

呉工業高等専門学校

研 究 報 告

第 5 卷 第 2 号

(通 卷 第 6 号)

昭和45年 3 月

(1970)

目 次

ディーゼル機関燃費特性についての考察	久保田 勲	1
Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ加工に対する適応性 (第1報) (切削抵抗・加工精度)	里 信 敏 行	7
Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ加工に対する適応性 (第2報) (工具寿命)	里 信 敏 行	13
爪 連 鎖 の 研 究	糸 島 寛 典	19
円板カムの滑り率について	糸 島 寛 典	29
4 歯車リンク機構の研究 (第2報)	糸 島 寛 典 方 岡 弁 司	41
円筒導体で共軸的に囲まれた螺旋回路の位相速度について	中 村 正 三	53
ナトリウムランプ照明下における作業能率	原 田 一 彦	57
MOSFET を用いた簡易高速乗除算器	太田垣 博 黒 瀬 能 幸	63
SF ₆ ガス中での放電特性 (第1報)	若 宮 正 明 野 村 利 英	75
交通騒音に関する研究 (第3報)	藤 井 健	81
風化花崗岩または風化土に直接基礎を用いて支持される建物の実態調査 (呉市における調査結果)	高 井 芳 治 西 村 光 正	87
鉄筋コンクリート柱の配筋方法による耐力への効果に関する実験的研究	福 原 安 洋	101
本校学生の体位・体力・運動能力についての研究 (第2報)	堀 武 夫 石 嶋 篤 司	119

ディーゼル機関燃費特性についての考察

(機械工学科) 久保田 勲

Theoretical Study upon Fuel Consumption Characteristics of a Diesel Engine

Isao KUBOTA

Regarding the relation between power and fuel consumption of a diesel engine, we introduced an experimental formula in the previous report.

Now, moreover, we made a theoretical study upon why the one and same experimental formula is not always adaptable to the whole range from extremely low load to high overload.

§ 1 緒 言

ディーゼル機関の燃料消費量と出力との関係については、前回の研究報告¹⁾において実験式の誘導を試みたが、今回は更に、何故そういう特性をえがくのか、および、極端な低負荷領域と極端な高負荷領域では、何故同一の実験式が適用されないのか、などについて、理論的な考察を加えてみることにする。

§ 2 理論的考察

ディーゼル機関の正味出力を N_e (PS)、そのときの燃料消費量を G_f (g/hr)、無負荷時の仮空燃料消費量を G_{f_0} (g/hr) とすると、実験的に次式の成立することは既に報告したとおりである²⁾：

$$G_f = G_{f_0} e^{k_1 N_e} \dots\dots\dots \textcircled{1}$$

ただし k_1 は回転数によって変化する常数である。

①式において、実際の無負荷運転時の燃料消費量の代りに、仮空燃費 G_{f_0} ³⁾ を適用せざるを得なかったのは、無負荷に近い出力領域では、同一の回転数のもとでも、 k_1 の値が異ってくるためである。また高度の過負荷領域でも同様で、実験してみると k_1 は異った数値を示すようになる。

そこでこの k_1 の性格について検討してみることにする。

いま機関の吸入空気量を G_a (kg/hr)、燃料消費量を G_f (kg/hr) とし、 dG_f の燃料が噴射されて、その中の $dG_{f_{th}}$ だけが完全燃焼をおこない、残りの $(dG_f - dG_{f_{th}})$ は不完全燃焼して煤になると仮定する。更に完全燃焼率 $dG_{f_{th}}/dG_f$ がそのときの空燃比に比例すると仮定すれば、比例常数を k_3 とし、次式が成立する：

$$\frac{dG_{f_{th}}}{dG_f} = k_3 \frac{G_a}{G_f}$$

あるいは

$$\frac{dG_f}{G_f} = \frac{dG_{f_{th}}}{k_3 G_a} \dots\dots\dots \textcircled{2}$$

したがって

$$\int \frac{dG_f}{G_f} = \frac{1}{k_3 G_a} \int dG_{fth} \therefore \ln G_f = \frac{G_{fth}}{k_3 G_a} + C \quad \text{.....③}$$

無負荷時に $G_f = G_{f0}$, $G_{fth} = G_{fth0}$ とすれば

$$C = \ln G_{f0} - \frac{G_{fth0}}{k_3 G_a}$$

したがって③式は次式のように表はされる：

$$\ln \frac{G_f}{G_{f0}} = \frac{1}{k_3 G_a} (G_{fth} - G_{fth0}) \quad \text{.....④}$$

簡単のため機関が図1に示すような理想サバテサイクルをおこなうものと仮定すると、1サイクルにおこなはれる仕事 W は次式で表はされる：

$$W = p_1 v_1 \left\{ \rho \varepsilon^{\gamma-1} \frac{\gamma}{\gamma-1} u - \frac{\rho}{\gamma-1} u^{\gamma} - \left(\rho \varepsilon^{\gamma-1} + \frac{\varepsilon^{\gamma-1} - 1}{\gamma-1} \right) \right\} \quad (\text{kg.m/kg}) \quad \text{.....⑤}$$

ただし $\rho = p_3/p_2$ (圧力比)

$u = v_4/v_3$ (縮切比)

$\varepsilon = v_1/v_2$ (圧縮比)

$\gamma = C_p/C_v$ (比熱比)

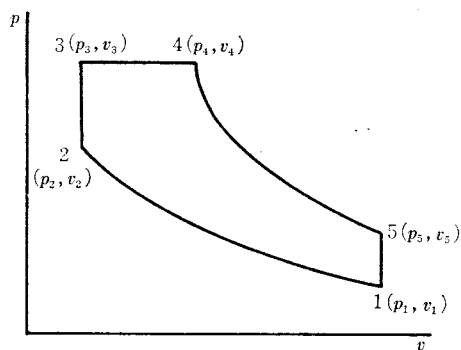


図1 サバテサイクル

とし、 ρ および u は出力の函数であるが、ある出力になると ρ は一定となり、それ以後は u のみが増加してゆくと考えることができる。

したがって吸気量を G_a (kg/hr), 機関回転数を n (r.p.m.), 行程容積を V_s (m^3), 容積効率を $\eta_v = 1$ とすれば、4サイクル機関では $G_a = \frac{30V_s n}{v_1}$ なるゆえ、図示出力 N_i は次式で表はされる：

$$N_i = \frac{G_a W}{75 \times 3,600} = \frac{n}{9 \times 10^3} \cdot \frac{p_1 V_s}{\gamma-1} \{ \rho (\varepsilon^{\gamma-1} u - u^{\gamma}) - \varepsilon^{\gamma-1} (\rho \gamma - \rho + 1) + 1 \} \quad (PS) \quad \text{.....⑥}$$

理論熱効率を η_t とすれば、衆知のように η_t は次式で表はされる：

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{\rho u^{\gamma} - 1}{\rho - 1 + \gamma \rho (u-1)} = \frac{\varepsilon^{\gamma-1} \cdot \rho - \varepsilon^{\gamma-1} + \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma \rho u - \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma \rho - \rho u^{\gamma} + 1}{\varepsilon^{\gamma-1} \{ \rho - 1 + \gamma \rho (u-1) \}} \\ = \frac{K}{\varepsilon^{\gamma-1} \{ \rho - 1 + \gamma \rho (u-1) \}} \quad \text{.....⑦}$$

ただし $K = \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \rho - \varepsilon^{\gamma-1} + \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma \rho u - \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma \rho - \rho u^{\gamma} + 1$

また⑥式より

$$G_a W = \frac{30 n p_1 V_s}{\gamma-1} \left\{ \rho \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma u - \rho u^{\gamma} - \varepsilon^{\gamma-1} \cdot \rho \gamma + \rho \varepsilon^{\gamma-1} - \varepsilon^{\gamma-1} + 1 \right\} \\ = \frac{30 n p_1 V_s}{\gamma-1} \cdot K \quad (\text{kg.m/hr}) \quad \text{.....⑧}$$

したがって供給熱量を Q (kcal/hr) とすると

$$Q = \frac{A G_a W}{\eta_t} = 30 n A p_1 V_s \cdot \frac{K}{\gamma-1} \cdot \frac{\varepsilon^{\gamma-1} \{ \rho - 1 + \gamma \rho (u-1) \}}{K} \\ = \frac{30 n A p_1 V_s}{\gamma-1} \cdot \varepsilon^{\gamma-1} (\gamma \rho u + \rho - \gamma \rho - 1) \quad (\text{kcal/hr}) \quad \text{.....⑨}$$

しかるに、燃料の低発熱量を $H(\text{kcal/kg})$ 、完全燃焼量を前述のように $G_{fth}(\text{kg/hr})$ とすると、 $Q=H \cdot G_{fth}$ なる関係より

$$G_{fth} = \frac{Q}{H} = \frac{30nAP_1V_s}{H(r-1)} \cdot \varepsilon^{r-1}(r\rho u + \rho - r\rho - 1)(\text{kg/hr}) \dots\dots\dots ⑩$$

式⑥⑩より N_i と G_{fth} との関係が ρ と u をパラメータとしてもとめられる。 $u=1$ の場合および $u=u'$ とみなしうる程度に u の小さい範囲では、 G_{fth} と N_i とは直線関係にあると考えてよい。

ヤママー 1LEL 機関の場合について検討してみると

$$\text{ボア} \times \text{ストローク} = 120^3 \times 170$$

$$\varepsilon = 17.3$$

であるから

$$V_s = \frac{\pi}{4} \times 0.12^2 \times 0.17 = 19.2 \times 10^{-4} (\text{m}^3)$$

また

$$H = 10000 (\text{kcal/kg})$$

$$p_1 = 10^4 (\text{kg/m}^2) \quad (\eta_v = 1 \text{ として考える})$$

$$r = 1.4$$

$$\rho = 1.5$$

$$n = 900 (\text{r.p.m.})$$

とすれば⑥⑩式より

$$N_i = \frac{900}{9 \times 10^3} \times \frac{10^4 \times 19.2 \times 10^{-4}}{1.4-1} \{1.5(17.3^{1.4-1} \times 1.4u - u^{1.4}) \\ - 17.3^{1.4-1} (1.5 \times 1.4 - 1.5 + 1) + 1\} = 4.8(6.6u - 1.5u^{1.4} - 4)$$

$$G_{fth} = \frac{30 \times 900 \times 10^4 \times 19.2 \times 10^{-4}}{10^4(1.4-1) \times 427} \times 17.3^{1.4-1} (1.4 \times 1.5u - 1.4 \times 1.5 \\ - 1) = 0.95(2.1u - 1.6)$$

すなわち

$$\begin{cases} N_i = 4.8(6.6u - 1.5u^{1.4} - 4) (PS) \dots\dots\dots ⑪ \\ G_{fth} = 950(2.1u - 1.6) (\text{g/hr}) \dots\dots\dots ⑫ \end{cases}$$

⑪⑫式より、 u に種々の値を入れて N_i と G_{fth} との関係をもとめると表 1 のとおりで、これを

表 1 N_i と G_{fth} 計算値

u	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0
N_i	5.28	7.40	9.50	11.52	13.62	15.55	17.6	19.5	21.48	23.30	25.20
G_{fth}	475	675	875	1078	1280	1475	1670	1870	2075	2270	2470

プロットすれば図 2 を得る。これによれば、 $u=1.6$ あたりまでは両者は直線的関係にあることがわかる。したがってこの範囲内では

$$G_{fth} = k_4 N_i$$

の関係が成立し、比例常数 k_4 は次の一定値をとる：

(1) $1.6 > u > 1$ の場合

このときは $u\gamma \doteq u$ とし、かつ $\rho = \text{const.}$ なるゆえ、⑥式より

$$N_i = \frac{n}{9 \times 10^3} \cdot \frac{p_1 V_{sf}}{\gamma - 1} \{ \rho (\epsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma - 1) u - \epsilon^{\gamma-1} (\rho \gamma - \rho + 1) + 1 \} \dots\dots\dots (13)$$

したがって⑩⑬式より

$$k_4 = \frac{dG_{fth}}{dN_i} = \frac{dG_{fth}/du}{dN_i/du} = \frac{27 \times 10^4 \cdot A \gamma \epsilon^{\gamma-1}}{H(\epsilon^{\gamma-1} \cdot \gamma - 1)} \dots\dots\dots (14)$$

(2) $u = 1$ の場合

このときは⑩⑬で $u = 1$ とおくことにより

$$k_4 = \frac{dG_{fth}}{dN_i} = \frac{dG_{fth}/d\rho}{dN_i/d\rho} = \frac{27 \times 10^4 \cdot A \epsilon^{\gamma-1}}{H(\epsilon^{\gamma-1} - 1)} \dots\dots\dots (15)$$

しかるに正味馬力を N_e 、機械損失馬力（無負荷馬力）を N_o とすれば、 $N_i = N_e + N_o$ なる関係より

$$G_{fth} = k_4 N_i = k_4 (N_e + N_o) = k_4 N_e + G_{fth0} \dots\dots\dots (16)$$

これを④式に代入すると

$$\ln G_f/G_{f0} = \frac{k_4}{k_3 G_a} \cdot N_e$$

あるいは

$$G_f = G_{f0} e^{\frac{k_4}{k_3 G_a} \cdot N_e} = G_{f0} e^{k_1 N_e} \dots\dots\dots (17)$$

ただし

$$k_1 = \frac{k_4}{k_3 G_a} \dots\dots\dots (18)$$

となり、⑬式は①の実験式にほかならない。

すなわち⑬式より、 k_1 は $k_3 G_a$ によって、つまり回転数によって変化する係数であることがわかる。

また⑭⑮式より、 $u = 1$ を境として k_4 が不連続的に変化する。したがって⑬式より k_1 もまた不連続的に変化することになる。かつ $u = 1$ のときの k_1 の値が、 $u > 1$ のときの k_1 の値よりも大きいことが知られる。実際に実験をおこなった場合、出力と燃料消費量との関係は、無負荷に近い低出力域と常用出力域とでは、図3のように特性曲線の傾斜、すなわち比例常数 k_1 が異なり、上記理論的考察結果と一致している。

更に高度の過負荷となると、同じく図3に点線で示すように、やはり曲線の傾斜が大きく変位してくるこ

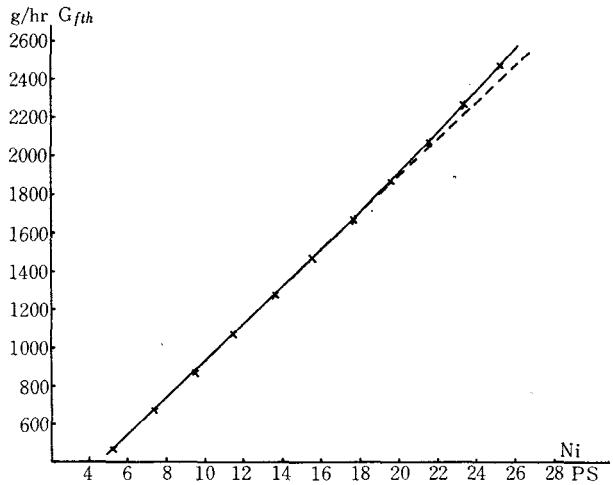


図2 N_i と G_{fth} との関係

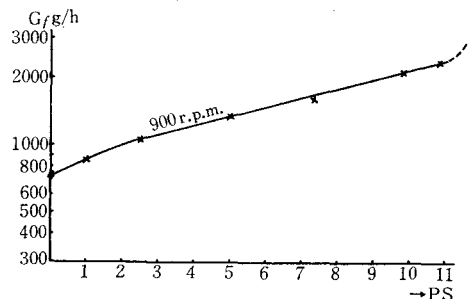


図3 燃料消費量曲線

とが実験において認められるが、これは高負荷になると $u \approx u^*$ の近似が成立しなくなり、 k_4 は次式で表はされることになるからである：

$$k_4 = dG_{f_{t,b}}/dN_i = \frac{dG_{f_{t,b}}/du}{dN_i/du} = \frac{27 \times 10^4 \cdot A \varepsilon^{\gamma-1}}{H(\varepsilon^{\gamma-1} - u^{\gamma-1})} \dots\dots\dots (19)$$

すなわち、過負荷度の高くなるほど u が増大し、したがって k_4 も増大してゆき、 k_4 は一定値を取らないことがわかる。

§ 3 結 言

ディーゼル機関の燃料消費量と出力との関係式を、簡単な仮定をたてて理論的に誘導してみたが、その結果は実験とよく一致し、あらゆる出力領域における燃費特性の理解に役立つように思はれる。更にこれをもとにして、排気濃度特性の理論的解明が可能ではないかと考えているが、まだ結論を得るには至っていない。

〔注〕(1)(2)(3)：呉工業高等専門学校研究報告第5巻第1号

「ディーゼル機関の排気濃度と燃料消費率との関係について」

(昭和45年1月12日受付)

Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ加工に対する適応性 (第1報) *

(切削抵抗, 加工精度)

(機械工学科) 里 信 敏 行

On the Application of Ca-Si-Deoxidized Steel to Drilling (Report 1)

(Cutting Force and Machined Accuracy)

Toshiyuki SATONOBU

Recently a new kind of free cutting steel, Ca-Si-Deoxidized Steel, has been discovered and several studies are being made of it.

It is said that this kind of free cutting steel is quite different from the former ones in machinability.

This new steel increases tool life without reducing cutting force, and the carbide tip is useful in working this steel, but the high speed steel tool is not effective in working it.

Now we try to analyze the application of Ca-Si-Deoxidized Steel to drilling by the use of the high speed steel twist drill.

This paper chiefly treats with the Cutting Force and Machined Accuracy.

