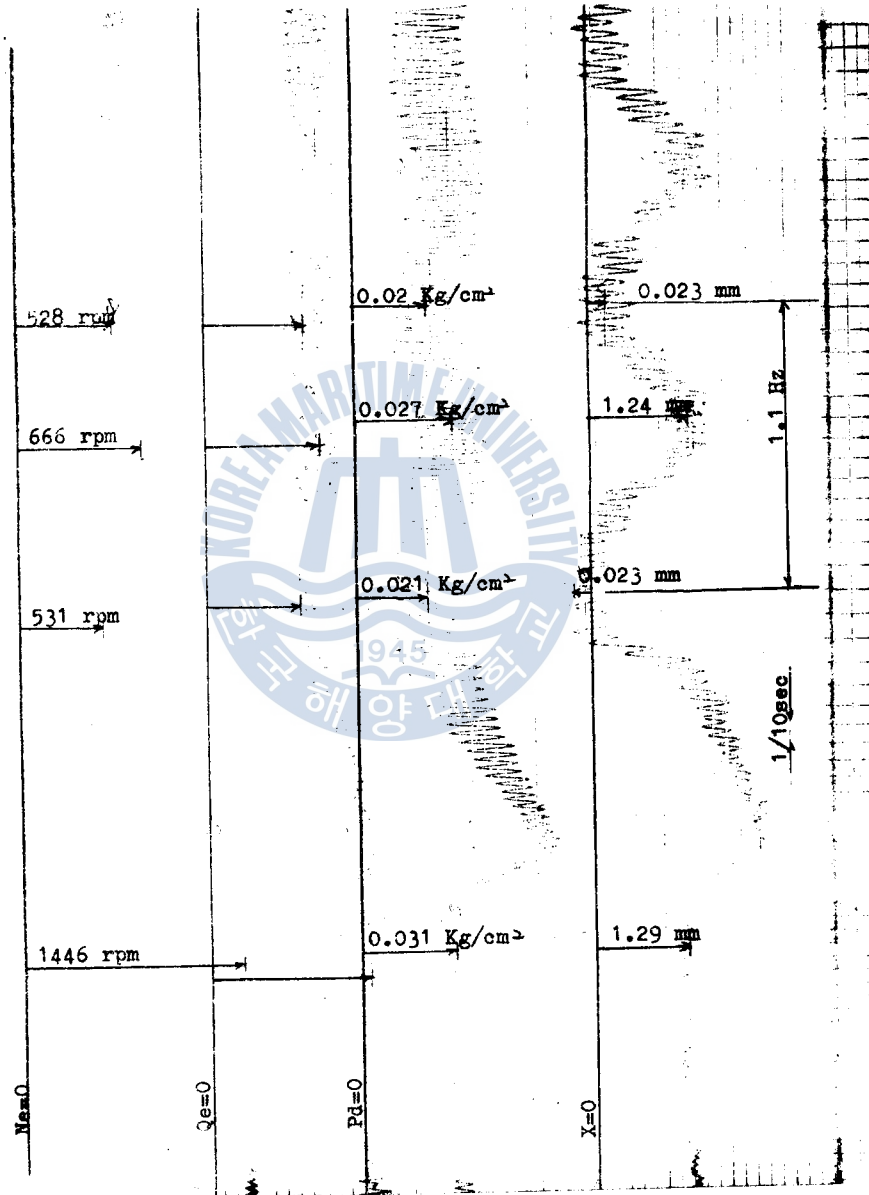


Fig. 22B. Step-responses at $M_d = 0.615 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{cm}$

(3) 負壓管에 設置한 콕크의 開度에 依한 變化

負壓管斷面積 變化에 依한 影響을 觀察키 爲하여 負壓管에 콕크를 設置하여 콕크의 開度를 70%, 40%, 20%로 變更하면서 實驗한 結果의 一部를 Fig. 24A, Fig. 24B, Fig. 24C에 나타내었다.

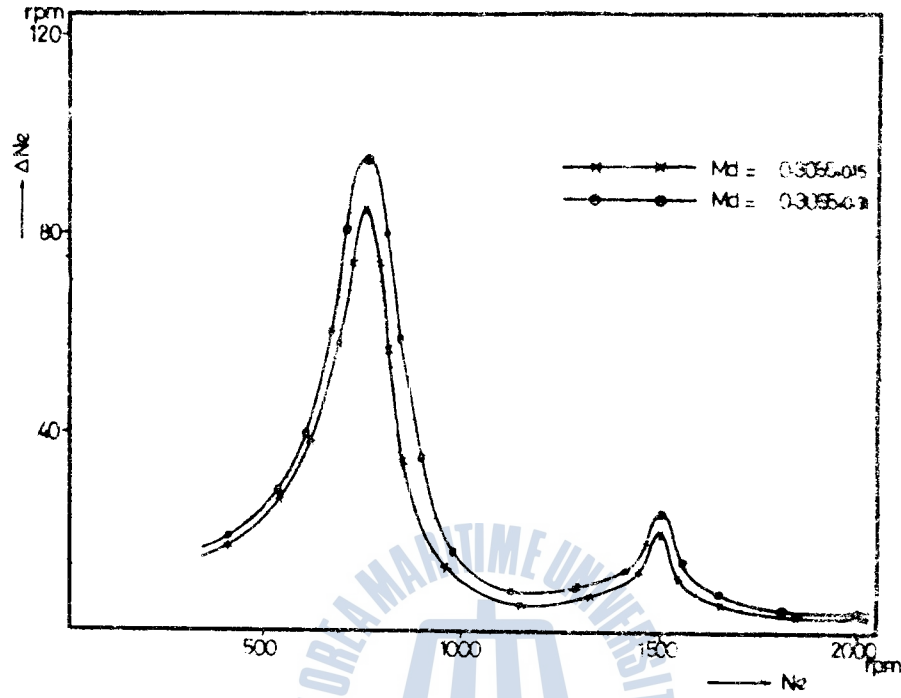


Fig. 23A. Revolution variations according to the to weight changes of control rack

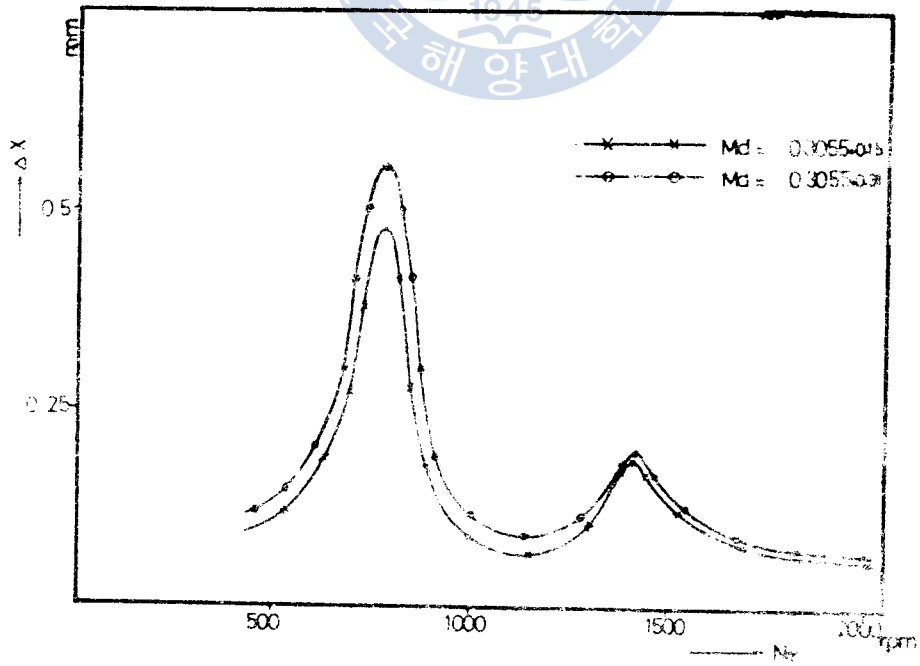


Fig. 23B. Displacement variations of rack according to the weight changes of control rack

콕크의 開度가 20%, 40%, 70%로 키짐에 따라 1次현팅 周波數는 1.07Hz, 1.3Hz, 1.5Hz로 變하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 25A, Fig. 24B는 實驗結果의 綜合으로서 콕크의 開度가 줄어들수록 1次현팅 領域에서는 回轉數 및 렉크의 變動振幅은 작아지나 현팅現象은 持續되었으며, 2次현팅은 콕크의 開度가 줄어들수록 負壓파이프系의 利得이 줄고 負壓室의 時定數가 커져서 減少됨을 알 수 있다.