§ 1 緒 言

鋼材の被削性を向上させて切削加工能率を改善させるために、特別な成分を添加して、切屑が短かく破断されるようにしたものが快削鋼である。一般に、S, Pb, Te, Se, Bi 等は鋼の被削性を向上させるといわれており、快削鋼としては硫黄快削鋼、鉛快削鋼等がある。これ等の快削鋼は機械的性質が低下しないで、切削時においては抵抗が半減し、工具寿命が増大する。他方、最近注目されてきた Ca-Si 脱酸鋼は、従来の快削鋼とは切削機構が異なり、切削抵抗には差異がなくて、工具寿命が増大するといわれている。すなわち、切削時にバイトのすくい面に Belag と称する薄い被覆層ができて、バイトを保護し寿命を増大させる。しかし、この切削機構は、バイトの材質によって異なり、超硬バイト P 種 (TiC 系) で有効で高速鋼バイトではその効果がないといわれている。すでに、高速度鋼バイトが使用される代表的な切削であるドリリングについて、切削性研究会でそ

の適応性がまとめられ報告されているが、供試材の硬度に不明な点もあり、比較材料が Fe-Si 脱酸鋼だけということもあるので、ここでもりかえし実験してその結果をまとめた。因みに、供試材の硬度については、鋼材の工具寿命は脱酸処理法には関係なくその材料の硬度によって影響されるといわれている。

以上の観点から、比較材料を検討し、供試材は硬度を同じものとして、まづ切削抵抗 (トルク, スラスト, ラジアル力), 加工精度 (オーバーサイズ, 加工面あらさ) について実験, 考察をおこなった。

§ 2 実験装置, 方法

使用ボール盤は、大矢 RE-1000 (ドリル径: 40 ϕ , 2.2kw) ラジアルボール盤で、ドリルは市販 14 ϕ (SKH9, テーパ) を使用した。ドリル刃先形状は、先端角=118°, 切刃逃げ角=10°~12°とし、シンニングなしで湿式切削をおこなった。切削油剤は、ガルフカット 21-A (活性硫化鉱油)

* 昭和44年度精機学会中・四国支部術演会講演論文

を用い、切削油供給率は約1.8 (ℓ/min.) である。

切削抵抗計測には、自作の穴加工用3分力工具動力計を使用し、ストレインメータ、ペン書きオシログラフで測定、記録をおこなった。実験装置を図1に示す。

実験に供した被削材は、Ca-Si 脱酸鋼、K-alloy 脱酸鋼、Fe-Si 脱酸鋼と市販普通鋼 (S35C相当) の4種類である。これらの化学成分ならびに硬度を表1に示す。なお、脱酸剤の化学組成、添加場所は表2に示すとおりである。

実験は、それぞれの被削材について、まず切削速度を変えたときの切削抵抗、オーバーサイズ、加工面あらさを測定して検討した。このときの切削速度は、 $V=10.2, 14.3, 20.8, 30.2$ (m/min.) で、送りはすべて一定とし、 $f=0.08$ (mm/rev.)、ドリリング深さは22(mm) である。つぎに、送りとドリル径の因子が切削抵抗、加工精度にいかに関係するかを検討した。このとき送りの変化は、 $f=0.08, 0.13, 0.23$ (mm/rev.) でドリル径は、 $D=6, 10, 14$ (mm) とした。なお、オーバーサイズの測定には入口側ではプロセクタ、中央部では三足マイクロメータを使用し、加工面あらさはプロファイルをとって H_{max} で表示した。

§ 3 実験結果、考察

各被削材の切削速度に対するトルク、スラストは、図2、3に示すとおりである。これによると、各被削材ともトルクとスラストについては大きな差異はみとめられなかった。ただ市販普通鋼だけが他に比較して少し大きいようにみうけられた。そして、各被削材ともトルク、スラストの大きさは M. C. Shaw, C. J. Oxford 両氏の次元解析による近似式の値と大体一致している。近似式は

$$M=0.318 \cdot H_B \cdot f^{0.8} \cdot d^{1.8} \dots\dots\dots(1)$$

$$T=0.715 \cdot H_B \cdot f^{0.8} \cdot d^{0.8} + 0.00216 \cdot H_B \cdot d^2 \dots\dots\dots(2)$$

ここで、M : トルク (kg-mm)

T : スラスト (kg)

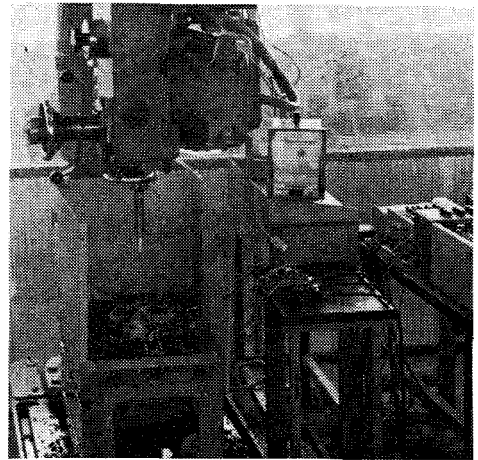


図1 実験装置

表1 被削材化学成分、硬度

鋼種	記号	化 学 成 分								H_{RB}
		C%	Si%	Mn%	P%	S%	Ni%	Cr%	O%	
Ca-Si 脱酸鋼	A	0.38	0.31	0.51	0.009	0.017	0.05	0.10	0.0256 0.0251	84
K-alloy 脱酸鋼	B	0.37	0.17	0.50	0.009	0.017	0.04	0.11	0.0174 0.0178	81
Fe-Si 脱酸鋼	C	0.34	0.11	0.47	0.012	0.020	0.05	0.13	0.0096 0.0102	80
市販普通鋼	N	0.32	0.30	0.68	0.015	0.008	0.06	0.12	*	85

* 未測定

表2 脱酸剤化学組成、添加場所

脱酸剤	化学成分				添加場所
	C%	Si%	Ca%	Al%	
Ca-Si 粒	0.6	57.0	32.0	—	取鍋
K-alloy 粒	0.03	71.8	1.7	0.81	取鍋
Fe-Si 粒	0.35	75.0	—	1.96	取鍋

H_B : ブリネル硬度

f : 送り (mm/rev.)

d : ドリル直径 (mm)

上式は、 $H_B=200$ 以下の普通鋼にはよく適合するといわれており、供試材が $H_B \approx 160$ であるところから上述のとおりの結果が得られたものと考えられる。

なお、これら被削材の切削抵抗を成分元素の点から検討すると、まず、Ni, Cr について、Cr 量

は炭化物および窒化物生成元素としてパーライト量をまし、Ni量は置換形のフェライト固溶強化元素としての効果が優先するといわれ、また、Ni, Crの複合添加において昇温の際のかたさは、Cr添加により青熱ぜい性域は高温移行し、高い温度での強化作用があるとされているが、表1より、被削材のNi, Cr量には大きな差はないので、切削抵抗にあたえる影響は比較の意味では考えなくてよいと思う。しかし、ここで成分量の点からS量には差があるので、この点について考えると、快削性元素の快削性相乗効果は、数式的につぎのように表わされる。

$$E = [1 + 2(\%S) + 0.8(\%Se) + 0.5(\%Te)][1 + 2(\%Pb) + 3(\%Bi)] \dots (3)$$

ここで、Mn化合物を主体とするS, Se, Teなどの介在物とPb, Biなど金属微粒の介在物の相乗効果：Eは、旋削では必ずしも対応しないが、ドリリングにおいては合致するとされている。

また、S, Pbなど単独添加による切削抵抗面からの快削性効果は、

$$E_s = \log\left[1 + \frac{A\%}{100}\right] - E_0 \dots (4)$$

の形で近似的にあらわされ、複合添加効果の整理としては、(3)式のEを(4)式の〔 〕内に代入すればよい。

この実験においては、成分的に複合効果は期待していないので、S量单独の場合について考えると、切削抵抗について前述の市販普通鋼のトルク、スラストが比較的大きいということが了解されると思う。

つぎに、送りとドリル径の因子の影響を示すと、図4～7のとおりである。これを検討するにあたって、切削性研究会の報告によれば、Ca-Si脱酸鋼とCa-Si脱酸鋼の間には、トルクにはみとめられないが、スラストには明らかな差異がみとめられ、Ca-Si脱酸鋼の方のスラストが大で、その差は、送りの増大とともに増加するといわれている。そこで、この点について図4～7を検討してみたが、トルク、スラストとも送りとドリル径の因子の影響はみとめられなかった。そして、一般的なこととして、トルク、スラストともに切削速度が増大すると減少し、送りとドリル径の増大とともに増加する傾向が明らかであった。

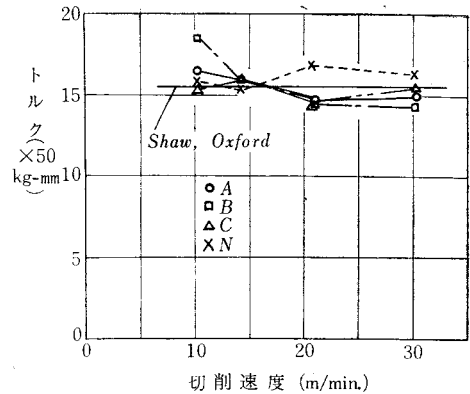


図2 切削速度とトルク

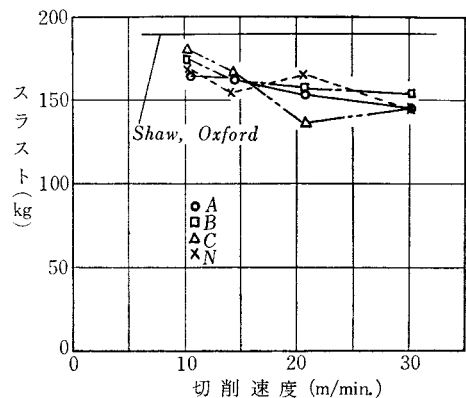


図3 切削速度とスラスト

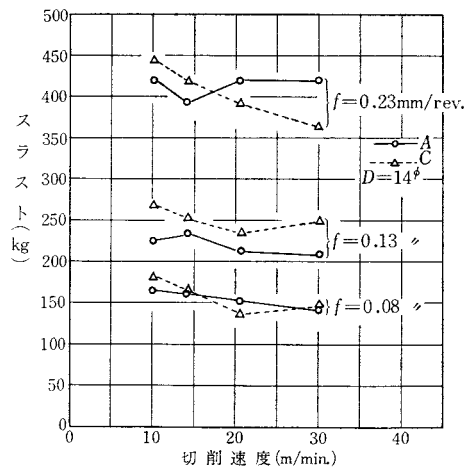


図4 送りとトルクの関係

ラジアル力は図8に示されるように、その変化に特性的なものがみうけられる。すなわち、Ca-Si脱酸鋼は他の被削材に比しラジアル力が大である。また、脱酸剤にCaを含有するK-alloy脱酸鋼も同様に大きな値となっている。これらから考えると、ラジアル力についてはむしろCaを含

有する脱酸剤で処理した材料の方がラジアル力が大であるという結果がでているようである。

オーバーサイズはラジアル力と直接関係をもつものと考えられるので、その観点から図9, 10の切削速度とオーバーサイズの図を検討すると、Ca-Si 脱酸鋼は加工穴の入口側、中央部において明らかに大となっているのがわかる。これに対して、Fe-Si 脱酸鋼はラジアル力、オーバーサイズとも Ca-Si 脱酸鋼に比して小さい。しかしながら、このオーバーサイズの測定値には大きな散布があり、ラジアル力との相関関係は的確にはつかめなかった。実験条件を検討しておこなえば実験式として求められることと思う。

加工面あらさは、加工穴の入口、出口側を除き、ライフレングを除去して全体にわたって触針式表面あらさ計で測定したが、結果は図11~13のとおりであった。図11によると、Ca を含有するCa-Si 脱酸鋼と K-alloy 脱酸鋼の加工面あらさはよいという結果がでている。図13のドリル径を因子とした場合をみても Ca-Si 脱酸鋼は Fe-Si 脱酸鋼よりよいということが明らかである。一般的には、図12, 13より加工面あらさは切削速度、送り、ドリル径の増大とともに悪くなるということがみとめられる。しかし、これらの測定値の検討にあたっては、現在までに被削材が快削黄銅である場合についての研究があるが、その他にはみあたらないので別に追究する必要がある。

§ 4 結 言

Ca-Si 脱酸鋼を高速鋼ドリルでドリリングする場合について、硬度が大体同じ他の脱酸処理鋼と比較検討したが、その結果は予測されたとおり切削抵抗、加工精度においては特にすぐれた点はみとめられなかった。結論を示すとつぎのとおりである。

(1) トルク、スラストにおいては、快削性元素の影響を考えないならば、脱酸法のちがいによる各被削材の差異はみとめられなかった。

(2) ラジアル力は、むしろ Ca を含有する脱酸剤で処理した Ca-Si 脱酸鋼、K-alloy 脱酸鋼の方が大きい。

(3) オーバーサイズも大体ラジアル力と同じ傾向を示す。

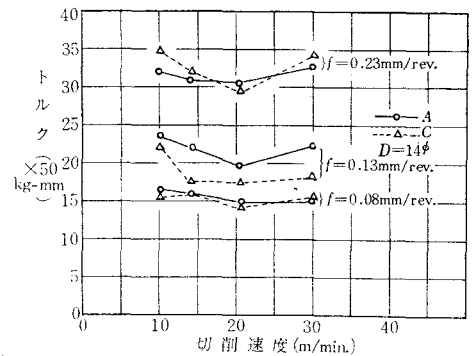


図5 送りとスラストの関係

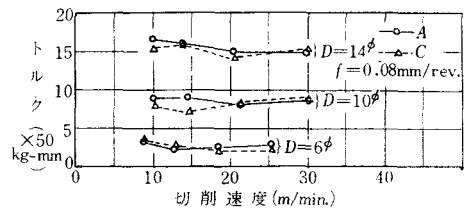


図6 ドリル径とトルクの関係

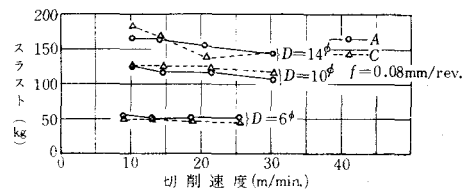


図7 ドリル径とスラストの関係

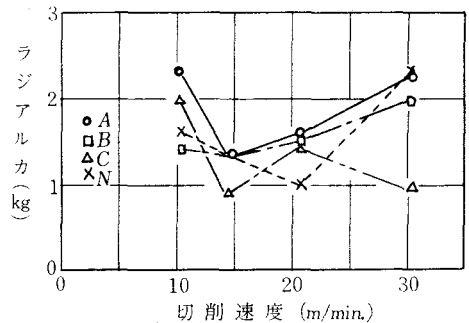


図8 切削速度とラジアル力

(4) 加工面あらさは、Ca を含有する脱酸鋼の方がよい結果を示した。

最後に、本実験をおこなうにあたり、各種脱酸処理鋼を御提供いただいた広島大学工学部 丸山益輝工学部長、福永秀春助教授に深く感謝の意を表します。

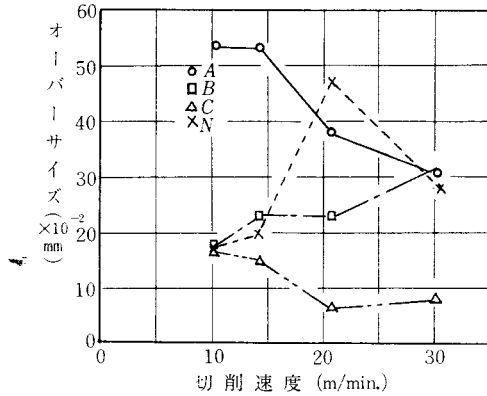


図9 各種脱酸鋼におけるオーバーサイズ (入口)

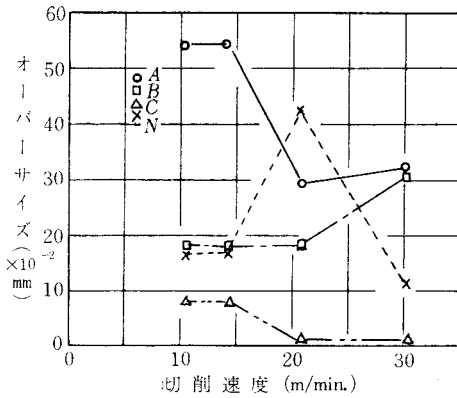


図10 各種脱酸鋼におけるオーバーサイズ (中央)

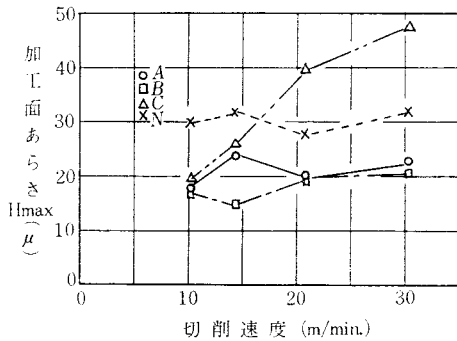


図11 各種脱酸鋼における加工面あらさ

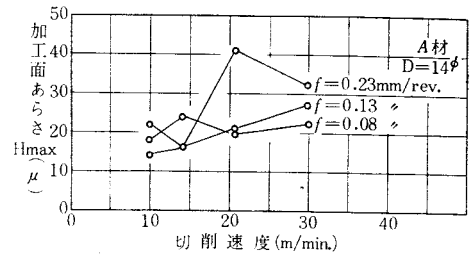


図12 送りと加工面あらさの関係

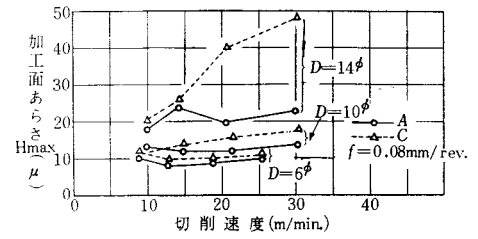


図13 ドリル径と加工面あらさの関係

文 献

- 1) W. König ; Industrie-Anzeiger, 87—26(1965), 463
- 2) A. Wicher, R. Pape ; Stahl und Eisen, 87—20 (1967), 1169
- 3) J. R. A. for Machinability ; Machinability, vol. 6 No. 1, (1968), 27, 78
- 4) 鳴滝, 奥島 ; 鋼における微量介在物が被削性に及ぼす影響, 日本機械学会前刷集 No. 163 (1966), 57
- 5) 荒木, 谷地 ; 軟鋼の被削性と快削性元素に関するや金的考察, 日本機械学会誌 第70巻 第577号 (1967), 17
- 6) 田坂他 ; 昭和43年度精機学会秋季学術講演会講演論文, (1968), 21
- 7) 里信, 西本 ; 昭和43年度精機学会中・四国支部講演会講演論文, (1968), 19

(昭和45年1月12日受付)

Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ加工に対する適応性 (第2報)*

(工 具 寿 命)

(機械工学科) 里 信 敏 行

On the Application of Ca-Si-Deoxidized Steel to Drilling (Report 2)

(Tool Life)

Toshiyuki SATONOBU

In Report 2, we investigated the Cutting Force and Machined Accuracy of Ca-Si-Deoxidized Steel in Drilling. But more important is the analysis of tool life, so far as high speed steel is concerned. Now this paper treats with the comparative study of Ca-Si-Deoxidized Steel with Fe-Si-Deoxidized Steel and S 35 C.