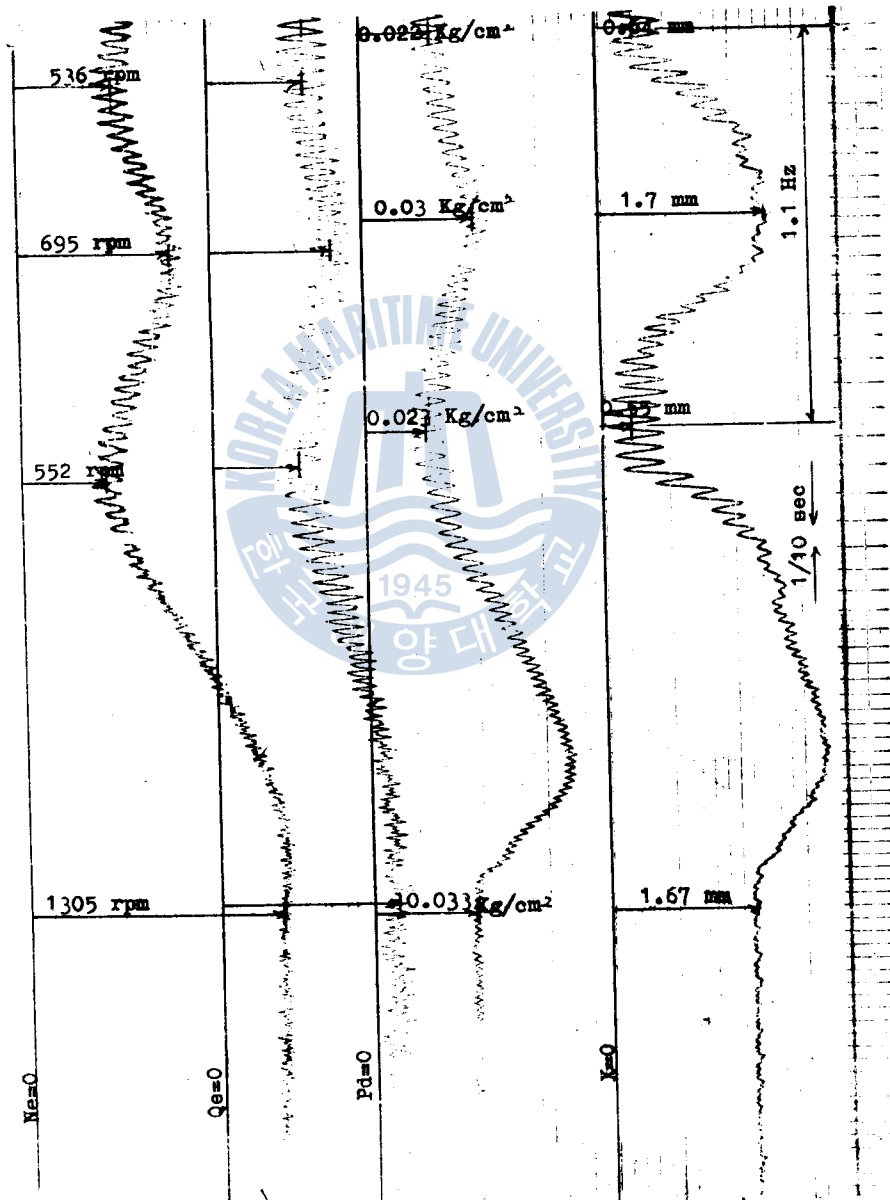


Fig. 24A. Step-responses at 20% of cock opening

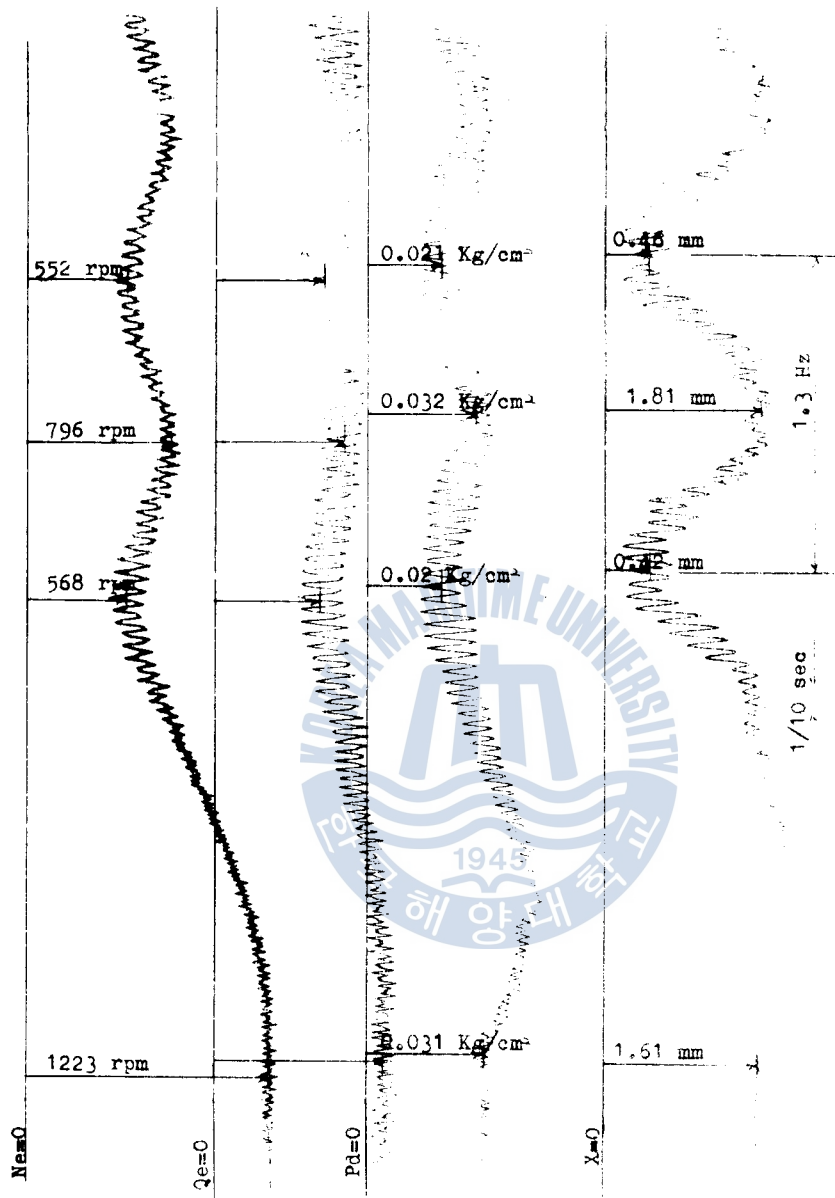


Fig. 24B. Step-responses at 40% of cock opening

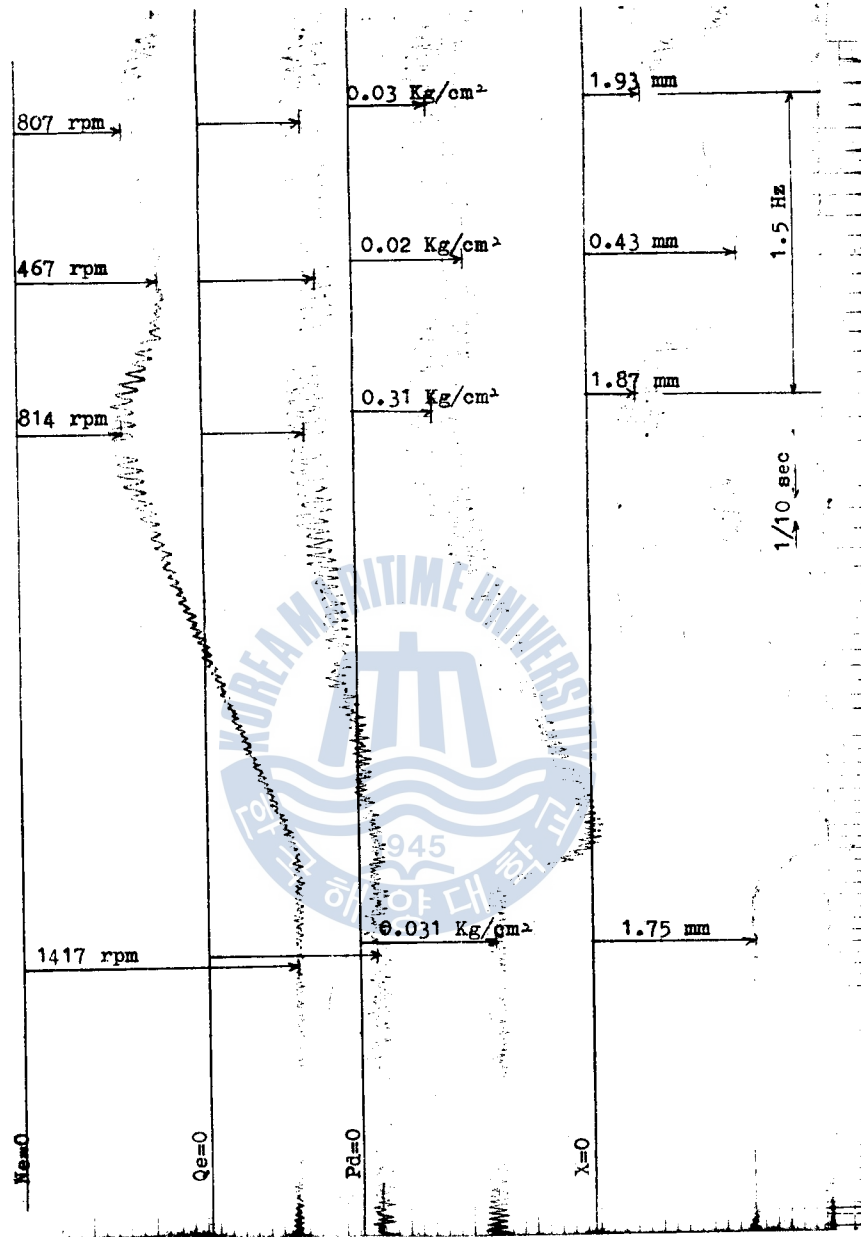


Fig. 24C. Step-responses at 70% of cock opening

3.4 數值計算

數值計算은 디젤機關의 速度制御系의 安定性을 追跡하기 爲하여 「후르비츠」의 安定性 判別法으로 檢討해 보기로 한다.