§ 1 緒 言

報告(1)において、Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ加工に対する切削抵抗、加工精度を検討したが、K-alloy 脱酸鋼、Fe-Si 脱酸鋼、市販普通鋼等と比較して特にすぐれた点はみとめられなかった。しかし、この快削鋼でより重要なことは、工具寿命をしらべてみることである。すでに旋削において超硬合金(P種—TiC系)のバイトを使用し、高速切削した場合にはその優位性が確かめられ、冶金学的にも解明されているが、ドリリングのような刃物の材質が高速度鋼でしかも低速切削の場合には工具摩耗の点での効果は期待できないと考えられる。

事実、現在までの研究報告において、鋼材の工具寿命は脱酸処理法には関係なく、材料の硬度によって影響されるといわれている。そこで、本実験においてはまず硬度が同じで各種脱酸処理した材料をとりあげ工具寿命についてしらべるとともに工具寿命の判定の仕方についても比較検討することとした。因みに、この種の研究の工具寿命判定にあたっては、現在のところマージン摩耗による場合と切削動力の急上昇、ボール盤の音の変化による場合とがあるが、判定法が確定していないし、またマージン摩耗による判定にはその測定に疑問な点もあるので、本実験においてはマージン摩耗、切削抵抗、切削動力について実験し検討してみた。

表1 供試材化学成分、降伏点、引張強さおよびロックウェルかたさ

鋼 種	記号	化 学 成 分								降伏点 (kg/mm ²)	引張強さ (kg/mm ²)	ロック ウェル かたさ (H _{RB})
		C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Ni (%)	Cr (%)	O (%)			
Ca-Si 脱酸鋼	A	0.38	0.13	0.51	0.009	0.017	0.05	0.10	0.0256~ 0.0251	29.8	55.2	84
K-alloy 脱酸鋼	B	0.37	0.17	0.50	0.009	0.017	0.04	0.11	0.0174~ 0.0178	29.8	53.7	81
Fe-Si 脱酸鋼	C	0.34	0.11	0.47	0.012	0.020	0.05	0.13	0.0096~ 0.0102	28.9	50.8	80
市販普通鋼	N	0.32	0.30	0.68	0.015	0.008	0.06	0.12	*	39.0	57.7	85

*: 未測定

表2 脱酸剤化学組成および添加場所

脱酸剤	化学成分	C (%)	Si (%)	Ca (%)	Al (%)	添加場所
Ca-Si 粒		0.6	57.0	32.0	—	取鍋
K-alloy 粒		0.03	71.8	1.7	0.81	取鍋
Fe-Si 粒		0.35	75.0	—	1.96	取鍋

表3 供試材の清浄度

鋼 種	清 浄 度*			
	$dA_{60 \times 400}$	$dB_{60 \times 400}$	$dC_{60 \times 400}$	$dT_{60 \times 400}$
Ca-Si 脱酸鋼	0.188	0.008	0.050	0.246
K-alloy 脱酸鋼	0.154	0.021	0.017	0.192
Fe-Si 脱酸鋼	0.092	0.025	0.017	0.134
市販普通鋼	0.050	0.017	0.008	0.075

* $dA_{60 \times 400}$, $dB_{60 \times 400}$, $dC_{60 \times 400}$ はそれぞれ A系, B系, C系, 介在物の面積率, dT はその合計で, 倍率400倍, 視野数60の観察結果である。

§ 2 実験装置, 方法

実験装置は, 報告(1)と同様で自作の3分力工具動力計を使用して切削抵抗の測定をおこない, 切削動力は横河三相電力記録計—3005形(定格: 10 A, 220V)で記録し, マージン摩耗はニコンプロセクターV16で撮ったものを写真判定した。供試材も全く同じものであるが, 比較検討のため化学成分, H_{RB} , 脱酸剤化学組成を示すと表1, 2であり, また清浄度は表3のとおりである。

切削条件は, ドリルの刃先形状 (SKH9, 先端角 $=118^\circ$, 切刃逃げ角 $=10^\circ \sim 12^\circ$, シンニングなし), 潤滑方式 (湿式—ガルフカット21—A, 約1.8 l/min.), 供試材 (深さ $=22\text{mm}$) は同様であるが, ドリル径: $D=14^\phi$, 切削速度: $V=1985\text{ r.p.m.}$, 送り: $f=0.13\text{ mm/rev.}$ は一定とした。

§ 3 実験結果, 考察

実験結果, 考察にさきだって供試材について一応冶金学的な立場での見解をまとめておく必要がある。まず, 成分からみると, CaはCa-Si脱酸鋼とK-alloy脱酸鋼に含有されており, AlはK-alloy脱酸鋼とFe-Si脱酸鋼に含まれているが, いづれにしてもO量が0.010%~0.025%あるのでこれに比例した酸化物が介在物として残留しているはずである。この酸化物は, Fe-Si粒脱酸

の場合には Al_2O_3 (m.p. 2050°C), Al_2O_3 を含んだ Silicate, MnS (m.p. 1620°C) で, Ca-Si粒脱酸では CaO , SiO_2 を含んだ Silicate (m.p. 1713°C) であるわけだが, その量は表3より合計面積率で0.075~0.246である。ここで, 清浄度について考えると, Ca-Si粒脱酸の場合はFe-Si粒脱酸に比して反応が急速で, 大型の脱酸生成物となって浮上分離するので面積率は小さな値となると考えられるのであるが, これは, 反応初期における状態であって, 保持時間が長くなると微細な介在物 (平均粒径約 $10\mu \sim 25\mu$) として浮上にくくなっていくということと, また, 反応は脱酸剤の添加量によっても大きく影響されるので一義的には断定できない。そして, 本実験に使用された供試材は表3に示されるように, 清浄度はCa-Si脱酸鋼, K-alloy脱酸鋼, Fe-Si脱酸鋼, 市販普通鋼の順に小さな面積率のものである。

そこで, これら酸化物が工具寿命におよぼす影響について工具摩耗の点からみると大体つぎの2つの場合が考えられる。

- (1) 硬質の酸化物によって工具と供試材との接触面で工具はアブレーションする。
- (2) 高温 高圧下においては, $\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ (m.p. 1540°C), $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ などは工具界面に堆積し, 粘い可塑性の膜を形成し, 工具接触面を保護し寿命を増大させる。

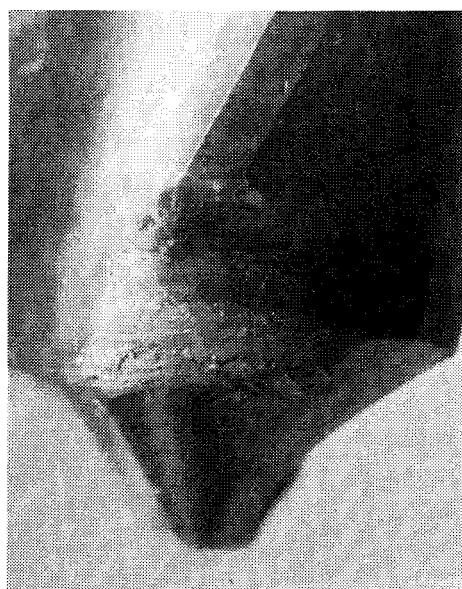


図1 マージン摩耗

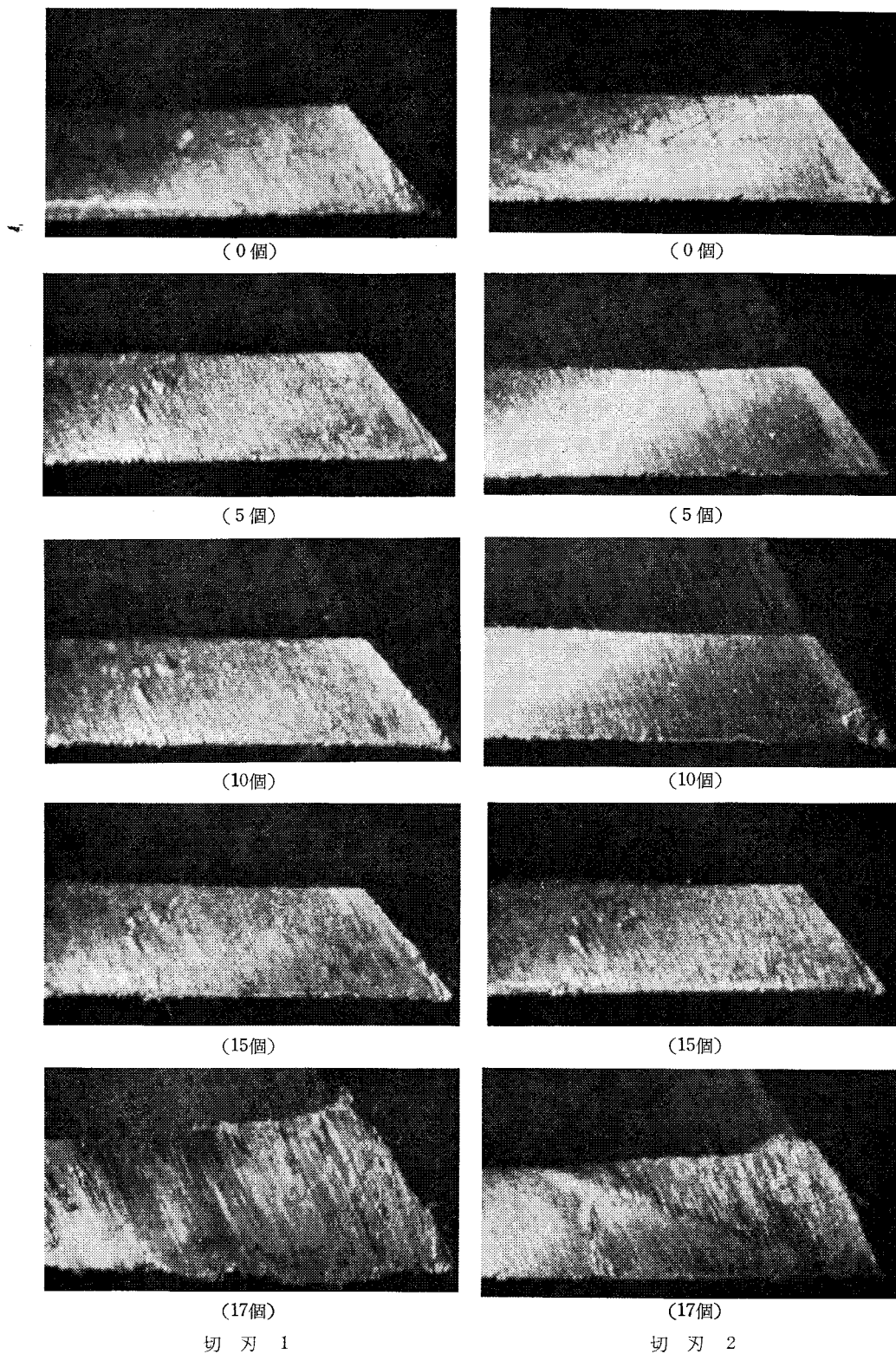


図2 Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ個数に対するマージン摩耗 (×5)

上記(1)の場合は、比較的低速切削で切削温度があまり高くない状態での現象であり、(2)は高速切削で、酸化物の m.p. から考えても軟質化するためには相当切削温度も上昇した状態でのことと考えられる。本実験においては、切削速度： $V=1985$ r.p.m. (約 87 m/min.) で、湿式切削のため工具摩耗については(1)のアブレーションによるものとしてよいと思う。

以上の考察にもとづいて実験結果の検討をすすめていくと、まず、ドリルのマージン摩耗については図1のような状態となり、切削不能となることがみうけられた。この状態に至るまでには、切削刃は鋸歯状となってすでに切削不能の状態のようであったが、実際は、ドリルの場合はマージン摩耗が進行しない限り切削は可能であることが認められた。

図2は、Ca-Si 脱酸鋼のマージン摩耗の経過を示したものであるが、切削不能の状態でのマージン摩耗は相当進行しているのがわかる。しかし、このマージン摩耗をもって直ちに工具寿命の判定基準とするには種々の検討がなされてでなければならないと思う。本実験において、供試材の摩耗状態の写真判定結果からも次のようなことがいえる。

- (1) 擦過の状態ははやくからでている。
- (2) マージン摩耗は切刃側の摩耗も含まれる。
- (3) 2枚の切刃で摩耗状態が異なっている。
- (4) マージン摩耗幅の測定は摩耗状態の検討なしでは測定できない。

ところが、一方ドリルの切削不能の状態はマージン摩耗によって惹起されることが明らかなので、今後工具寿命判定基準として再検討しなければならないと思う。

次に、各供試材に対する工具寿命を切削抵抗からみたものが図3、4である。いずれも穴あけ個数の増加につれて切削抵抗は増大するが、工具寿命を明確に指示する点はつかみにくいので、寿命判定にあたっては切削不能となるまで切削してみなければならないだろう。そして、この時の各供試材の工具寿命は、本実験においては図3より脱酸処理法による差異はみとめられず、16個～19個であった。清浄度の点からすると、市販普通鋼、Fe-Si 脱酸鋼、K-alloy 脱酸鋼、Ca-Si 脱酸鋼の

順にアブレーションによって寿命が低下すると考えられるのだが、実験結果からはその差異は明らかでなかった。

切削動力の変化によって工具寿命を比較したものが図5である。勿論、同じ資料によるものであるから各供試材の工具寿命は切削抵抗による場合と同じで、その差異はなく切削動力変化も大体一定であった。故に結論としては、鋼材の工具寿命は脱酸処理法には関係なく硬度によって影響され

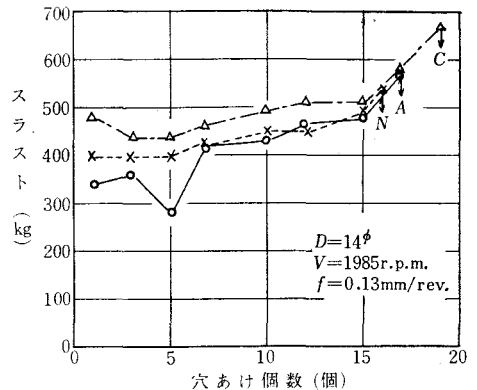


図3 ドリル寿命とスラスト

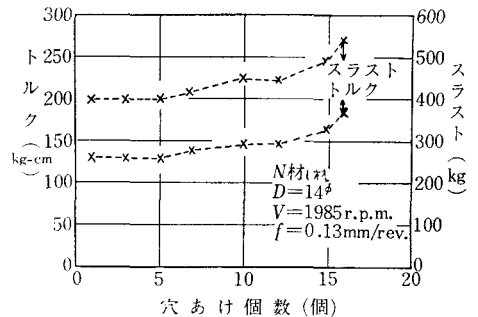


図4 ドリル寿命と切削抵抗

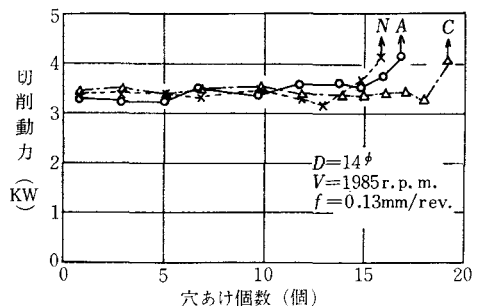


図5 ドリル寿命と切削動力

ると考えていいようである。ついで、寿命判定の方法として切削動力によった場合をみると、これは図5からも明らかなように工具寿命がきたときにはその直前で切削動力が一時低下するという現象がみうけられる。この原因については、旋削などの場合にバイトのすくい面摩耗が進行すると一時切削動力が低下するという現象があるが、これと同じ状態ではないかと思われる。ひきつづき実験観察によってたしかめる必要がある。しかし、いづれにしても工具寿命の判定にあたってはその切削動力低下の点をとらえればよいということなので、現場的にも簡便で的確な方法だといえよう。

§ 3 結 言

Ca-Si 脱酸鋼の穴あけ加工に対する適応性を工具寿命の観点から各種脱酸鋼と比較検討し、併せて寿命判定法についても考察を行ったが、結論を示すと次のとおりである。

- (1) 鋼材のドリリングにおける被削性はその脱酸処理法に関係なく、工具寿命は硬度によって影

響されるとしていいようである。

- (2) ドリルの寿命判定基準としてマージン摩耗量を採用する場合には、それに先だって摩耗現象に対する種々の問題点を解決する必要がある。
- (3) 切削動力の変化によるドリルの寿命判定法は適切な方法である。

最後に、はやくから Ca-Si 脱酸鋼の被削性について問題を提起され、本実験を行なうにあたっては供試材を快よく御提供くださった広島大学工学部・丸山益輝工学部長、福永秀春助教授に深く感謝いたします。

文 献

- 1) W. König ; Industrie-Anzeiger, 87-26 (1965), 463.
- 2) A. Wicher, R. Pape ; Stahl und Eisen, 87-20 (1967), 1169.
- 3) 荒木 ; カルシウム快削鋼の冶金学的考察, マシナビリテイ, VOL. 6, No. 1, (1968) 27.
- 4) 渡辺, 草川 ; カルシウムシリコン脱酸生成物の浮上性について, 鉄と鋼, 第4号 (1968) 75.

(昭和45年1月12日受付)

鳳 連 鎖 の 研 究

(機械工学科) 糸 島 寛 典

Studies on the Compound Chains of the Kites

Hironori ITOSHIMA

The graphic solution of the motion on the opened kinematic chain, say, single kite, double kite and triple kite, is already solved by N. Rosenauer, but the chains to be discussed on this report have four or five kites and some chains can not be resolved by Rosenauer's graphic solution.

These chains can be resolved graphically by the theory of the combined links.

§ 1 緒 言

開いた連鎖 (Single Kite, Double Kite, Triple Kite) の運動の図式解法は既になされているが¹⁾ ²⁾, 開いた連鎖の複節が環状に連結された鳳連鎖については従来の解法を応用して解くことができない場合がある。この種のものについては著者の単節連鎖の瞬間中心線の理論³⁾と合体節の理論⁴⁾を用いて解くことができるので、その解法を示す。

§ 2 多節鎖と単節連鎖の瞬間中心線と合体節の理論

鳳連鎖の速度を図解するためには基礎として前報^{3), 4)}で述べた多節鎖および単節連鎖の瞬間中心

線の関係が必要とするので、ここに証明は前報¹⁾にゆづって必要とする作図法のみ説明する。

(1) 多節鎖の瞬間中心線

図1はリンク数が3から5までの多節鎖を示したもので、これは単節を連結し、両端は開いて、そこに速度与えたものである。実際には両速度は同方向に 90° 回転した転位速度が与えられている。

図1(a)の3節鎖において両端 A, D の転位速度を AA°, DD° とし、 AB と CD の交点を P とし、 P がリンク2 (BC) に属しているとすれば $AP \parallel A^\circ P^\circ, DP \parallel D^\circ P^\circ$ から P の転位速度 PP° が求まり、リンク2の紙面0に対する瞬間中心は PP° 上にあるので、 PP° は瞬間中心 I_{20} が存在する瞬間中心線 ℓ_{20} となる。

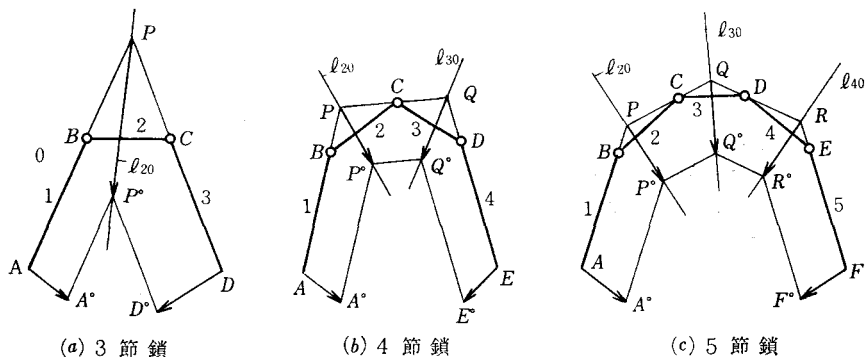


図 1 多節鎖の瞬間中心線

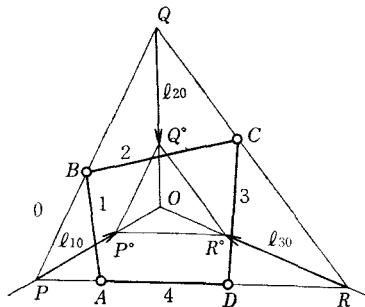
図1(b)の4節鎖において両端の転位速度 AA° , EE° およびリンク2の瞬間中心線 ℓ_{20} が与えられれば、リンク3の瞬間中心線 ℓ_{30} は次のようにして求められる。 ℓ_{20} と AB の交点を P とし、 P がリンク2に属するとすれば PP° は ℓ_{20} 上にあるので $A^\circ P^\circ \parallel AP$ である。 PC と DE の交点を Q とし、 Q がリンク3に属しているとするれば $P^\circ Q^\circ \parallel PQ$, $E^\circ Q^\circ \parallel EQ$ から QQ° は求まり、リンク3の瞬間中心 I_{30} は QQ° にあるから QQ° は瞬間中心線 ℓ_{30} となる。

図1(c)の5節鎖において両端の転位速度 AA° , FF° とリンク2, 3の ℓ_{20} , ℓ_{30} のが与えられていれば AB と ℓ_{20} の交点を P , PC と ℓ_{30} の交点を Q , QD と EF の交点を R とすれば P° , Q° はそれぞれ ℓ_{20} , ℓ_{30} 上にあり、 $A^\circ P^\circ \parallel AP$, $P^\circ Q^\circ \parallel PQ$, $Q^\circ R^\circ \parallel QR$, $F^\circ R^\circ \parallel FR$ から RR° は求まり、これが ℓ_{40} となる。

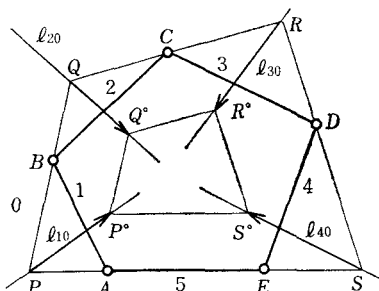
6節鎖以上の場合も同様である。

(2) 単節連鎖の瞬間中心線

図2は単節連鎖を示し、 n 個のリンクのうち $n-2$ 個の瞬間中心線が与えられれば他の2つのリンクの瞬間中心線は求まる。



(a) 4節連鎖



(b) 5節連鎖

図2 単節連鎖の瞬間中心線

図2(a)の4節連鎖においてリンク1, 2の瞬間中心線 ℓ_{10} , ℓ_{20} が与えられればリンク3の ℓ_{30} は次のように求まる。リンク4 (AD) を延長し、 ℓ_{10} の交点を P , PB と ℓ_{20} の交点を Q , QC と AD の交点を R とすれば、 PP° , QQ° は ℓ_{10} , ℓ_{20} 上にあり、 $P^\circ Q^\circ \parallel PQ$, $Q^\circ R^\circ \parallel QR$, $P^\circ R^\circ \parallel PR$ から R° は求まり、 RR° が ℓ_{30} である。 $\triangle P^\circ Q^\circ R^\circ$ は $\triangle PQR$ に辺々平行な三角形なので PP° , QQ° , RR° は一点 O に交わる。 OR で ℓ_{30} を示すことができる。 ℓ_{40} を求めるにも同様にする。

図2(b)の5節連鎖においてリンク1, 2, 3の瞬間中心線 ℓ_{10} , ℓ_{20} , ℓ_{30} が与えられればリンク4の ℓ_{40} は次のように求まる。リンク5 (AE) を延長し、 ℓ_{10} の交点を P , PB と ℓ_{20} の交点を Q , QC と ℓ_{30} の交点を R , RD と AE の交点を S とすれば PP° , QQ° , RR° はそれぞれ ℓ_{10} , ℓ_{20} , ℓ_{30} 上にあり $P^\circ Q^\circ \parallel PQ$, $Q^\circ R^\circ \parallel QR$, $R^\circ S^\circ \parallel RS$, $P^\circ S^\circ \parallel PS$ から S° が求まり、 SS° が ℓ_{40} である。 ℓ_{50} も同様にして求められる。

6節連鎖以上の場合も同様である。

(3) 合体節の理論

合体節の理論は「自由度2の連鎖において対偶をなさぬ2個のリンクの瞬間中心線は他の対偶をなす2個のリンクを合体して得られる瞬間中心を通る。」と云うもので、自由度1の限定連鎖において1つの単節がないものとするれば、その連鎖は自由度2の連鎖となる。対偶をなす2個のリンクを合体して1個のリンクとすれば自由度が1つ失なわれて再び限定連鎖となるので、対偶をなさぬ2個のリンクの瞬間中心は求められる。合体するリンクを変えることによりこのような瞬間中心は多く求められるが、それらは1つの直線上にある。この直線是对偶をなさぬ2個のリンクの瞬間中心線である。直線は2点によって定まるので合体するリンクを2組選べばよいが作図を簡単にするには複節同志を合体する方がよい。

§3 4節単連鎖

図3は4個の爪が回り対偶により環状に連結されたもので、4個の3対偶節にそれぞれ1個の単節が連結されていて各単節の他端が例えば J , K , L , M が他の連鎖のリンクと面对偶をするならば

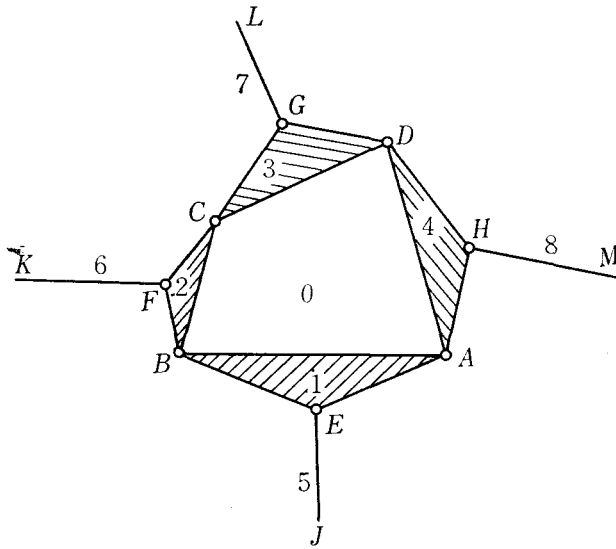


図3 4 節 順 連 鎖

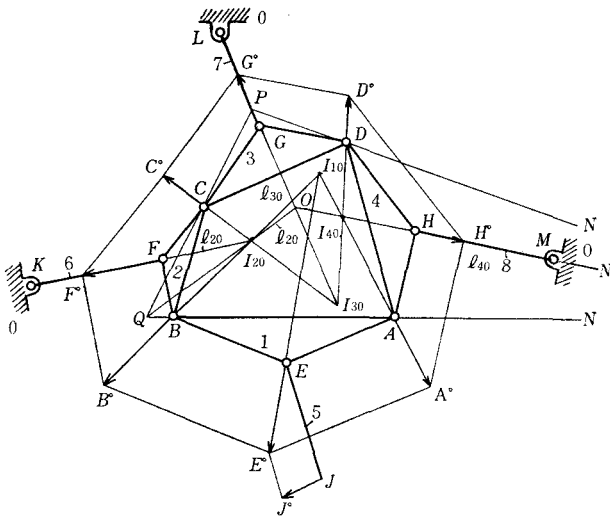


図4 3 端 固 定

面対偶の総数 $J=12$ となり、リンクの総数 $N=8$ だからこの連鎖の自由度 $P=3N-2J=3 \times 8 - 2 \times 12=0$ となり、他の限定連鎖に連結されてもその自由度を変えない附加連鎖となる。

4 個の単節の端にそれぞれ指定された速度を与えて各リンクの速度を求める。

(1) 1 個の単節の端に速度を与え、他の単節の端は固定する場合

図4に示すように3個の単節6, 7, 8の端は固定リンクと回り対偶にし、1個の単節の端 J に速度を与える最も簡単な場合から解く。 K, L, M

の速度を零としたと考えればよい。

リンク1 2 3 4の4節連鎖においてリンク6, 7, 8の線 FK, GL, HM はそれぞれリンク2, 3, 4の瞬間中心線となるので、固定リンクすなわち紙面を0とすればリンク2, 3, 4の瞬間中心は I_{20}, I_{30}, I_{40} それぞれ直線 FK, GL, HM 上にある。

4 節連鎖において図2(a)から各リンクの瞬間中心線は1点で交わり、2本の瞬間中心線 ℓ_{30}, ℓ_{40} すなわち GL, HM を利用してその交点を O とし、 AB と MH の交点を N , ND と GL の交点を P , PC と AB の交点を Q とすれば OQ は ℓ_{20} となるので、 FK の交点が I_{20} となる。 $I_{20}C$ と GL の交点は I_{30} , $I_{30}D$ と HM の交点は I_{40} だから $I_{20}B$ と $I_{40}A$ の交点は I_{10} となり、後は容易に各対偶点の速度は求められる。

(2) 2 個の単節の端の速度を与え、他の単節の端は固定する場合

図5において L, M を固定し、 J, K の転位速度 J°, K° を与えて各リンクの速度を求める。

図2(a)の作図から明らかなように4節連鎖1 2 3 4においてリンク3, 4の瞬間中心線 ℓ_{30}, ℓ_{40} はそれぞれ GL, HM であるので、その交点を O とすればリンク1, 2の瞬間中心線 ℓ_{10}, ℓ_{20} は求められる。

それには AB と ℓ_{40} の交点を N , ND と ℓ_{30} の交点を P , PC と AB の交点を Q とすれば OQ は ℓ_{20} である。次に AD と ℓ_{30} の交点を R , RC と ℓ_{20} の交点を S , SB

と AD の交点を T とすれば OT は ℓ_{10} である。

4 節鎖5 1 2 6において ℓ_{10}, ℓ_{20} が求められれば図1(b)の作図により JE と ℓ_{10} の交点を U , FK と ℓ_{20} の交点を V とし、 U, V がそれぞれリンク1, 2に属するとすれば U°, V° はそれぞれ ℓ_{10}, ℓ_{20} 上にあるので J°, K° よりリンク5, 6に平行線を引き求められる。

B 点はそれぞれリンク1, 2の上の点なので、 $BU \parallel B^\circ U^\circ, BV \parallel B^\circ V^\circ$ から B° は求まる。 BB° と ℓ_{10} の交点が I_{10} , BB° と ℓ_{20} の交点が I_{20} なので、 $I_{20}C$ と ℓ_{30} の交点が I_{30} , $I_{10}A$ と ℓ_{40} の交点

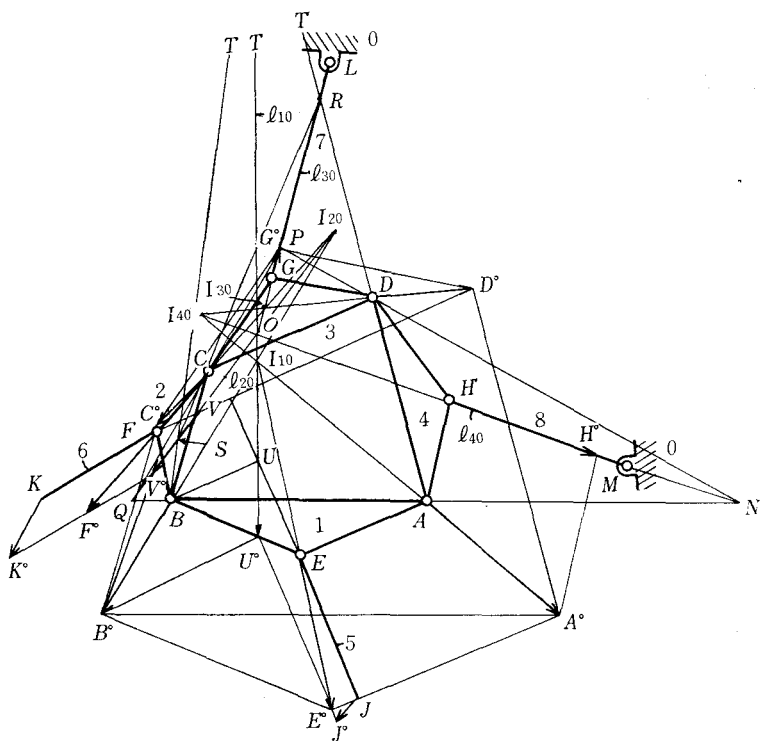


圖 5 2 端 固 定

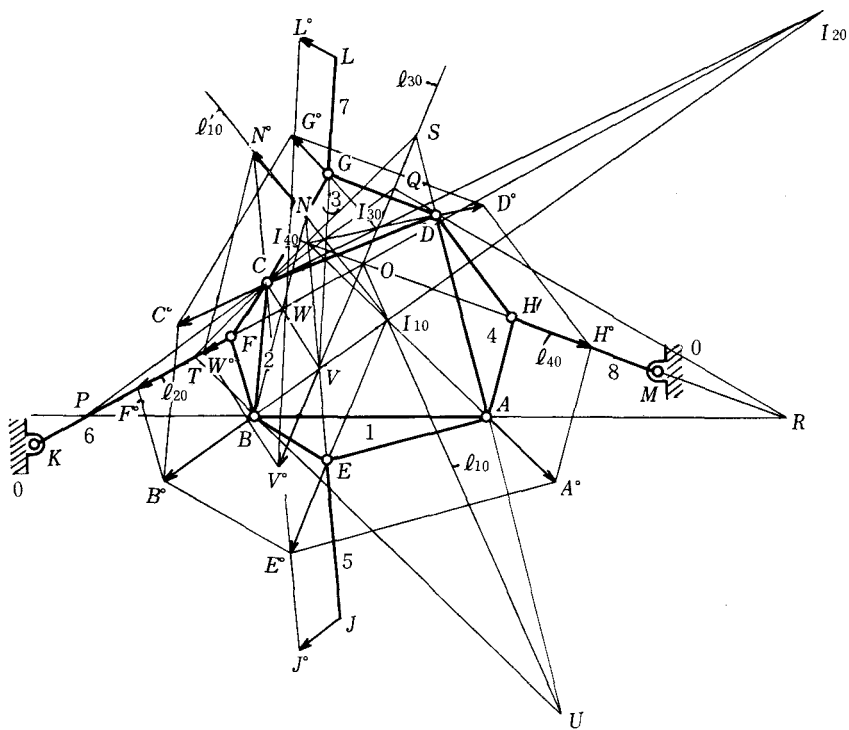


圖 6 2 端 固 定

が I_{40} となる。

図6に示すように、 K, M を固定し、 J, L に速度を与えた場合は4節連鎖1234においてリンク2, 4の瞬間中心線 ℓ_{20}, ℓ_{40} が FK, HM で与えられるので、図2(a)の作図から ℓ_{30}, ℓ_{10} が求められる。

AB を延長し FK, HM の交点を P, R とし、 PC, RD の交点を Q , ℓ_{20}, ℓ_{40} の交点を O とすれば OQ は ℓ_{30} となる。同様に AD を延長し、 ℓ_{30} との交点を S , SC と FK の交点を T とし、 TB, AD の交点を U とすれば OU は ℓ_{10} である。

次に6節鎖51237において ℓ_{30}, ℓ_{20} がそれぞれ OQ, FK で与えられるので、図1(c)の作図により ℓ'_{10} が求まる。すなわち OQ と GL の交点を V , VC と FK の交点を W , WB と EJ の交点を N とすれば V° , W° はそれぞれ OQ, FK 上にあるので、 $L^\circ V^\circ \parallel LV$, $V^\circ W^\circ \parallel VW$, $W^\circ N^\circ \parallel WN$, $J^\circ N^\circ \parallel JN$ から NN° が求まる。

NN° は ℓ'_{10} であるので先に求めた ℓ_{10}

すなわち OU の交点が I_{10} で、 I_{10} が求まれば容易に I_{20}, I_{30}, I_{40} が求まるので各対偶点の速度は求まる。

(3) 3個の単節の端の速度を与え、他の1個の単節の端は固定する場合

図7において3個の単節の端 J, K, L に転位速度を与え、 M を固定する場合で、リンク4の瞬間中心線 ℓ_{40} は HM であるが、4節連鎖1234において瞬間中心線は1個だから他は求めることができない。そこで前述の合体節の理論を用いる。

リンク8がないものとすれば連鎖の自由度は2となるので、リンク1, 2を合体してリンク4の瞬間中心 $I_{40(12)}$ を求める。ただし(12)はリンク1, 2を合体したことを示す。リンク1, 2を合体すればリンク1234は1つのリンク4となるのでSingle Kiteとなり、3節鎖5(12)6において図1(a)の作図から JE, FK の交点を N とし N が4に属する転位速度 NN° は $J^\circ N^\circ \parallel JN$, $N^\circ K^\circ \parallel NK$ から求まる。

次に KF, GL の交点を P とし、 P が4に属するとすれば同様に PP° は求まる。 NN°, PP°

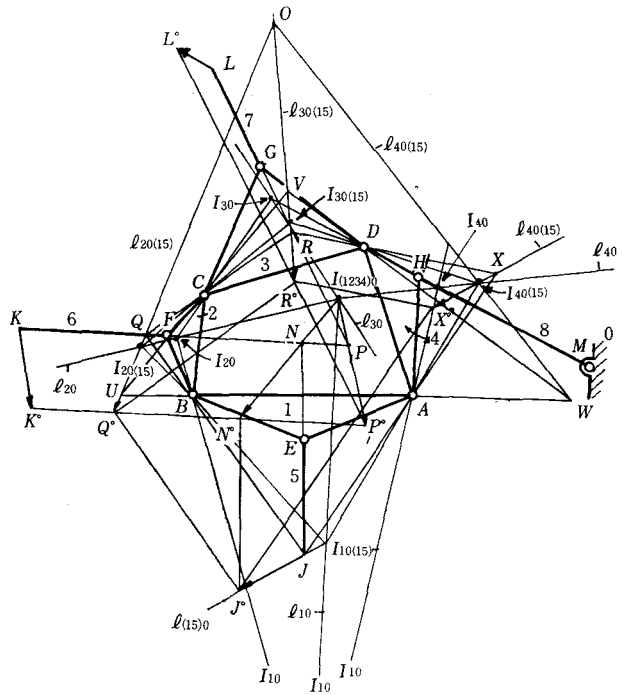


図7 1個の単節の端を固定(合体節法)

の交点が $I_{40(12)}$ となり、この点は $I_{10(12)}, I_{20(12)}, I_{30(12)}$ すなわち $I_{(1234)0}$ である。

リンク1, 2の合体をはずしてリンク1, 5を合体すれば3節鎖(15)26において図1(a)の作図から $\ell_{20(15)}$ が求まる。 JB と FK の交点を Q とし、 Q がリンク2に属するとすれば、 J°, K° より JQ, KQ への平行線の交点を Q° とすれば QQ° は $\ell_{20(15)}$ である。

4節鎖6237において図1(b)の作図により KK°, LL° が与えられ、 $\ell_{20(15)}$ が与えられているので QC とリンク7の交点を R とし、 L° から RL への平行線と Q° から QR への平行線の交点を R° とすれば RR° は $\ell_{30(15)}$ となる。

次に4節連鎖1234において $\ell_{20(15)}, \ell_{30(15)}$ が求められたので図2(a)から $\ell_{40(15)}$ が求まる。すなわち $\ell_{20(15)}$ と AB の交点を U , $\ell_{20(15)}, \ell_{30(15)}$ の交点を O とし、 UC と $\ell_{30(15)}$ の交点を V , VD と AB の交点を W とすれば OW は $\ell_{40(15)}$ となる。4節鎖(51)437において両端の速度と $\ell_{30(15)}$ から RD と JA の交点を X とし、 J°, R° から JA, RD に引いた平行線の交点を X° とすれば XX° は $\ell_{40(15)}$ となるので先に求めた

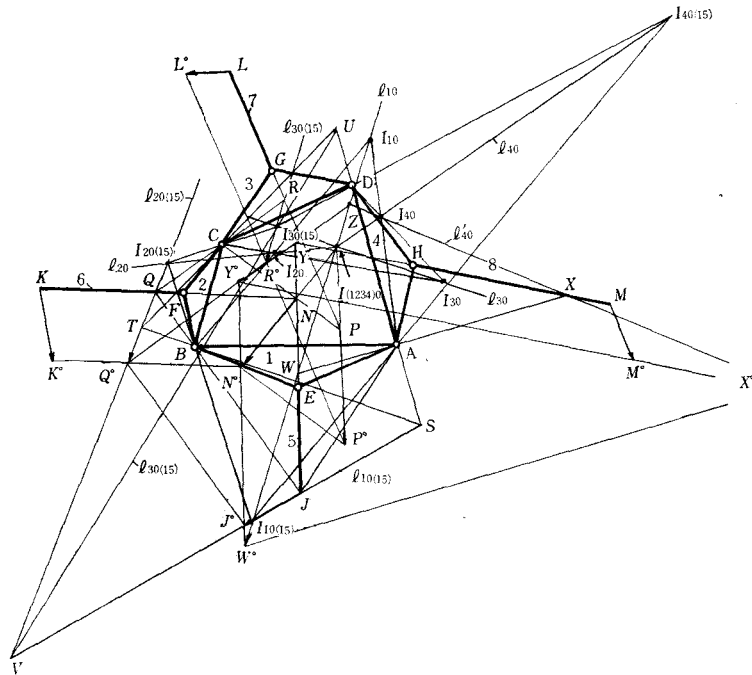


図 8 4 個の単節に速度を指定 (合体節法)