制御系가 安定되기 爲한 必要充分條件은 $A_i > 0 (i=1\sim 5)$ 가 되어야 하며 또한 「후르비츠」의 行列

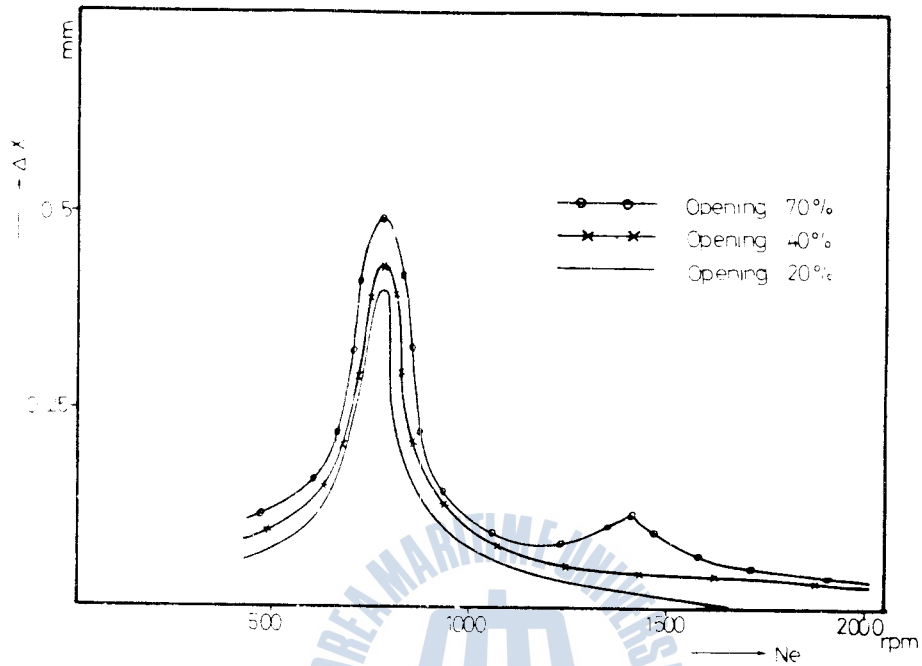


Fig. 25A. Rack displacement the changes of according to cock opening

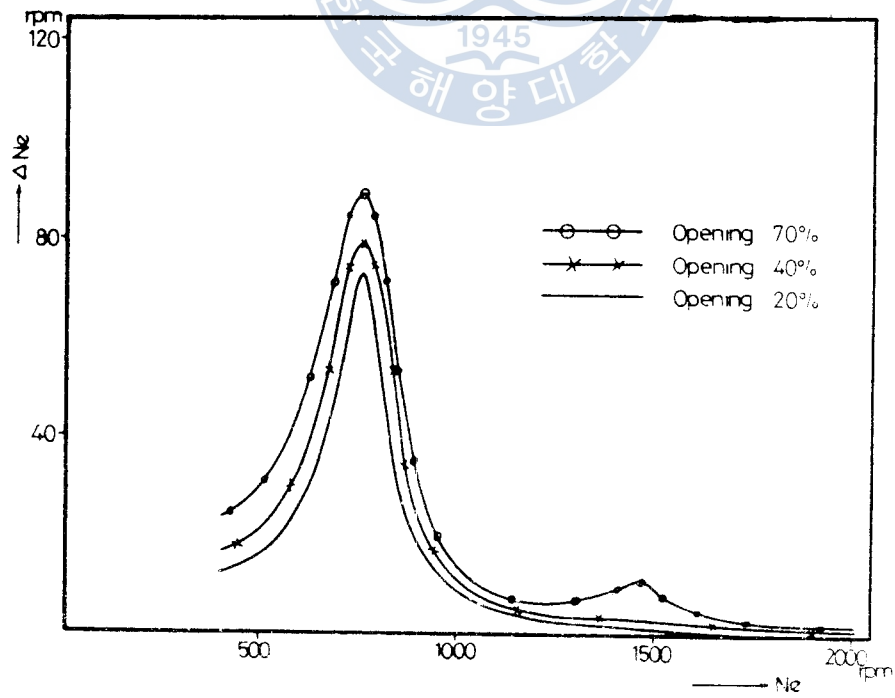


Fig. 25B. Revolution deviation according to the changes of cock opening

式 $H_i > 0 (i=2 \sim 4)$ 가 모두 正이 되어야 한다.

制御系의 行列式의 값이 正이 되는 條件은 다음과 같다.

$$H_2 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 \\ A_0 & A_2 \end{vmatrix} = A_1 A_2 - A_0 A_3 > 0 \dots\dots\dots (37)$$

$$H_3 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & A_5 \\ A_0 & A_2 & A_4 \\ 0 & A_1 & A_3 \end{vmatrix} \\ = A_1 A_2 A_3 + A_0 A_1 A_5 - A_0 A_3^2 - A_1^2 A_4 \\ = A_3 H_2 + A_1 (A_0 A_5 - A_1 A_4) > 0 \dots\dots\dots (38)$$

$$H_4 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & A_5 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & A_5 \\ 0 & A_0 & A_2 & A_4 \end{vmatrix} \\ = A_1 A_2 A_3 A_4 + 2 A_0 A_1 A_4 A_5 + A_0 A_2 A_3 A_5 \\ - A_1^2 A_4^2 - A_1 A_2^2 A_5 - A_0 A_3^2 A_4 - A_0^2 A_5^2 > 0 \dots\dots\dots (39)$$

以上 (37) 式, (38) 式, (39) 式과 (35) 式의 $A_i (i=0 \sim 5)$ 의 特性方程式의 係數 및 「후르비츠」의 行列式 $H_i (i=2 \sim 4)$ 의 符號를 判別하는 計算프로그램을 作成하였다.

(1) 入力데이터

入力데이터의 作成에는 實際 機關을 分解하여 機關軸, 피스톤, 콘벡팅로드 등을 測定하였으며 調速機와 噴射펌프의 可動部를 分解測定하였다.

또한 其他 係數를 推定키 爲하여는 Fig. 13에서 Fig. 17C 와 같은 實驗을 하여 綜合한 結果는 아래 와 같으며 數值計算에서 이들의 값을 利用하였다.