$\ell_{40(15)}$ の交点が $I_{40(15)}$ となる。

先に求めた $I_{40(12)}$ すなわち $I_{(1234)0}$ と $I_{40(15)}$ を結ぶ線が ℓ_{40} であるので、リンク 8 があるものとして、 HM との交点が I_{40} となる。 $I_{40(15)}$ から $I_{30(15)}$, $I_{20(15)}$, $I_{10(15)}$ を求めておけば $I_{40}A$ と $I_{10(12)}$ $I_{10(15)}$ の交点が I_{10} , $I_{40}D$ と $I_{30(12)}$ $I_{30(15)}$ の交点が I_{30} となる。これから各対偶点の速度は容易に求められる。

(4) 4 個の単節の端の速度が与えられた場合

図 8 において各リンクの瞬間中心を合体節の理論によって求めるための方針として (イ) 単節 8 がないものとし、自由度を 2 とす。 (ロ) リンク 1, 2 を合体して $I_{(1234)0}$ を求め、 (ハ) リンク 1, 5 を合体して $I_{30(15)}$, $I_{20(15)}$, $I_{10(15)}$, $I_{40(15)}$ を求め、瞬間中心線 ℓ_{10} , ℓ_{20} , ℓ_{30} , ℓ_{40} を求め、 (ニ) 単節 8 があるとす、4 節鎖 5 4 1 8 において ℓ_{10} より ℓ'_{40} を求め、先に求めた ℓ_{40} との交点を I_{40} とす。 (ホ) I_{40} が求まれば他の I_{10} , I_{20} , I_{30} は容易に求まる。

次に実際の作図には (イ) 単節 8 がないものとし、 (ロ) リンク 1, 2 を合体すればリンク 3, 4 も一体となるので 3 節鎖 5 (12) 6 において図 1 (a) の作図よりリンク 5, 6 の交点を N とし、 K° , J° からリンク 6, 5 への平行線を引き、交点を N° とす

れば NN° は N がリンク (12) 上にある場合の転位速度で $\ell_{(12)0}$ となる。次に 3 節鎖 6 (23) 7 において CN とリンク 7 の交点を P とし、 P をリンク (12) 上の点とすれば N° , L° より、 NP , LG への平行線の交点を P° とすれば NN° と PP° の交点はリンク 1, 2, 3, 4 が合体したときの紙面 0 に対する瞬間中心 $I_{(1234)0}$ となる。

(ハ) 次にリンク 1, 2 の合体をはずし、リンク 1, 5 を合体すれば 3 節鎖 (15) 26 から JB とリンク 6 の交点を Q とし、 J° , K° から JB , KF への平行線の交点を Q° とすれば QQ° は $\ell_{20(15)}$ となる。次に 4 節鎖 6 2 3 7 において図 1 (b) の作図により QC とリンク 7 の交点を R とし、 Q° , L° より QR , LG への平行線の交点を R° とすれば RR° は $\ell_{30(15)}$ となる。

次に 4 節連鎖 1 2 3 4 において図 2 (a) の作図により JJ° は $\ell_{10(15)}$ であるので、 JJ° と AD の交点を S , SB と QQ° の交点を T , TC と AD の交点を U とし、 QQ° と JJ° の交点を V とすれば UV は $\ell_{30(15)}$ であるから、これと RR° の交点が $I_{30(15)}$ となる。 $I_{30(15)}$ が求めれば $I_{30(15)}C$ と QQ° の交点は $I_{20(15)}$, $I_{20(15)}B$ と JJ° の交点が $I_{10(15)}$ となるので、 $I_{30(15)}D$ と $I_{10(15)}A$ の交点が

$I_{40(15)}$ となる。これらの点を $I_{(1234)0}$ に結べばそれぞれ $\ell_{30}, \ell_{20}, \ell_{10}, \ell_{40}$ が得られる。

(二) リンク 1, 5 の合体をはずし、単節 8 があるとし、4 節鎖 5 1 4 8 において図 1(b)の作図よりリンク 5 と ℓ_{10} の交点を W とし、 WA と単節 8 の交点を X とし、 J° より EJ に平行線を引き ℓ_{10} の交点を W° とし、 W° から WX に平行線を引き、 M° から HM への平行線の交点を X° とすれば XX° は ℓ'_{40} である。あるいはリンク 5, 8 の交点を Y とし、 J°, M° よりリンク 5, 8 に平行線を引き交点を Y° とし、 YY° と ℓ_{10} の交点を Z とすれば XZ は ℓ'_{40} である。よって ℓ_{40} と ℓ'_{40} の交点が I_{40} である。

(三) I_{40} が求まれば $I_{40}A$ と ℓ_{10} の交点が I_{10} 、 $I_{40}D$ と ℓ_{30} の交点が I_{30} 、 $I_{30}C$ と ℓ_{20} の交点が I_{20} で、これらの瞬間中心が求まれば各対偶点の速度は容易に求められる。

§ 4 5 節風連鎖

図 9 に示す 5 節風連鎖の 5 本の単節の自由端を固定するか、速度を与えて各リンクの瞬間中心あるいは速度を求める。自由端に零の速度を与えるすなわち固定する数が多いほどこの連鎖の運動は

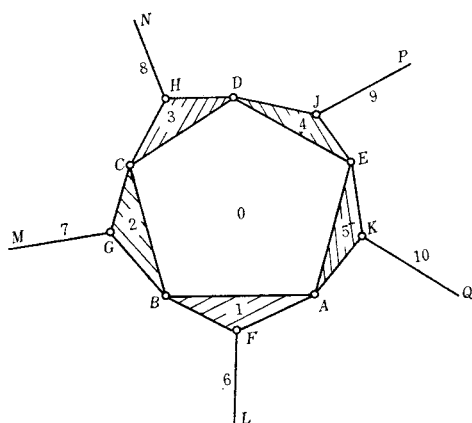


図 9 5 節風連鎖

解き易くなり、逆に固定端が少ない場合は合体節の理論を用いて解き得ることに成功した。

(A) 合体節の理論を用いる必要のない場合

前節において実際の作図法を詳細に説明したので、この場合については作図法の方針だけを説明し、図示せぬ場合もある。

(1) 1 個の単節の端に速度を与え固定する場合

図 9 においてリンク 6 の端 L に速度 LL° を与え他の端 M, N, P, Q は固定された場合は 5 節連鎖 1 2 3 4 5 においてリンク 7, 8, 9, 10 はそれぞれ $\ell_{20}, \ell_{30}, \ell_{40}, \ell_{50}$ であるので図 2(b)の作図法より 3 つの瞬間中心線により他のリンクの瞬間中心線は求まるので、例えば $\ell_{20}, \ell_{30}, \ell_{40}$ を利用して ℓ'_{50} を求め前の ℓ_{50} である KQ との交点が I_{50} で、これが求まれば $I_{50}E$ と ℓ_{40} の交点が I_{40} 、 $I_{40}D$ と ℓ_{30} の交点が I_{30} 、 $I_{30}C$ と ℓ_{20} の交点が I_{20} 、 $I_{20}B$ と $I_{50}A$ の交点が I_{10} で、これらの瞬間中心から各対偶点の速度は容易に求まる。

(2) 隣り合いの 2 個の単節の端に速度を与え他の端は固定する場合

例えば図 9 の L, M に速度 LL°, MM° が与えられ、 N, P, Q の端は固定される場合で、リンク 8, 9, 10 はそれぞれ $\ell_{30}, \ell_{40}, \ell_{50}$ であるので、5 節連鎖 1 2 3 4 5 において図 2(b)の作図より ℓ_{20}, ℓ_{10} は求まる。4 節鎖 6 1 2 7 において図 1(b)の作図より ℓ_{10} から ℓ'_{20} が求まるので ℓ_{20} と ℓ'_{20} の交点が I_{20} なので $I_{20}B$ と ℓ_{10} の交点が I_{10} となり、他の I_{30}, I_{40}, I_{50} は求まる。

(3) 1 つおきの 2 個の単節の端に速度を与え他の端は固定する場合

例えば図 9 の L, N に速度 LL°, NN° が与えられ、 M, P, Q が固定される場合。リンク 7, 9, 10 はそれぞれ $\ell_{20}, \ell_{40}, \ell_{50}$ であるので、5 節連鎖 1 2 3 4 5 において図 2(b)より、 ℓ_{30}, ℓ_{10} は求まる。5 節鎖 6 1 2 3 8 において図 1(c)から $LL^\circ, NN^\circ, \ell_{30}, \ell_{20}$ により ℓ'_{10} が求まるから、 ℓ_{10}, ℓ'_{10} の交点が I_{10} で、 $I_{10}B$ と ℓ_{20} の交点が I_{20} で他は同様に求まる。

(B) 合体節の理論を用いる場合

(4) 5 個の単節の端に速度を与えた場合

これまででは簡単に解けるので方針のみ述べたが、この場合は重要なので、作図法を詳細に示す。

(イ) 単節 10 が無いものとし、リンク 1, 2 を合体し $\ell_{(12)0}$ を求める。すなわち 3 節鎖 6 (12) 7 において図 1(a)よりリンク 6, 7 の交点を R とし、 L°, M° よりリンク 6, 7 に平行線を引き交点を R° とすれば RR° は $\ell_{(12)0}$ あるいは

線を引き YY° 上に C°_1 を求め、 C°_1 より C_1D_1 に平行線を引き ZZ° 上に D°_1 を求め、 D°_1 より D_1E_1 に平行線を引き、 B°_1 より AE に平行線を引き交点を E°_1 とすれば $E_1E^\circ_1$ は $\ell'_{40(16)}$ である。故に $\ell_{40(16)}$ と $\ell'_{40(16)}$ の交点すなわち $A_1A^\circ_1$ と $E_1E^\circ_1$ の交点は $I_{40(16)}$ となる。よって $I_{49(16)}$ と D を結び $\ell_{30(16)}$ すなわち ZZ° の交点は $I_{30(16)}$ となり、 $I_{30(16)}C$ と $\ell_{20(16)}$ すなわち YY° の交点は $I_{20(16)}$ となり、 $I_{20(16)}B$ と $\ell_{10(16)}$ すなわち LL° の交点は $I_{10(16)}$ となり、 $I_{10(16)}A$ と $I_{40(16)}E$ の交点は $I_{50(16)}$ となる。

(v) リンク 1, 6 の合体をはずせば $I_{10(12)} I_{10(16)}, I_{20(12)} I_{20(16)}, I_{30(12)} I_{30(16)}, I_{40(12)} I_{40(16)}, I_{50(12)} I_{50(16)}$ の線はそれぞれ $\ell_{10}, \ell_{20}, \ell_{30}, \ell_{40}, \ell_{50}$ となる。そこでリンク 10 があるものとすれば 4 節鎖 6 1 5 10 において ℓ_{10} から ℓ'_{50} が求まるはずである。 ℓ_{10} と FL の交点を F_1 とし、 F_1A とリンク 10 すなわち KQ の交点を G_1 とし、 FL と KQ の交点を H_1 とし、 L°, Q° から FL と KQ への平行線の交点を H°_1 とし、 $H_1H^\circ_1$ と ℓ_{10} の交点を J_1 とすれば G_1J_1 は ℓ'_{50} となるので、これと ℓ_{50} の交点が I_{50} である。 I_{50} が求まれば $I_{50}A$ と ℓ_{10} の交点が I_{10} 、 $I_{10}B$ と ℓ_{20} の交点が I_{20} 、 $I_{20}C$ と ℓ_{30} の交点が I_{30} 、 $I_{30}D$ と ℓ_{40} の交点が I_{40} でリンク 1, 2, 3, 4, 5 の瞬間中心が求まれば各対偶点の速度は容易に求められる。

(5) 4 個の単節の端に速度を与え他は固定する場合

図 10 において L, M, N, P に速度を与え Q を固定する場合で、リンク 10 がないものとし、リンク 1, 2 を合体して各リンクの瞬間中心を求める作図は (4) の (i) と全く同じで、次にリンク 1, 6 を合体して、各リンクの瞬間中心を求める作図も (4) の (ii) と全く同じであって $\ell_{10}, \ell_{20}, \ell_{30}, \ell_{40}, \ell_{50}$ は求められる。次にリンク 10 があり、 Q 点が固定されているのでリンク 10 すなわち KQ が ℓ_{50} となる。先に求めた ℓ_{50} との交点が I_{50} となるから I_{50} が求まれば $I_{50}A$ と ℓ_{10} の交点が I_{10} となり、同様に他のリンクの瞬間中心は容易に求まる。

(6) 3 個の単節の端に速度を与え他の端を固定する場合

(i) 図 9 の L, M, N に速度を与え P, Q を

固定する場合。単節 10 がないとしてリンク 1, 2 を合体し、3 節鎖 6 (12) 7 より $\ell_{(12)0}$ を求め、4 節鎖 7 2 3 8 において $\ell_{(12)0}$ から $\ell_{30(12)}$ を求め、 PJ は ℓ_{40} であるから 4 節連鎖 (12) 3 4 5 において $\ell_{(12)0}, \ell_{30(12)}$ から $\ell'_{40(12)}$ が求まるので、これと PJ の交点は $I_{40(12)}$ となり、これが求まれば $I_{30(12)}, I_{(12)0}$ が求まる。

次にリンク 1, 2 の代りにリンク 1, 6 を合体すれば 3 節鎖 (16) 2 7 より $\ell_{20(16)}$ 、3 節鎖 7 2 3 8 より $\ell_{30(16)}$ 、 PJ は ℓ_{40} 、 LL° が $\ell_{10(16)}$ であるので、5 節連鎖 1 2 3 4 5 より $\ell'_{40(16)}$ が求まるので $I_{40(16)}$ が求まる。その結果 $I_{30(16)}, I_{20(16)}, I_{10(16)}$ が求まり、 $\ell_{10}, \ell_{20}, \ell_{30}, \ell_{50}$ が求まる。単節 10 があるとすれば QK が ℓ_{50} あるから先に求めた ℓ_{50} との交点が I_{50} となり、他のリンクの瞬間中心は求まる。

(ii) 図 9 の L, M, P に速度を与えて N, Q を固定する場合、単節 10 がないとして、リンク 1, 2 を合体し 3 節鎖 6 (12) 7 から $\ell_{(12)0}$ を求めればリンク 8 すなわち NH は ℓ_{30} であるので、4 節連鎖 (12) 3 4 5 から $\ell_{50(12)}, \ell_{40(12)}$ が求まり、次に 5 節鎖 6 1 5 4 9 において図 1 (c) の作図を用い $\ell_{10(12)}, \ell_{50(12)}$ から $\ell'_{40(12)}$ を求めればこれと先に求めた $\ell_{40(12)}$ の交点が $I_{40(12)}$ である。これから $I_{30(12)}, I_{20(12)}, I_{10(12)}, I_{50(12)}$ が求まる。

リンク 1, 2 の代りにリンク 1, 6 を合体して 3 節鎖 (16) 2 7 において $\ell_{20(16)}$ を求め、5 節連鎖 1 2 3 4 5 において LL° は $\ell_{(16)0}$ 、 NH は ℓ_{30} だから $\ell_{50(16)}, \ell_{40(16)}$ は求められる。4 節鎖 (16) 5 4 9 において $\ell_{(16)0} (= \ell_{10(16)})$ 、 $\ell_{50(16)}$ から $\ell'_{40(16)}$ を求め、先に求められた $\ell_{40(16)}$ との交点が $I_{40(16)}$ で、これから容易に $I_{30(16)}, I_{20(16)}, I_{10(16)}$ が求まる。よって $\ell_{10}, \ell_{20}, \ell_{30}, \ell_{40}, \ell_{50}$ が求まる。しかにリンク 10 があるので KQ は ℓ_{50} だから、先に求めた ℓ_{50} との交点が I_{50} で、これが求まれば容易に $I_{40}, I_{30}, I_{20}, I_{10}$ が求まる。

§ 4 結 論

以上により 4 節風連鎖と 5 節風連鎖の各単節に速度を与えて各リンクの瞬間中心あるいは各対偶点の速度を求める方法を示したが、多節鎖および単節連鎖の瞬間中心線の関係と合体節の理論によってすべてその速度を求めることができた。速度

が求まれば ローゼナウの 方法^{1), 2)} を用いれば 加速度が求まるので運動がすべて解かれたことになる。

6 節 鳳連鎖あるいはそれ以上の多節鳳連鎖も同様な方法で解くことができるので鳳連鎖の問題は解決した。

文 献

- 1) Rosenauer, N.: Beschleunigungskonstruktionen Kinematischer Ketten mit Hilfe von Plänen relativer Normalbeschleunigungen, Maschinen-

bau, RM 6, 67~70 (1938).

- 2) Rosenauer, N.: Zur Beschleunigungskonstruktion acht-und mehrglieder Gelenkketten, Maschinenbau, RM 7, 69~72 (1939).
- 3) 糸島寛典: 単節連鎖の瞬間中心について, 広島大学工学部研究報告, 第1号, 39~46頁, 昭和27年4月(1952)
- 4) 糸島寛典: 合体節法による拘束連鎖の瞬間中心について, 広島大学工学部研究報告, 第3巻, 第1冊, 65~72頁, 昭和29年2月(1954)

(昭和45年1月12日受付)

円板カムの滑り率について

(機械工学科) 糸 島 寛 典

On the Specific Sliding of the Disc Cam

Hironori ITOSHIMA

This report has treated the specific sliding of the reciprocating circular or flat follower and the oscillating circular or flat follower with a disc cam.

It has been found that the specific sliding of the follower with a disc cam has an infinite value at the both ends on the contact surface.