Table 1. Data for Stability calculation

Symbol	Dimenson	Data
V_0	cm ³	50~100
J	kg · cm · sec ²	3.173
R_P	kg · sec/cm ⁴	2.5032×10^{-3}
R_C	kg · sec/cm ³	$5.7 \times 10^{-4}, 5.3 \times 10^{-4}, 5.2 \times 10^{-4}$
ρ_0	kg · sec ² /cm ⁴	1.13×10^{-7}
C_S		0.8
A_d	cm ²	9.5
A_P	cm ²	1.767
l	cm	50
η_0		1.4

P_d	kg/cm ²	0.86
k	kg/cm	0.225
K_d	kg·sec/cm	0.0158
K_N	kg·cm·sec	-18(low speed), 18(medium speed)
K_X	kg·cm/cm	1.25×10^4
V_E	cm ³	2.775
i		4
C_V		0.86
A_V	cm ²	79.44
γ_a		0.8
N_E	rpm	750(low speed), 1350(medium speed)
m_d	kg·sec ² /cm	$0.3055 \times 10^{-3} \sim 0.6155 \times 10^{-3}$

實際의 計算에서는 機關의 基準狀態의 값으로 부터 負壓室體積 變化를 $V_0=60, 70, 80, 90, 100$ cm³, 附加質量 變化는 $m_d=0.3055+0.15, 0.3055+0.31$ kg·sec²/cm를 利用하였으며 오리피스開度에 依한 變化는 $Rc = \alpha c \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \alpha_n^2$ *2에서 計算하여 $Rc=5.7 \times 10^{-4}, 5.3 \times 10^{-4}, 5.2 \times 10^{-4}$ kg·sec/cm³의 값을 代入하였으며 機關減衰係數 K_N 의 값은 低速에서 -18 kg·cm·sec의 값 中速에서 18 kg·cm·se의 값을 代入하여 計算하였다.

(2) 負壓室의 體積變化的 影響

Table 2 및 Table 3에서 알 수 있듯이 負壓室의 體積變化는 1次현탕, 即 低速현탕에서는 影響을 주지 못하며 負壓室의 體積이 80cm³ 以上에서는 安定한 것으로 判別되고 있어 實驗結果(Fig. 20A~ Fig. 21B)와 一致되고 있다.

Table 2. First hunting domain(650~950rpm)

V_0 (cm ³)	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	H_2	H_3	H_4	Remarks
50	+	+	+	+	-	+	+	+	-	unstable
60	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
70	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
80	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
90	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
100	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"

(3) 調速機可動部 附加質量의 影響

調速機 可動部에 附加質量을 달았을 때는 低速현탕에는 影響을 주지 못하고 $m_d=5.5 \times 10^{-4}$ kg·sec²/cm 以上일 때 中速領域에서 安定한 것으로 나타났으며 그 結果는 Table 4 및 Table 5 와 같다.

* 2: 附錄參照 文獻(27)

Table 3. Second hunting domain(1350~1600rpm)

$V_0(\text{cm}^3)$	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	H_2	H_3	H_4	Remerk
50	+	+	+	+	+	+	+	+	-	unstable
60	+	+	+	+	+	+	+	+	-	"
70	+	+	+	+	+	+	+	+	-	"
80	+	+	+	+	+	+	+	+	+	Stable
90	+	+	+	+	+	+	+	+	+	"
100	+	+	+	+	+	+	+	+	+	"

Table 4. First hunting domain(650~870rpm)

m_d ($\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}$)	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	H_2	H_3	H_4	Remerks
2.0×10^{-4}	+	+	+	+	-	+	+	+	-	unstable
2.5×10^{-4}	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
5.5×10^{-4}	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
7.0×10^{-4}	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"

Table 5. Second hunting domain(1250~1550rpm)

m_d ($\text{kg}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}$)	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	H_2	H_3	H_4	Remarks
2.0×10^{-4}	+	+	+	+	+	+	+	+	+	Stable
2.5×10^{-4}	+	+	+	+	+	+	+	+	+	"
5.5×10^{-4}	+	+	+	+	+	+	+	+	-	unstable
7.0×10^{-4}	+	+	+	+	+	+	+	+	-	"

(4) 負壓파이프의 콕크開度에 의한 影響

負壓파이프에 設置한 콕크의 開度에 의한 影響은 1次領域에서는 影響이 없었으며 2次領域에서는 開度 70%에서 不安定한 것으로 나타났다.

實驗結果에서는 콕크의 口徑이 작아질수록 安定한 것으로 되어 計算結果와 잘 一致되었다.

Table 6. First hunting domain(630~950rpm)

Opening of cock (%)	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	H_2	H_3	H_4	Remark
20	+	+	+	+	-	+	+	+	-	unstable
40	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"
70	+	+	+	+	-	+	+	+	-	"

Table 7. Second hunting domain(1350~1650rpm)

opening of C _{pck} (%)	A ₃	A ₁	A ₂	A ₄	A ₅	A ₆	H ₂	H ₃	H ₄	Remarks
20	+	+	+	+	+	+	+	+	+	Stable
40	+	+	+	+	+	+	+	+	+	"
70	+	+	+	+	+	+	+	+	-	unstable

4. 結果 및 考察

Fig. 26은 負壓파이프의 길이 $l=15$ m인 경우 750 rpm帶에서의 記錄이다.