§ 1 緒 言

前報¹⁾において円板カムに対する往復かたより従動節の押進め角、かたより量およびその運動について論じたが、従動節の接触端がナイフェッジの場合は従動節の滑り率は常に無限大となり、接触端が円弧あるいは平板になっている場合にも常に従動節に無限大の値の滑り率を生ずる位置が存在する。

円板カムに対し往復あるいは揺動する各種の従動節の滑り率を求める計算式を導き、円板カムの設計の資料とする。

§ 2 記 号

R = 円板カムの半径	r = 従動節の円弧の半径
c = 円板カムの偏心量	e = 円板カムのかたより量
d = カムと従動節の中心距離	f = 平板従動節の偏位量
θ = カムの回転角	φ = 揺動従動節の揺動角
ϕ = 従動節の押進め角	$\delta = \angle AOC$
σ_1 = 円板カムの滑り率	σ_2 = 従動節の滑り率
s = 従動節の中心から接触点までの水平距離	

$$m = \frac{r}{R+r}, \quad \lambda = \frac{c}{R+r}, \quad \varepsilon = \frac{e}{R+r}$$

§ 3 円板カムと往復円弧従動節

図1に示すカム装置において、円板カムの中心 O 、カムの回転中心を A 、カムの偏心量 $OA=c$ 、従動節の円弧の中心を B 、そのかたより量を e 、円板と円弧の半径をそれぞれ R, r とする。

カムの回転角 θ は A 点を通る横軸を基準とし、従動節とカムとの接触点を C とし、 C 点における法線すなわち OB が横軸との交点を P とすればカムと従動節の滑り率 σ_1, σ_2 は前報¹⁾より次のように求められる。

$$\sigma_1 = \frac{R+r}{R} \cdot \frac{CP}{r+CP}, \quad \sigma_2 = \frac{R+r}{r} \cdot \frac{CP}{R-CP} \dots\dots\dots (1)$$

R, r は一定であるので滑り率は CP の長さによって変化することがわかり, $CP=R$ の場合すなわち $\theta=0^\circ, 180^\circ$ (カムの中心 O が A 点を通る横軸上にある場合) の場合 σ_2 が無限大となることがわかる。

図1において O 点より B 点の行程線への垂線の足を D とすれば次式が得られる。ただし前報に従って $m=r/R+r, \lambda=c/R+r, \varepsilon=e/R+r$ とおく。

$$CP=R-OP=R-\frac{c\sin\theta}{\cos\phi} \dots\dots\dots(2)$$

$$\sin\phi=\frac{c\cos\theta+\varepsilon}{R+r}=\lambda\cos\theta+\varepsilon \dots\dots\dots(3)$$

式(2)を式(1)に代入すれば σ_1, σ_2 はそれぞれ次のようになる。

$$\sigma_1=\frac{(1-m)\cos\phi-\lambda\sin\theta}{(1-m)(\cos\phi-\lambda\sin\theta)} \dots\dots\dots(4)$$

$$\sigma_2=\frac{(1-m)\cos\phi-\lambda\sin\theta}{m\lambda\sin\theta} \dots\dots\dots(5)$$

いま λ_1, ε を前報¹⁾の例のように指定してカムの回転角 θ に対する押進め角 ϕ と滑り率 σ_1, σ_2 の変化を式(4), (5)より求めた結果を表1と図2に示す。

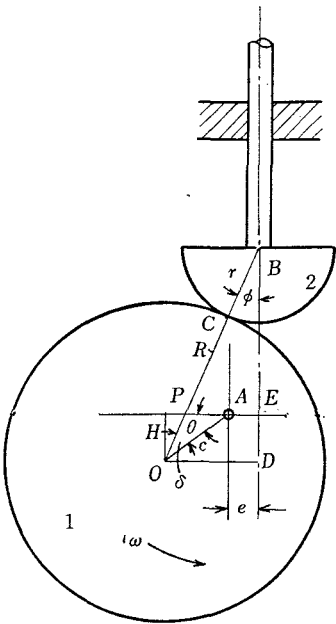


図1 円板カムと往復円弧従動節

表1 $\lambda=0.35, \varepsilon=0.1367, m=0.3, 0.5$ の ϕ と σ

θ	ϕ	$m=0.3$		$m=0.5$		δ
		σ_1	σ_2	σ_1	σ_2	
0°	$29^\circ 7'$	1.0000	∞	1.0000	∞	$60^\circ 53'$
30°	$26^\circ 5'$	0.8963	8.6421	0.7580	3.1323	$33^\circ 55'$
60°	$18^\circ 10'$	0.7992	3.9809	0.5315	1.1347	$11^\circ 50'$
$86^\circ 48'$	9°	0.7653	3.2618	0.4525	0.8264	$-5^\circ 48'$
90°	$7^\circ 51'$	0.7659	3.2709	0.4537	0.8304	$-7^\circ 51'$
120°	$-2^\circ 12'$	0.8134	4.3589	0.5646	1.2967	$-27^\circ 48'$
150°	$-9^\circ 35'$	0.9075	9.8139	0.7842	3.6345	$-50^\circ 25'$
180°	$-12^\circ 19'$	1.0000	∞	1.0000	∞	$-79^\circ 41'$
210°	$-9^\circ 35'$	1.0646	-16.4805	1.1507	-7.6345	$-100^\circ 25'$
240°	$-2^\circ 12'$	1.0997	-11.0256	1.2327	-5.2967	$-147^\circ 48'$
270°	$7^\circ 51'$	1.1119	-9.9938	1.2611	-4.8304	$-187^\circ 51'$
$273^\circ 12'$	9°	1.1120	-9.9282	1.2613	-4.8263	$-192^\circ 12'$
300°	$18^\circ 10'$	1.1037	-10.6476	1.2419	-5.1347	$-228^\circ 10'$
330°	$26^\circ 5'$	1.0699	-15.3088	1.1631	-7.1323	$-266^\circ 5'$
360°	$29^\circ 7'$	1.0000	∞	1.0000	∞	$-299^\circ 7'$

図2から $\theta = 0^\circ, 180^\circ$ において $\sigma_2 = \infty$ の所が存在し、 m の値が小さい程従動節の滑り率 σ_2 が大きく σ_1 の変化は小さい。

σ_2 の最低位置を求めるには式(5)、(3)を θ で微分し、 $d\sigma_2/d\theta = 0$ とおいて θ を求めれば

$$\lambda \varepsilon \cos^2 \theta + (\lambda^2 + \varepsilon^2 - 1) \cos \theta + \lambda \varepsilon = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\cos \theta = \frac{-(\lambda^2 + \varepsilon^2 - 1) - \sqrt{(\lambda^2 + \varepsilon^2 - 1)^2 - 4\lambda^2 \varepsilon^2}}{2\lambda \varepsilon} \quad \dots\dots\dots (7)$$

が得られる。ただし+側は用いられない。

次にこの場合の押進め角 ϕ を求めるために式(6)を式(3)に代入すれば

$$\sin \phi = \frac{1 - \lambda^2 + \varepsilon^2 - \sqrt{(1 - \lambda^2 - \varepsilon^2)^2 - 4\lambda^2 \varepsilon^2}}{2\varepsilon} \quad \dots\dots\dots (8)$$

となり、これらの式はいづれも m に無関係である。この両式に前報¹⁾の例 $\lambda = 0.35, \varepsilon = 0.1367$ を適用すれば $\theta = 86^\circ 48', 273^\circ 12', \phi = \pm 9^\circ$ が得られ、これを $m = 0.3, 0.5$ について式(5)に代入すれば最低の滑り率は $\sigma_{2min} = 3.2616, -9.9282$ ($m = 0.3$), $\sigma_{2min} = 0.8264, -4.8263$ ($m = 0.5$)となる。

σ_1 の極大、極小を求めるためには式(4)を θ で微分し $d\sigma_1/d\theta = 0$ とおけば、そのときの θ は式(7)に一致するため σ_2 の極小値において σ_1 の極大、極小値の θ の位置が一致する。そこで上の値を式(4)に代入すれば次の結果を得る。

$$m = 0.3 \text{ の場合 } \sigma_{1min} = 0.7653 \quad \sigma_{1max} = 1.1120$$

$$m = 0.5 \text{ の場合 } \sigma_{1min} = 0.4525 \quad \sigma_{1max} = 1.2613$$

図1において OA を基準として OC のなす角 $\angle AOC = \delta$ とすれば、 δ は円板上の C 点の位置を示し、 ϕ は円弧上の C 点の位置を示す。 δ は次式で示される。

$$\delta = 90^\circ - (\theta + \phi) \quad \dots\dots\dots (9)$$

各 θ, ϕ に対する δ を表1に示す。表の-は OA に対して反対側の角度であることを示す。図3において円板カム上の σ_{1max} と σ_{1min} を示す。

かたよりのない場合 $\varepsilon = 0$ の場合は式(6)より容易に $(\lambda^2 - 1)\cos\theta = 0$ となり、 $\lambda \neq 1$ の場合 $\cos\theta = 0$ となり、 $\theta = 90^\circ, 270^\circ$ の場合 σ_2 は2つの極小値をとり、それらを σ_2, σ_2' で示せば式(3)から共に $\phi = 0$ となり次式が得られる。

$$\left. \begin{array}{l} \theta = 90^\circ \\ \text{の場合} \end{array} \right\} \sigma_2 = \frac{1 - m - \lambda}{m\lambda} \quad \left. \begin{array}{l} \theta = 270^\circ \\ \text{の場合} \end{array} \right\} \sigma_2' = \frac{-1 + m - \lambda}{m\lambda} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\sigma_1 = \frac{1 - m - \lambda}{(1 - m)(1 - \lambda)} \quad \sigma_1' = \frac{1 - m + \lambda}{(1 - m)(1 + \lambda)} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$\varepsilon = 0$ の場合のカムの最大滑り率を示す式(11)において m を指定して各 λ に対するカムの最大滑り率を図4に示す。図から $\theta = 90^\circ$ の場合の滑り率が問題となり、 $|\sigma_1| < 8$ であるためには $m + \lambda < 1.4$ が望ましく、 $C < R, r < R$ ならば $m < 0.5, \lambda < 0.5$ であるので $m + \lambda < 1$ となり $|\sigma_1| < 8$ は満足される。

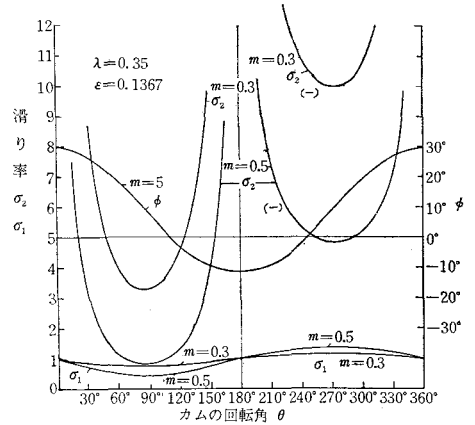


図2 円板カムと往復円弧従動節における滑り率

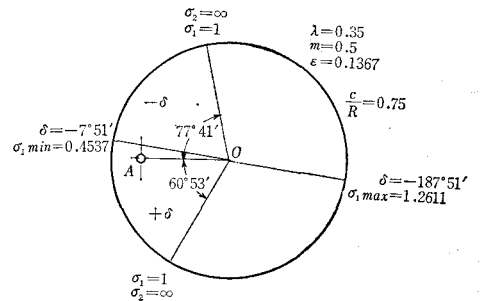
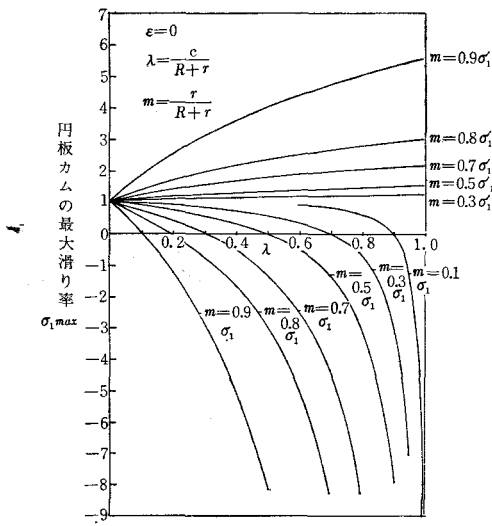
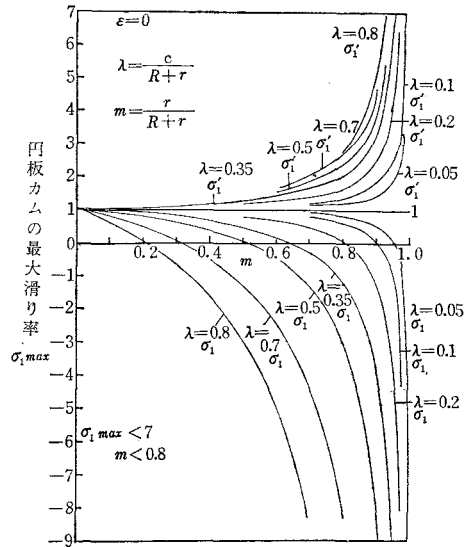


図3 往復円弧従動節における円板カム上の滑り率

図4 m を指定し各 λ に対する σ_{1max} 図5 λ を指定し各 m に対する σ_{1max}

λ を指定して各 m に対するカムの最大滑り率を図5に示す。図から $\theta=270^\circ$ のときの $\sigma_1' < 8$ となるためには $m < 0.9$ であることがわかる。

以上は $\varepsilon=0$ の場合であるが、もし $\varepsilon>0$ の場合例えば $\varepsilon=0.1367$ の場合を考えると

$$\varepsilon=0, \quad m=0.3, \quad \lambda=0.35, \quad \sigma_1=0.7692$$

$$\varepsilon=0.1367, \quad m=0.3, \quad \lambda=0.35, \quad \sigma_1=0.7659$$

あるいは

$$\varepsilon=0, \quad m=0.5, \quad \lambda=0.35, \quad \sigma_1=0.4615, \quad \theta=90^\circ$$

$$\varepsilon=0.1367, \quad m=0.5, \quad \lambda=0.35, \quad \sigma_1=0.4525, \quad \theta=86^\circ 48'$$

となり殆んど変化しない。 ε が増大するにつれて σ_{1min} , σ_{2min} の位置が $\theta=90^\circ$ から僅かに少なくなる。

§4 円板カムと往復平板従動節

図6に示す往復平板従動節において平板は従動節の行程線に垂直とし、 OA が A 点を通る横軸となす角を θ とし、接触点 C と円板の中心 O を結ぶ線と横軸の交点を P とすれば前報¹⁾ によりカムと従動節の滑り率 σ_1, σ_2 は円板の半径を R として

$$\sigma_1 = \frac{CP}{R}, \quad \sigma_2 = \frac{CP}{R-CP} \dots\dots\dots(12)$$

となる。しかるに図6から

$$OP = c \sin \theta, \quad CP = R - c \sin \theta$$

となるので

$$\sigma_1 = 1 - \frac{c}{R} \sin \theta, \quad \sigma_2 = \frac{1 - \frac{c}{R} \sin \theta}{\frac{c}{R} \sin \theta} \dots\dots\dots(13)$$

図6は $\frac{c}{R} < 1$ の場合の例で、図7は $\frac{c}{R} > 1$

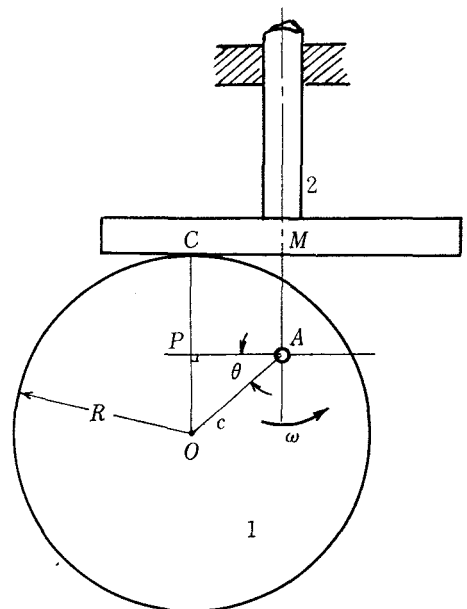


図6 往復平板従動節

の場合の例である。小さな円板はローラでなく、クラ
ンクに固定された場合を考える。

例として $\frac{c}{R}=0.7$ と10の場合のカムの回転角 θ
に対するカムと従動節の滑り率 σ_1, σ_2 を式(13)から
求めたものを表2と図8に示す。図8からカムの滑り
率は $\frac{c}{R}$ の如何にかかわらず $\theta=90^\circ, 270^\circ$ の位置
が問題となり、従動節の滑り率はこの位置で最小とな
り、 $\theta=0^\circ, 180^\circ$ で σ_1, σ_2 は共に無限大となる。

$\theta=90^\circ, 270^\circ$ における各 $\frac{c}{R}$ に対する σ_1, σ_2 を
求めれば

$$\theta=90^\circ, \sigma_1=1-\frac{c}{R}, \sigma_2=\frac{R}{c}-1$$

$$\theta=270^\circ, \sigma_1=1+\frac{c}{R}, \sigma_2=-\left(\frac{R}{c}+1\right)$$

となり、図9に示す曲線が得られる。これから c/R
の増加に比例し、 σ_{1max} は $\theta=270^\circ$ で最大となり、 σ_2 は-1に近づくが c/R は0に近づくほど σ_2
は無限大に近づく。

$CM=s$ とすれば次式を得る。

$$s=c\cos\theta, \quad \frac{s}{R} = \frac{c}{R} \cos\theta \quad \dots\dots\dots(14)$$

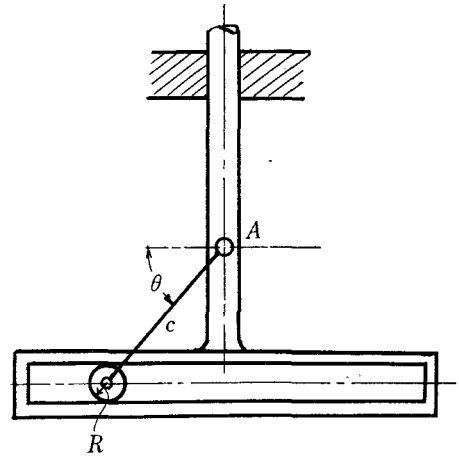


図7 スコッチヨーク

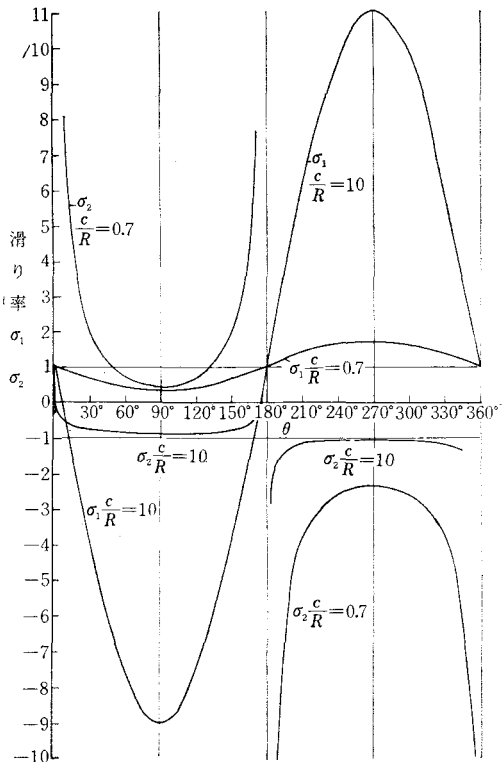


図8 往復平板従動節の滑り率

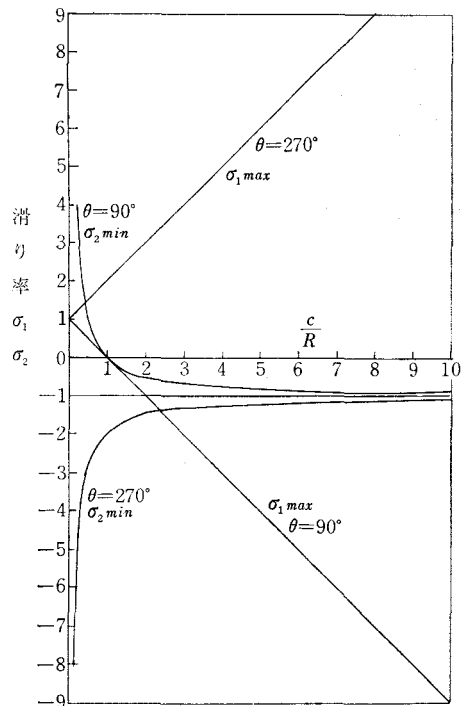


図9 平板従動節の $\sigma_{1max}, \sigma_{2min}$

となる。上式から θ を与えれば φ が求まるので式(18)より滑り率 σ_1, σ_2 が求まる。

押進め角 ϕ は図10より

$$\sin\phi = \frac{\ell\sin\varphi + c\sin\theta}{R+r} \quad \dots\dots(22)$$

で求められ、 $\angle AOM = \varepsilon$ とすれば $\varepsilon = \phi - \theta$ であるから $\phi = \varepsilon + \theta$ となり、これを式(22)に代入すれば

$$\sin(\varepsilon + \theta) = \frac{\left(-\frac{\ell}{d}\right)\sin\varphi + \left(-\frac{c}{d}\right)\sin\theta}{\frac{R+r}{d}} \quad \dots\dots(23)$$

が得られる。

$$\text{例えば } \frac{c}{d} = 0.2, \frac{\ell}{d} = 1.0, \frac{R+r}{d} = 0.6, \\ \frac{rc}{R\ell} = 0.1$$

において $\theta = 0^\circ \sim 360^\circ$ の $\delta, \varphi, \varepsilon, \sigma_1, \sigma_2$ を求めたものを表3と図11に示す。

図11からこの例の場合カムの滑り率 σ_1 はあまり変化せず問題にならぬが、従動節では $\theta = 0^\circ, 180^\circ$ において $\sigma_2 = \infty$ となる。これは式(18)からも明らかである。図10の従動節の円弧の接触点 C の位置は

$$\psi = \varphi + \theta + \varepsilon \quad \dots\dots(24)$$

から求められ、カムの輪廓の位置は ε で求められる。

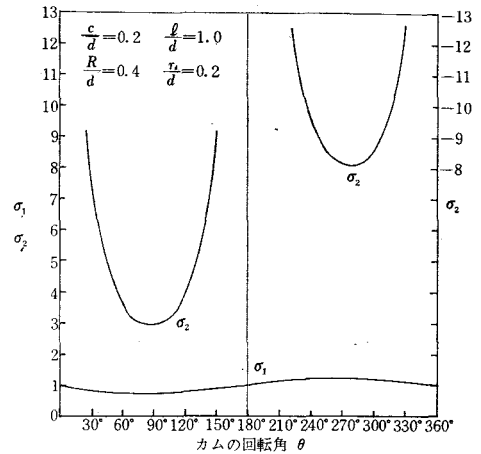


図11 揺動円弧従動節の場合の滑り率

表3 揺動円弧従動節の場合の一例 $\frac{c}{d} = 0.2, \frac{\ell}{d} = 1.0, \frac{R+r}{d} = 0.6, \frac{rc}{R\ell} = 0.1$

θ	δ	φ	ε	σ_1	σ_2	ψ
0°	90°	$29^\circ 56'$	$56^\circ 16'$	1.0000	∞	$86^\circ 12'$
30°	$85^\circ 8'$	$25^\circ 46'$	$33^\circ 1'$	0.8850	7.6941	$88^\circ 47'$
60°	$81^\circ 3'$	$23^\circ 28'$	$12^\circ 15'$	0.7825	3.5981	$95^\circ 43'$
90°	$78^\circ 41'$	$23^\circ 14'$	$-7^\circ 47'$	0.7465	2.9448	$105^\circ 27'$
120°	$79^\circ 6'$	$25^\circ 15'$	$-31^\circ 34'$	0.7970	3.9256	$113^\circ 41'$
150°	$83^\circ 6'$	$29^\circ 54'$	$-55^\circ 56'$	0.8997	8.9701	$123^\circ 58'$
180°	90°	$36^\circ 52'$	$-89^\circ 16'$	1.0000	∞	$127^\circ 36'$
210°	$96^\circ 54'$	$43^\circ 42'$	-130°	1.0724	-14.8179	$123^\circ 42'$
240°	$100^\circ 54'$	$47^\circ 3'$	$-171^\circ 22'$	1.1183	-9.4517	$115^\circ 41'$
270°	$101^\circ 19'$	$45^\circ 52'$	$-210^\circ 22'$	1.1393	-8.1772	$105^\circ 30'$
300°	$98^\circ 57'$	$41^\circ 22'$	$-245^\circ 38'$	1.1310	-8.6313	$95^\circ 44'$
330°	$94^\circ 52'$	$35^\circ 30'$	$-276^\circ 45'$	1.0861	-12.6144	$88^\circ 45'$
360°	90°	$29^\circ 56'$	$-303^\circ 44'$	1.0000	∞	$86^\circ 12'$

§ 6 円板カムと揺動平板従動節

図12に示す揺動平板従動節において円板の中心 O から接触点 C を結ぶ直線と中心線 AB の交点を P とすれば前報¹⁾よりカムと従動節の滑り率は

$$\sigma_1 = \frac{CP}{R}, \quad \sigma_2 = \frac{CP}{R-CP} \quad \dots\dots(25)$$

で与えられた。ただし R は円板の半径である。図において OA と BA の延長のなす角を θ とし、 $\angle ABD = \varphi, OA = c$ とすれば

$$c\sin(\theta+\varphi)+d\sin\varphi=R+f \dots\dots\dots(26)$$

が得られる。ただし f は平板従動節の偏位量である。

この式から φ を θ で表せば

$$\sin(\varphi+\mu)=\frac{R+f}{\sqrt{d^2+c^2-2cd\cos\theta}} \dots\dots\dots(27)$$

$$\tan\mu=\frac{ccos\theta}{d-c\sin\theta} \dots\dots\dots(28)$$

となる。この式によりカムの回転角 θ が与えられれば従動節の揺動角 φ が求められる。次に図から

$$OP=\frac{c\sin\theta}{\cos\varphi}, CP=R-\frac{c\sin\theta}{\cos\varphi} \dots\dots\dots(29)$$

が得られるので、これらを式(25)に代入すれば

$$\sigma_1=\frac{\cos\varphi-(\frac{c}{R})\sin\theta}{\cos\varphi}, \sigma_2=\frac{\cos\varphi-(\frac{c}{R})\sin\theta}{(\frac{c}{R})\sin\theta} \dots\dots\dots(30)$$

が得られる。式(30)より σ_2 は $\theta=0^\circ, 180^\circ$ で無限大の値をもつことがわかる。

図13は $\frac{c}{d}=0.2, \frac{R}{d}=0.4, \frac{f}{d}=0.1$ の場合の σ_1, σ_2 を示す。図から σ_1 は 90° の近くで最小となり、 270° の近くで最大値をとることがわかる。

$\frac{f}{d}=0.1$ と 0.2 の場合あまり変らない。

BD の距離を s とすれば

$$s=d\cos\varphi+ccos(\theta+\varphi) \dots\dots\dots(31)$$

従動節上の各点の滑り率 σ_2 を前例で計算したものを図14に示す。 $f/d=0.1$ と 0.2 の場合 $\sigma_2=\infty$ の位置が接触部の両端でなく途中に生ずることに注意されたい。カム上の滑り率 σ_1 は

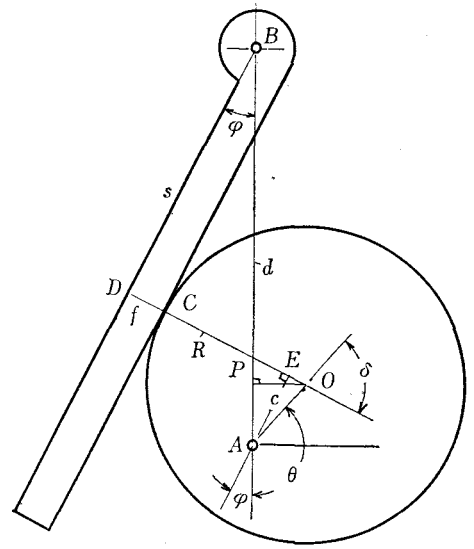


図12 円板カムと揺動平板従動節

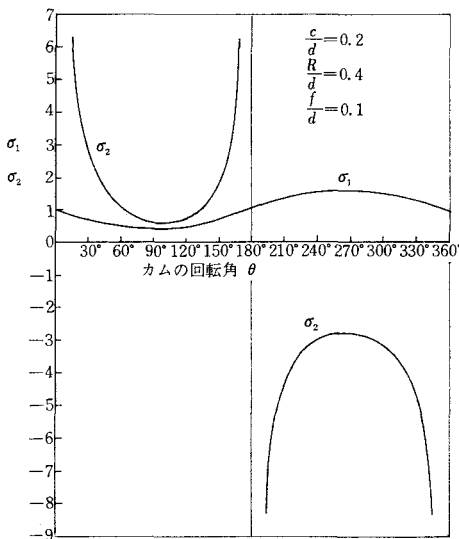


図13 揺動平板従動節と円板カムの滑り率

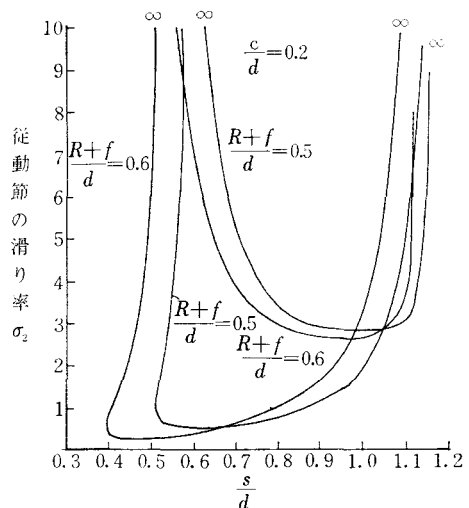


図14 揺動平板従動節の滑り率

§ 8により $\sigma_1' = -\frac{C'P}{R}$, $\sigma_2' = \frac{C'P}{C'P-R}$ から

$$\sigma_1 = \frac{\cos\varphi - (\frac{c}{R})\sin\theta}{\cos\varphi}, \quad \sigma_1' = \frac{\cos\varphi + (\frac{c}{R})\sin\theta}{\cos\varphi} \quad \dots\dots\dots(39)$$

$$\sigma_2 = \frac{\cos\varphi - (\frac{c}{R})\sin\theta}{(-\frac{c}{R})\sin\theta}, \quad \sigma_2' = -\frac{\cos\varphi + (\frac{c}{R})\sin\theta}{(-\frac{c}{R})\sin\theta} \quad \dots\dots\dots(40)$$

が得られる。

カムと従動節の間には僅かの隙間があるので抵抗力により接触点の C か C' で摩擦が生ずるので実際の場合を考えて σ か σ' を採用する。

例えば $\frac{a}{R}=1$, $\frac{c}{d}=0.2$ の場合を例にとり, 式(36)~(40)から $\theta=0^\circ\sim 360^\circ$ を計算したものを表5と図16, 17に示す。従動節の滑り率は相当大きな値をとり, 無限大の所もあるので摩擦には相当の注意の必要のあることがわかる。

従動節の接触の位置は $DC=EC'=s$ とすれば

$$s = d\cos\varphi + c\cos(\theta - \varphi) \quad \dots\dots\dots(41)$$

となる。円板上の接触点の位置 C は原点 O と OA から, $\angle AOC = \psi$ とすれば

$$\psi = 90^\circ - (\theta - \varphi) \quad \dots\dots\dots(42)$$

で得られる。

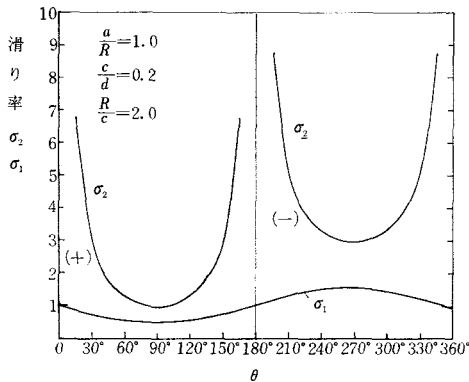


図16 確動型平板従動節の滑り率

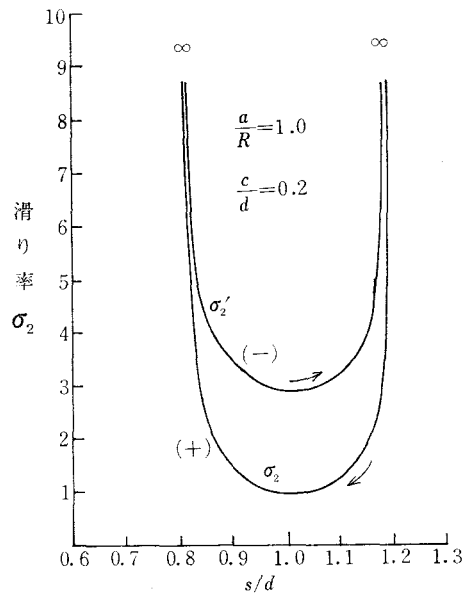


図17 確動型平板従動節の滑り率

さらに図18に示すゼネバ・ギヤのような場合すなわち c/R が1よりずっと大きい場合にピンがクランクに固定されたとすれば図15の場合の滑り率の式がそのまま適用され, 例えば $\frac{c}{R}=5$, $\frac{c}{d}=0.7$, $\frac{a}{R}=1$ について求めたものを図19と表6に示す。ピンの滑り率 σ_1 が非常に大きな値となるが, やはり従動節の接触部の両端において $\sigma_2 = \infty$ となる。

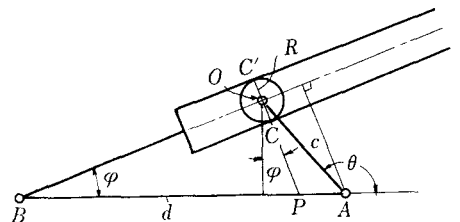


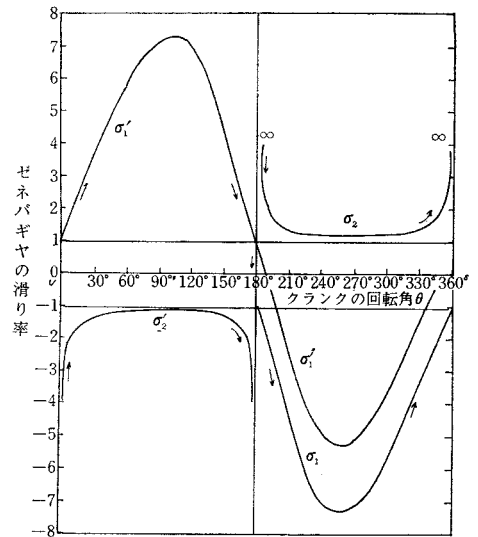
図18 ゼネバ・ギヤ

表5 確動型揺動平板従動節 $\frac{a}{R}=1, \frac{c}{d}=0.2, \frac{R}{c}=2.0$

θ	φ	s/d	σ_1	σ_2	σ_1'	σ_2'
0°	0	1.2000	1.0000	∞	1.0000	∞
30°	4°52'	1.1775	0.7491	2.9856	1.2509	-4.9856
60°	8°57'	1.1136	0.5617	1.2813	1.4384	-3.2813
90°	11°19'	1.0198	0.4901	0.9611	1.5099	-2.9611
120°	10°54'	0.9165	0.5590	1.2677	1.4410	-3.2677
150°	6°57'	0.8328	0.7482	2.9706	1.2519	-4.9706
180°	0°	0.8000	1.0000	∞	1.0000	∞
210°	-6°57'	0.8328	1.2519	-4.9706	0.7482	2.9706
240°	-10°54'	0.9165	1.4410	-3.2677	0.5590	1.2677
270°	-11°19'	1.0198	1.5099	-2.9611	0.4901	0.9611
300°	-8°57'	1.1136	1.4384	-3.2813	0.5617	1.2813
330°	-4°52'	1.1775	1.2509	-4.9856	0.7491	2.9856
360°	0°	1.2000	1.0000	∞	1.0000	∞

表6 ゼネバ・ギヤの場合 $\frac{c}{R}=5, \frac{c}{d}=0.7, \frac{a}{R}=1$.

θ	σ_1	σ_2	σ_1'	σ_2'
0°	-1.0000	∞	1.0000	∞
30°	1.5587	0.6092	3.5587	-1.3908
60°	3.7467	0.7893	5.7467	-1.2107
90°	5.1031	0.8362	7.1031	-1.1639
120°	4.9212	0.8311	6.9212	-1.1689
150°	2.3447	0.7010	4.3447	-1.2990
180°	-1.0000	∞	1.0000	∞
210°	-4.3449	1.2990	-2.3447	-0.7010
240°	-6.9212	1.1689	-4.9212	-0.8311
270°	-7.1031	1.1639	-5.1031	-0.8362
300°	-5.7467	1.2107	-3.7467	-0.7893
330°	-3.5587	1.3908	-1.5587	-0.6092
360°	-1.0000	∞	1.0000	∞



19 図 ゼネバ・ギヤの滑り率

§ 8 附 録

確動型揺動平板従動節における滑り率を図式により図20において再検討してみる。

図において円板カム1の中心を O 、回転中心を A とし、 O の転位速度を OA とすれば左側の接触点 C が円板1に属する速度 CC_1° は CA で示され、従動節の回転中心を B とすれば C 点が従動節2に属する転位速度 CC_2° は CB 上にあり、 $C_1^\circ C_2^\circ$ は C 点の滑り速度で滑り方向 CD に垂直である。

C 点の接触点の軌跡上の転位速度 CC° を求める。機構学的にこのカム機構と同等で円板の代りにスライダ4を用いた所の OA をクランクとする回りスライダ・クランク機構を考え、 C 点をスライダ上の点とすればスライダ4の固定リンク3に対する瞬間中心 I_{34} は容易に OA と BD の交点で与えられ、スライダ4は I_{34} を中心に回転する。故に CI_{34} は C 点の軌跡の法線となり、 CI_{34} 上に接触点の

軌跡上に転位速度 CC° があり, $I_{34}C$ と $C_1^\circ C_2^\circ$ の交点が C° である。

C° が求まれば, $C^\circ C_1^\circ$ は C 点が円板カム上を動く速度で, $C^\circ C_2^\circ$ は従動節上を動く速度となるので円板カム1と従動節2の滑り率はそれぞれ次式で得られる。

$$\sigma_1 = \frac{C_1^\circ C_2^\circ}{C^\circ C_1^\circ}, \quad \sigma_2 = \frac{C_1^\circ C_2^\circ}{C^\circ C_2^\circ}$$

OC と AB の交点を P とし, $\triangle BCP$ において $BI_{34} \parallel C_1^\circ C_2^\circ \parallel OC$ から

$$\frac{C_1^\circ C_2^\circ}{CP} = \frac{AB}{BP} = \frac{I_{34}A}{I_{34}O} = \frac{C^\circ C_1^\circ}{CO} = \frac{C^\circ C_1^\circ}{R}$$

$$\sigma_1 = \frac{C_1^\circ C_2^\circ}{C^\circ C_1^\circ} = \frac{CP}{C^\circ C_1^\circ} \cdot \frac{C_1^\circ C_2^\circ}{CP} = \frac{CP}{C^\circ C_1^\circ} \cdot \frac{C^\circ C_1^\circ}{R} = \frac{CP}{R}$$

$$\sigma_2 = \frac{C_1^\circ C_2^\circ}{C^\circ C_2^\circ} = \frac{C_1^\circ C_2^\circ}{C^\circ C_1^\circ - C_1^\circ C_2^\circ} = \frac{1}{\frac{C^\circ C_1^\circ}{C_1^\circ C_2^\circ} - 1} = \frac{1}{\frac{CP}{C_1^\circ C_2^\circ} - 1} = \frac{CP}{R - CP}$$

もう一つの接点 C' における滑り率を σ_1' , σ_2' とすれば同様に

$$\sigma_1' = \frac{C_1'^\circ C_2'^\circ}{C'^\circ C_1'^\circ} = \frac{C'P}{C'^\circ C_1'^\circ} \cdot \frac{C_1'^\circ C_2'^\circ}{C'P} = \frac{C'P}{C'^\circ C_1'^\circ} \cdot \frac{C'^\circ C_1'^\circ}{R} = \frac{C'P}{R}$$

$$\left[\therefore \frac{C_1'^\circ C_2'^\circ}{C'P} = \frac{AB}{BP} = \frac{I_{34}A}{I_{34}O} = \frac{C_1'^\circ C'^\circ}{OC'} = \frac{C_1'^\circ C'^\circ}{R} \right]$$

$$\sigma_2' = \frac{C_1'^\circ C_2'^\circ}{C'^\circ C_2'^\circ} = \frac{C_1'^\circ C_2'^\circ}{C_1'^\circ C_2'^\circ - C'^\circ C_1'^\circ} = \frac{1}{1 - \frac{C'^\circ C_1'^\circ}{C_1'^\circ C_2'^\circ}} = \frac{1}{1 - \frac{C'P}{R}} = \frac{C'P}{C'P - R}$$

§ 9 結 言

以上により円板カムにおける各種の従動節に対する滑り率の計算を行ったが, 従動節にローラを用いない場合は常に従動節上に無限大の滑り率をもつことがわかった。それ故摩擦を避けるため円板カムの場合には高速回転のとき必ずローラを必要とする。

円弧カムの場合には高速回転のとき必ずローラを必要とする。円弧カムの場合にはこの点従動節の滑り率が無限大になる前に別の円弧に移るので, この種の危険は少ないからローラの必要性も少ない。これらの結果を用いて次報において円板カムの設計上の問題点の研究を進めて行きたい。

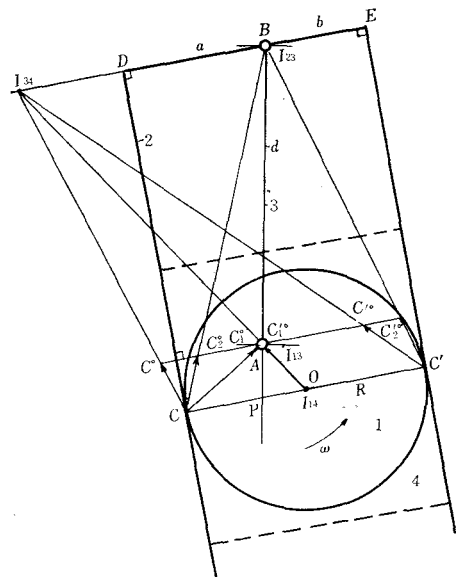


図20 確動型平板揺動従動節の滑り率の図解

文 献

- 1) 糸島寛典: カムの滑り率の研究 (第1報), 呉工業高等専門学校研究報告, 第1巻, 第1号, 47~58頁, 昭和40年12月, 1965.