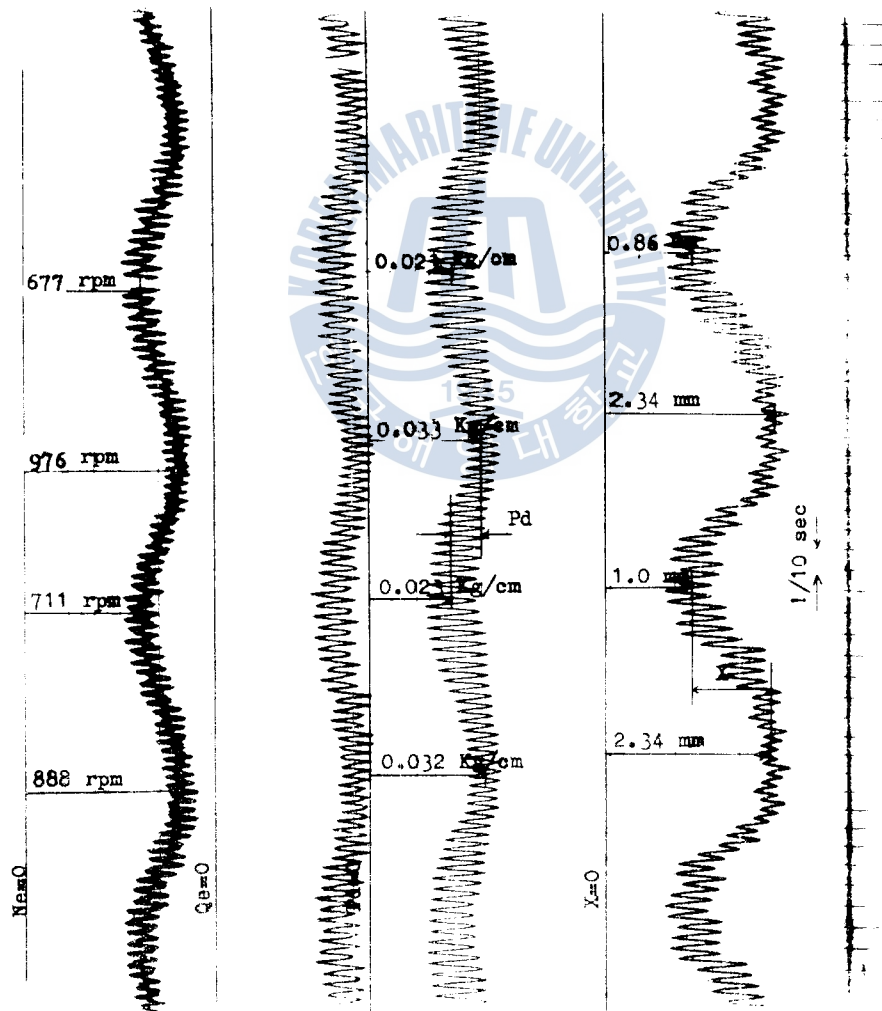


Fig. 26. Step-responses at negative value of K_N ($k=0.225$ kg/cm, $l=15$ m, $N_E=813$ rpm)

Fig. 26에 나타난 바와 같이 헛팅發生時의 ΔP_d 의 변화와 Δx 의 변화를 比較하여 보면 回轉數 711 rpm 帶에서 랙크의 變位 Δx 는

$$\Delta x = 2.34 - 1.0 = 1.34 \text{ mm}$$

負壓의 變化量 ΔP_d 는

$$\Delta P_d = 0.032 - 0.023 = 0.009 \text{ kg/cm}^2$$

程度로 變하고 있다.

空氣式調速機가 그 構造上 벤츄리部 壓力의 變動에 依한 負壓室의 壓力變化에 依하여 作動되는 것은 事實이지만 特定回轉數 範圍에서는 微小한 負壓室 壓力에 依해 랙크의 變位가 커지고 있어 調速機 自體가 어떤 要因에 依해 發振하는 것으로 生覺된다.

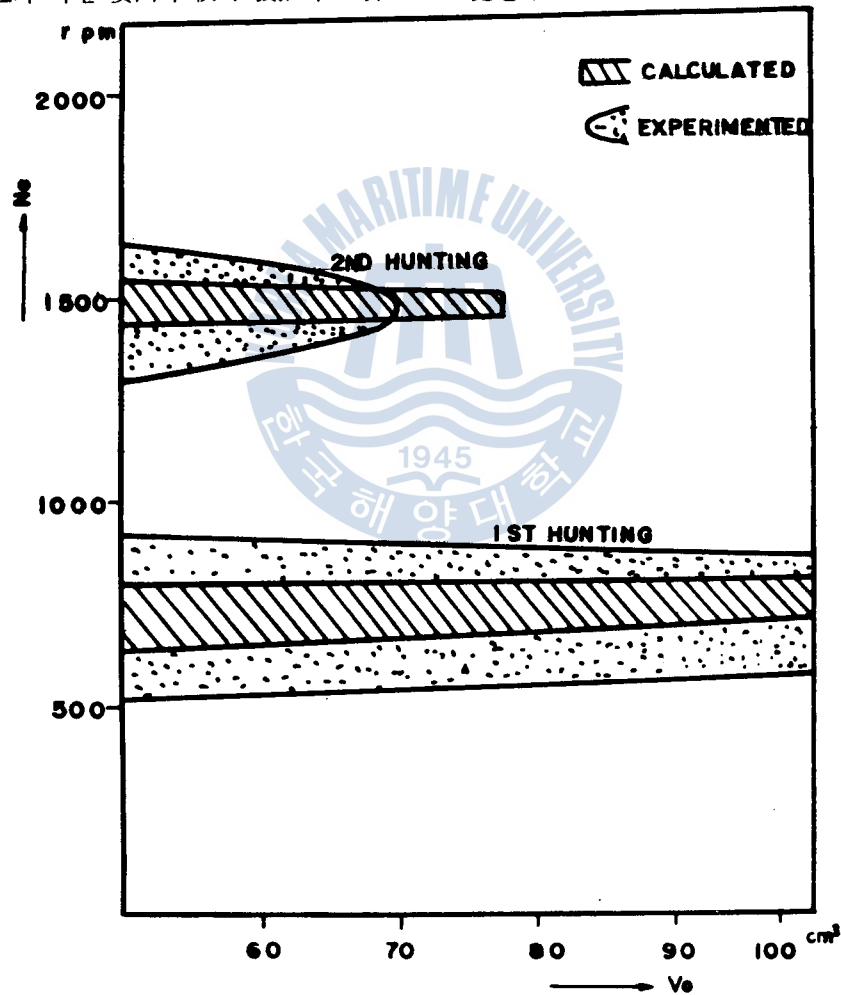


Fig. 27. Hunting domain according to the changes of chamber volume

發振하게 되는 要因은 強制振動에 依한 共振과 自勵振動으로 볼 수 있는데, 調速機의 作動範圍內에서는 共振은 機關使用範圍內에 들지 않으므로 共振에 依한 헛팅은 고려하지 않아도 된다.

Fig. 5 와 Fig. 6에서 알 수 있듯이 機關減衰係數 K_v 이 대략 950rpm 을 中心으로 低速에서는 負의 값 中速領域에서는 正의 값을 갖는 것으로 測定되었다. K_v 의 값이 負의 값을 갖는 低速領域에서는 實驗結果(Fig. 18A~Fig. 25C)와 數值計算에서 알 수 있듯이 制御系에 正의 피드백으로 인해 誘起되는 自動振動이므로 이를 防止할 수 있는 方法을 찾지 못하고 있으며, 中速領域에서는 負壓室의 時定數와 機關減衰係數 ζ 의 값 등이 커져서 實際는 負의 피드백이 되지만 設計, 組立等의 잘못으로 인해 헌팅이 發生한다. Fig. 27에서 알 수 있듯이 負壓室의 體積이 80cm³ 以上에서는 헌팅現象이 解消되고 있다. 또한 調速機 可動部의 質量에 依한 變化는 Fig. 28에서 알 수 있듯이 定規狀態의 可動部 等價質量 $m = 0.3055 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$ 以上에서는 不安定狀態로 되는데 이는 等價質量의 增加와 함께 ζ 의 값이 작아져서 系統의 減衰力이 작아지기 때문이다. 또한 Fig. 29에서 알 수 있는것은 폭크의 開度가 줄어들므로서 負壓파이프系의 利得이 縮少되고 負壓室의 時定數는 커지므로 2次헌팅이 減少되고 있다.

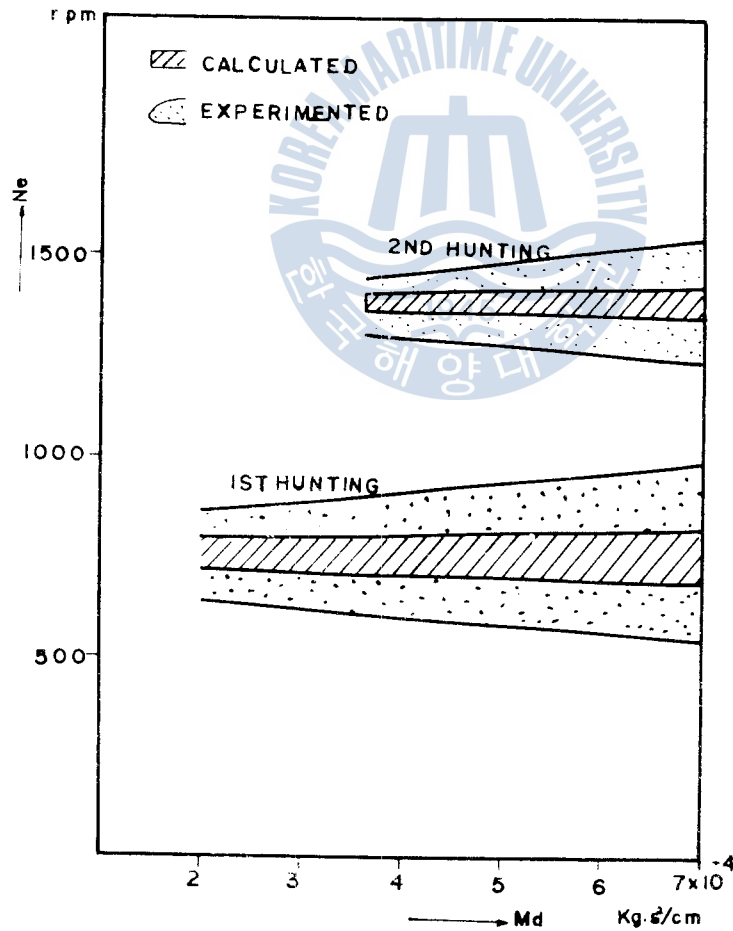


Fig. 28. Hunting domain according to the changes of control rack weight

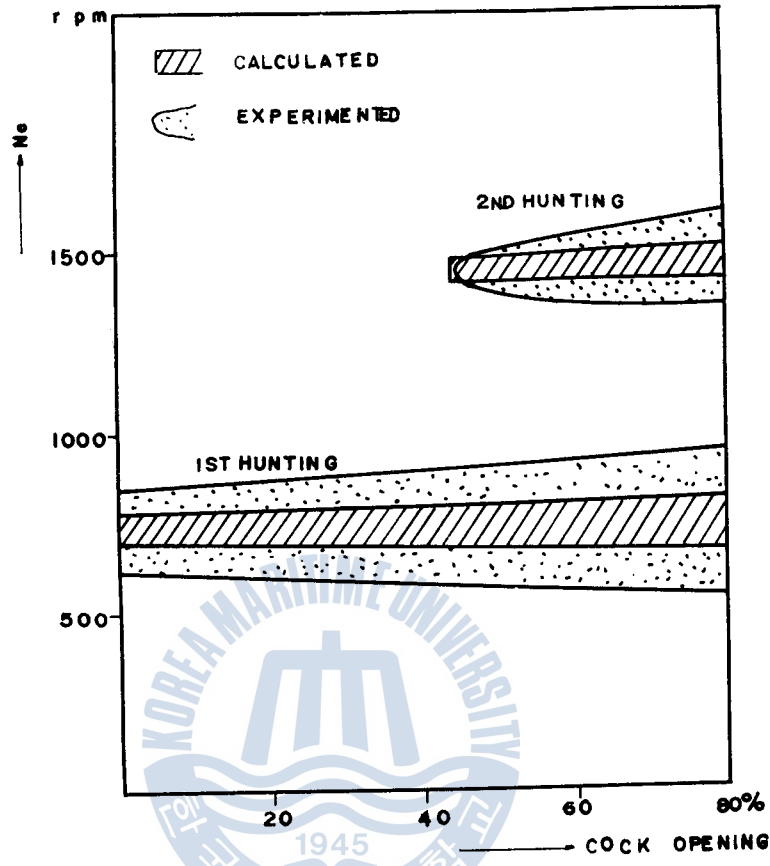


Fig. 29. Hunting domain according to the opening of cock

5. 結 論

空氣式 調速機를 採用한 디젤機關에서는 調速機가 어떤 回轉數 範圍에서 發振하여 調速機能을 잃게 되어 發生된다고 보여진다.

機關減衰係數 K_N 이 負의 값을 갖는 低速領域에서는 負壓室의 體積變化, 調速機 可動部의 等價質量의 變化, 負壓파이프의 콕크의 開度에 關係없이 헌팅現象은 解消되지 않는데 이는 調速機 自體의 問題라기 보다는 디젤機關의 特性, 即 機關減衰係數 K_N 의 값이 負가 되어 制御系에 正의 피드백을 주기 때문에 現在로서는 防止할 수가 없다.

또한 中速領域에서의 2次헌팅問題는 實驗 및 理論적으로 觀察하였듯이 條件의 變化에 依하여 緩和對策이 可能하며 主原因은 設計, 製作 및 組立의 잘못에 起因한다고 보여진다.

實際의 엔진에서 2次헌팅을 막을 수 있는 對策으로서는

- 1) 負壓室의 體積을 크게한다.

- 2) 調速機 및 噴射펌프의 可動部의 等價質量을 줄인다.
 - 3) 負壓파이프의 오리피스의 口徑을 줄인다.
- 等이 可能하다.

本 研究에서는 制御理論을 線型化하여 實際의 實驗과는 部分的으로 一致하지 않는 것으로 生覺하며 次後의 研究에서는 乾性摩擦, 負壓파이프內의 壓縮性氣體 等에 依한 非線型 理論을 導入하여 보다 精度가 높은 研究가 이루어져야 할 것이다.

參 考 文 獻

1. R. Oldenburger "Hydraulic Speed Governor With Major Governor Problems Solved" Trans, ASME, Ser-D, 1965, 3.
2. C. R. Webb "The Pneumatic Governor" Auto, Engr, 47-4, 1957.
3. P. H. Schweitzer "Engine Stalling" Auto Engr, 44-7, 1954.
4. A. F. D'Souza, R. Oldenburger "Dynamic Response of Fluid Lines" Trans, ASME, 86, Ser. D-4, 1964, 9.
5. F. T. Brown "The Transient Response of Fluid Lines" Trans, ASME, 86, Ser. D-4, 1962/12.
6. 河津碩 "自動制御工學" 韓國海洋大學 海事圖書出版部, 1976.
7. 南百基·孫炳鎭 "自動制御" 文運堂, 1971.
8. Benjamin C. Kuo "Automatic Control Systems" Prentice-Hall, Inc, 1967.
9. J. E. D'Azzo, C. H. Houpis "Feedback Control System Analysis and Synthesis" McGraw-Hill 1960.
10. 松村文夫 "自動制御" 朝倉書店, 1979.
11. 大島康次郎 "自動制御" 共立出版社, 昭和54/2.
12. 高橋利衛 "內燃機關調速의 프로세스다이내믹스" 機械の研究, 12-1, 1960.
13. R. Oldenburger "調速機一たの生いたちと將來(伊澤譯)" 日本機械學會誌, Vol. 08-552, 1965.
14. 藤平右近 "ディーゼルエンジン用燃料噴射系における安定問題" 內燃機關 4-7, 1965.
15. 高橋利衛 "內燃機關の調速について" 日本機械學會誌, Vol. 62-483, 1959.
16. 石丸典生 "自動車用ディーゼルエンジンのアイドリングハンデング" 自動車技術, 19-11, 1965.
17. 瓦根厚 "機械力學" 共立出版, 昭和52/9.
18. William T. Thomson "Theory of Vibration With Application" Prentice-Hall, 1972.
19. 劉君一 "自動工學" 實學社, 1975.
20. Katsuhiko Ogata "State Space Analysis of Control Systems" Prentice-Hall, 1967.
21. 井口正三 "內燃機關講義" 養賢堂, 昭和54/1.
22. 全孝重 "船舶內燃機關講義" 韓國海洋大學 海事圖書出版部, 1976.
23. 大久保高雄 "燃料噴射裝置入門" 山海堂, 昭和55/6.
24. 田中英雄 "氣液部の理論" 船舶關係系 5, 山海堂, 昭和31.
25. Victor L. Streeter "Fluid Mechanics" McGraw Hill, 1971.
26. 原田三吉 "船舶流體力學" 水力学演習, 積書館, 昭和52.
27. 姜昌鎭·河在賢·李復復·朴善鍾 "流體力學" 文運堂, 1975.

附 錄

1. 벤츄리의 버터플라이밸브 開度에 對한 回轉數 變動率은 實驗에 依하여 다음과 같은 그래프를 얻었다.

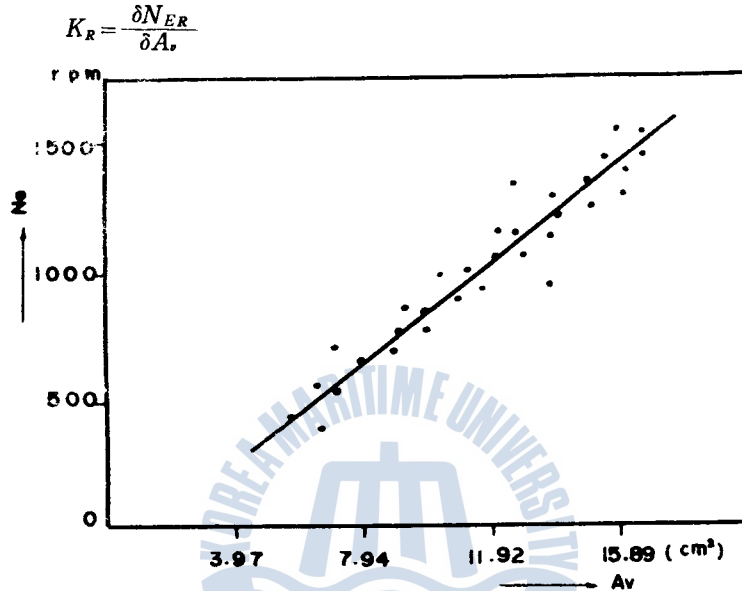


Fig. 30. Revolution deviations according to the opening of butterfly valve

2. 오리피스에 依한 壓力損失 R_c 는

$$R_c = \alpha_c \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \alpha_n^{2(1, 27)}$$

에서 $r = 1.2 \times 10^{-1} \text{kg/cm}^{2(1)}$ 이며 α_n 은 (21)式에서 定義된 音速을 나타내고, $m = \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2$ 는 負壓파이프와 오리피스의 口徑比를 表示하며 α_c 는 파이프의 中間에 오리피스를 設置할 때의 流量係數로서 m 와 α_c 의 關係는 Fig. 31와 같다.

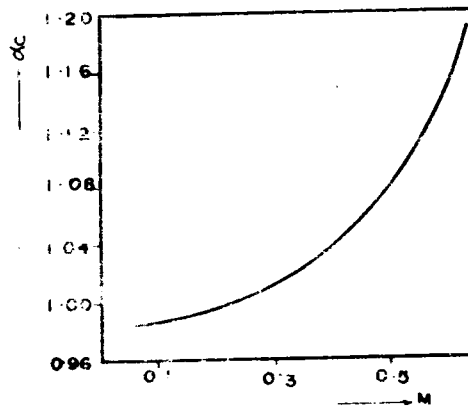


Fig. 31. Flow coefficient on orifice