(昭和45年1月12日 受付)

4 歯車リンク機構の研究(第2報)

(機械工学科) 糸 島 寛 典 ・ 方 岡 弁 司

Studies on 4-Gear Drives (Report 2)

Hironori ITOSHIMA and Benji KATAOKA

In Report 1, we got the equation to obtain the angular displacement of the driven gear on the 4-gear drives.

When the driving gear on this mechanism runs at a high speed, we need the values of the angular velocity and acceleration of the driven gear and so we analyze the equations of the angular velocity and acceleration.

We study the 4-gear drives in which when the driving gear rotates one rotation, the driven gear rotates one rotation and when the driving gear rotates one more rotation, the driven gear rotates one rotation inversely.

§ 1 緒 言

前報¹⁾において4歯車リンク機構における原動歯車に対する被動歯車の角変位を求める計算式を導き、図式法も併せて行い、原動歯車の2回転により被動歯車が約1回転の正転、逆転する機構を得た。

4歯車リンク機構を高速回転で使用するためには被動歯車の角速度、角加速度を知る必要があるのもそれらの計算式を導くことと、原動歯車の1回転で被動歯車は同方向に完全に1回転し、次の原動歯車の1回転で被動歯車が反対方向に完全に1回転させるための歯車の歯数と各リンクの長さを求めることを目的として調べる。

§ 2 被動歯車の1周期に対する原動歯車の回転角

図1に示す4歯車リンク機構において、原動歯車1と被動歯車4の回転角をそれぞれ θ , ϕ とすれば、前報¹⁾の式(24), (25)から次のように与えられた。

$$\theta = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right)(\phi_6 - \theta_{60}) - \frac{Z_2}{Z_1}(\phi_7 - \theta_{70}) \quad \cdots \cdots (1)$$

$$\phi = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4}\right)(\phi_8 - \theta_{80}) - \frac{Z_3}{Z_4}(\phi_7 - \theta_{70}) \quad \cdots \cdots (2)$$

ここで ϕ_6 , ϕ_7 , ϕ_8 は図1のリンク6, 7, 8が固定リンク5となす角であり、 θ_{60} , θ_{70} , θ_{80} は被動歯車4が停止の位置にある場合にリンク6, 7, 8が固定リンク5となす角であり、前報においてその計算法は述べた。

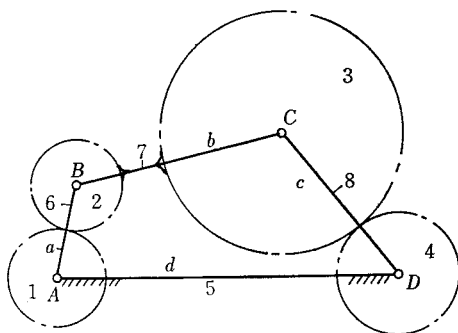


図1 4歯車リンク機構

いまリンク6の回転角 ϕ_6 が θ_{60} の値より増加するにつれて θ も ϕ も増加するが、 ϕ_6 が θ_{6m} の値になると被動歯車4の回転角 ϕ は最大となり、更に ϕ_6 が増加すれば θ は増加するが ϕ はかえって減少する。すなわち逆転する。そして ϕ_6 が θ_{60} の位置から1回転して再び θ_{60} の位置にすれば ϕ_7 、 ϕ_8 はそれぞれ θ_{70} 、 θ_{80} となるので式(2)より $\phi=0$ すなわち被動歯車4はもとの位置にもどる。被動歯車4の回転角 ϕ がある位置から出発して ϕ_{max} となり、それから逆転しもとの位置にもどるまでを一周期とすれば、原動歯車のその間における回転角 θ_T は、式(1)において ϕ_6 を $\theta_{60}+360^\circ$ 、 ϕ_7 を θ_{70} とおけば次式が得られる。

$$\theta_T = 360^\circ \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1} \right) \dots\dots\dots (3)$$

式(3)より $Z_1=Z_2$ の場合には $\theta_T=720^\circ$ となり、原動歯車1の2回転で被動歯車4の一往復回転が得られる。したがってもし $\theta=360^\circ$ のとき $\phi_{max}=360^\circ$ となるように設計すれば原動歯車の始めの1回転で被動歯車が同方向に1回転し、次の1回転で被動歯車が逆方向に1回転してもとの位置にもどる機構が得られる。 Z_1 に対し Z_2 が大きければ周期 θ_T は 720° より大となり、 Z_2 が小さければ 720° より小となることは明らかである。

§ 3 被動歯車の角速度

前報において、原動歯車の回転角 θ に対する被動歯車の角変位 ϕ を求めたので、ここでは被動歯車の角加速度を求めるために先づ角速度を求める。

原動歯車と被動歯車の角速度をそれぞれ ω_1 、 ω_4 とし式(1)、(2)を時間で微分すれば、 θ_{60} 、 θ_{70} 、 θ_{80} は定数なので次式が得られる。

$$\omega_1 = \dot{\theta} = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1} \right) \dot{\phi}_6 - \frac{Z_2}{Z_1} \dot{\phi}_7 \dots\dots\dots (4)$$

$$\omega_4 = \dot{\phi} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4} \right) \dot{\phi}_8 - \frac{Z_3}{Z_4} \dot{\phi}_7 \dots\dots\dots (5)$$

ω_1 は与えられているので、上式より ω_4 を求めるのであるが、 $\dot{\phi}_7$ に対する $\dot{\phi}_6$ 、 $\dot{\phi}_8$ を求める必要があるので、図2において瞬間中心 I_{75} を利用し B 、 C 点の速度を v_B 、 v_C とすれば次式のように得られる。

$$v_B = AB \cdot \dot{\phi}_6 = -BI_{75} \cdot \dot{\phi}_7$$

$$v_C = CD \cdot \dot{\phi}_8 = -CI_{75} \cdot \dot{\phi}_7$$

負号は回転方向が反対であることを示す。

上式から次式が得られる。

$$\frac{\dot{\phi}_6}{\dot{\phi}_7} = -\frac{BI_{75}}{AB}, \quad \frac{\dot{\phi}_8}{\dot{\phi}_7} = -\frac{CI_{75}}{CD} \dots\dots\dots (6), (7)$$

図2において、 $AB=a$ 、 $BC=b$ 、 $CD=c$ 、 $AD=d$ とすれば、 $\triangle AI_{75}D$ において正弦法則より

$$\frac{BI_{75}+a}{\sin \phi_8} = \frac{CI_{75}+c}{\sin \phi_6} = \frac{d}{\sin (\phi_8-\phi_6)} \dots\dots\dots (8)$$

の関係があるので、 BI_{75} 、 CI_{75} は次式のように求められる。

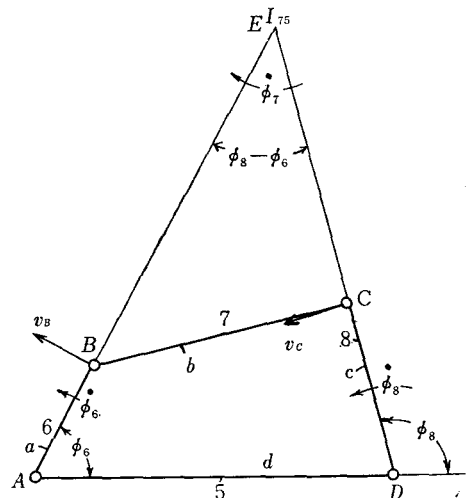


図2 4節リンク機構の速度

表1 $b=d=114.6\text{mm}$, $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $Z_4=30$, $m=0.75\text{mm}$

の場合の θ と $\frac{\dot{\theta}_4}{\dot{\theta}_1}$, $\frac{\dot{\theta}_7}{\dot{\theta}_6}$, $\frac{\dot{\theta}_8}{\dot{\theta}_6}$, $\frac{\alpha_4}{\omega_1^2}$, ϕ の値

ϕ_6	θ	$\frac{\dot{\theta}_4}{\dot{\theta}_1} = \frac{\omega_4}{\omega_1}$	$\frac{\dot{\theta}_7}{\dot{\theta}_6}$	$\frac{\dot{\theta}_8}{\dot{\theta}_6}$	$\frac{\ddot{\theta}_4}{\omega_1^2} = \frac{\alpha_4}{\omega_1^2}$	ϕ
0°	− 11°34′	−0.18634	−0.45808	−0.45823	0.89743	1° 3′
10°	12°35′	0.20597	−0.38789	−0.21212	0.93922	1°13′
20°	36° 4′	0.58073	−0.30543	0.02348	0.87377	10°34′
30°	58°44′	0.90043	−0.23003	0.21759	0.73282	27°24′
40°	80°33′	1.14998	−0.16883	0.36381	0.56803	50°10′
50°	102° 9′	1.33341	−0.12130	0.46867	0.41465	76°49′
60°	123°10′	1.46093	−0.08463	0.54138	0.28442	106°18′
70°	143°52′	1.54355	−0.05546	0.59017	0.17593	137°26′
80°	164°18′	1.58945	−0.03133	0.62067	0.08325	169°30′
90°	184°30′	1.60385	−0.01015	0.63667	−0.00087	201°48′
100°	204°30′	1.58923	0.00969	0.64036	−0.08352	233°48′
110°	224°19′	1.54548	0.02955	0.63268	−0.17145	264°59′
120°	243°55′	1.47017	0.05073	0.61375	−0.27102	294°29′
130°	263°17′	1.35938	0.07415	0.58292	−0.38803	321°58′
140°	282°25′	1.20714	0.10092	0.53927	−0.52612	346°31′
150°	301°15′	1.00884	0.13129	0.48212	−0.68401	367°33′
160°	319°46′	0.75068	0.16546	0.41168	−0.85039	383°57′
170°	337°56′	0.45870	0.20211	0.32927	−1.00433	395°12′
180°	353°44′	0.13575	0.23903	0.23881	−1.11242	400°39′
190°	373°10′	−0.20988	0.27280	0.14704	−1.25723	399°58′
200°	390°18′	−0.54703	0.30067	0.05478	−1.09656	393°35′
210°	407°11′	−0.85331	0.32002	−0.03080	−0.97418	381°37′
220°	423°57′	−1.11828	0.32886	−0.11015	−0.81062	366° 1′
230°	440°39′	−1.32461	0.32590	−0.18265	−0.62830	344°34′
240°	457°27′	−1.48272	0.31129	−0.25174	−0.45085	320°58′
250°	474°28′	−1.59396	0.28419	−0.31877	−0.28859	294°43′
260°	491°48′	−1.65684	0.24403	−0.38656	−0.14484	266°30′
270°	509°37′	−1.68184	0.18981	−0.45697	−0.02024	236°36′
280°	528° 4′	−1.67038	0.12050	−0.53152	0.08724	204°44′
290°	547°16′	−1.62524	0.03564	−0.61000	0.17958	174° 2′
300°	567°24′	−1.54748	−0.06485	−0.69675	0.26229	142° 4′
310°	588°35′	−1.43654	−0.17039	−0.74879	0.34632	110°23′
320°	610°56′	−1.28941	−0.29093	−0.82347	0.41821	79°54′
330°	634°23′	−1.09930	−0.39684	−0.84285	0.51605	51°45′
340°	658°44′	−0.85588	−0.46784	−0.79686	0.63541	27°52′
350°	683°34′	−0.55006	−0.49007	−0.66591	0.77636	10°19′
360°	708°21′	−0.18634	−0.45808	−0.45828	0.89743	1° 5′

$$BI_{75} = \frac{d \sin \phi_8}{\sin(\phi_8 - \phi_6)} - a = \frac{b \sin(\phi_8 - \phi_7)}{\sin(\phi_8 - \phi_6)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$CI_{75} = \frac{d \sin \phi_6}{\sin(\phi_8 - \phi_6)} - c = \frac{b \sin(\phi_6 - \phi_7)}{\sin(\phi_8 - \phi_6)} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$d \sin \phi_8 - a \sin(\phi_8 - \phi_6) = b \sin(\phi_8 - \phi_7)$$

$$d \sin \phi_6 - c \sin(\phi_8 - \phi_6) = b \sin(\phi_6 - \phi_7)$$

の関係があることは図3 (a), (b) から明かである。式(9), (10)を式(6), (7)に代入すれば,

$$\frac{\dot{\phi}_7}{\dot{\phi}_6} = -\frac{AB}{BI_{75}} = -\frac{a \sin(\phi_8 - \phi_6)}{b \sin(\phi_8 - \phi_7)} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\frac{\dot{\phi}_8}{\dot{\phi}_6} = \frac{AB}{CD} \cdot \frac{CI_{75}}{BI_{75}} = \frac{a \sin(\phi_6 - \phi_7)}{c \sin(\phi_8 - \phi_7)} \quad \dots\dots\dots (12)$$

が得られ $\dot{\phi}_6$ に対する $\dot{\phi}_7$, $\dot{\phi}_8$ が求められる。これを後に利用するため前例の $m=0.75\text{mm}$, $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $Z_4=30$, $b=d=114.6\text{mm}$ の場合につき計算した結果を表1に示す。

つぎに式(9), (10)を式(6), (7)および式(4), (5)に代入すれば次式が得られる。

$$\frac{\omega_1}{\dot{\phi}_7} = 1 - \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right) \frac{d \sin \phi_8}{a \sin(\phi_8 - \phi_6)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

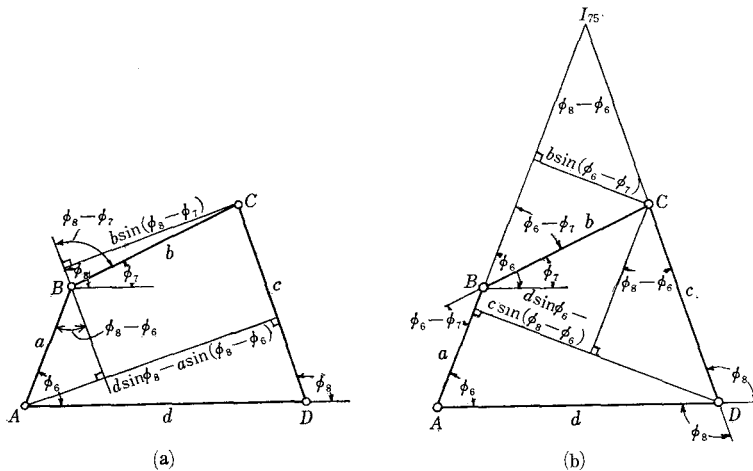
$$\frac{\omega_4}{\dot{\phi}_7} = 1 - \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4}\right) \frac{d \sin \phi_6}{c \sin(\phi_8 - \phi_6)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

歯車1, 2, 3, 4, のピッチ円半径をそれぞれ r_1, r_2, r_3, r_4 とすれば, $a=r_1+r_2$, $c=r_3+r_4$, $Z_2/Z_1=r_2/r_1$, $Z_3/Z_4=r_3/r_4$ から式(13), (14)は次のようになる。

$$\frac{\omega_1}{\dot{\phi}_7} = 1 - \frac{d \sin \phi_8}{r_1 \sin(\phi_8 - \phi_6)}, \quad \frac{\omega_4}{\dot{\phi}_7} = 1 - \frac{d \sin \phi_6}{r_4 \sin(\phi_8 - \phi_6)} \quad \dots\dots\dots (15), (16)$$

式(16)を式(15)で除すと被動歯車の角速度は次式のように得られる。

$$\frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{\frac{d}{r_4} \sin \phi_6 - \sin(\phi_8 - \phi_6)}{\frac{d}{r_1} \sin \phi_8 - \sin(\phi_8 - \phi_6)} \quad \dots\dots\dots (17)$$



前報において ϕ_6 に対する θ は求められており、また ϕ_6 に対する ϕ_8 は次式で与えられている。

$$\sin(\phi_8 - \delta) = \frac{\frac{1}{2}(a^2 - b^2 + c^2 + d^2) - ad \cos \phi_6}{c\sqrt{a^2 + d^2} - 2ad \cos \phi_6}, \quad \tan \delta = \frac{d - a \cos \phi_6}{a \sin \phi_6} \quad (18)$$

$$\tan \phi_7 = \frac{c \sin \phi_8 - a \sin \phi_6}{d + c \cos \phi_8 - a \cos \phi_6} \quad (19)$$

ϕ_6 を与えて式(18)より ϕ_8 を求め、これらの値を式(17)に代入すれば、 ω_4/ω_1 が求まる。

例えば、前例を用い原動歯車の回転角 θ に対する被動歯車の角速度 ω_4/ω_1 の値を表1と図4に示す。ほぼ単弦運動に近い曲線が得られた。

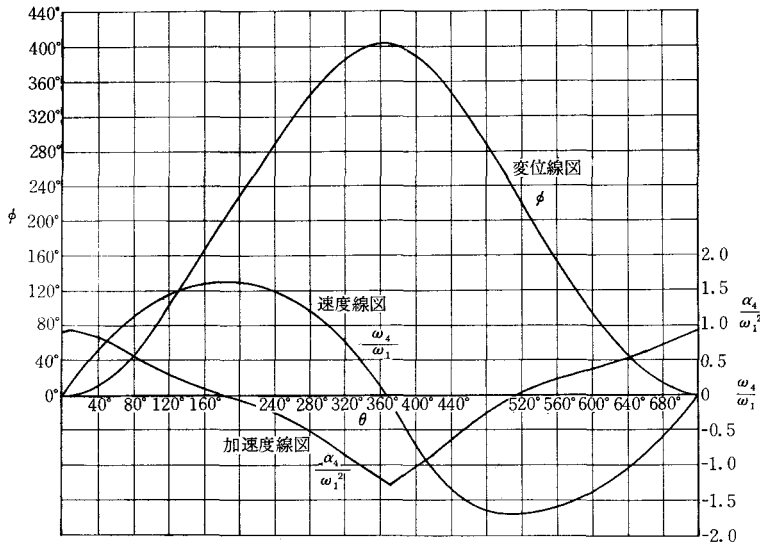


図4 $b=d=114.6\text{mm}$, $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $Z_4=30$, $m=0.75\text{mm}$ の場合の角変位, 角速度, 角加速度線図

§ 4 被動歯車の角加速度

被動歯車4の角加速度を α_4 とすれば、 $\alpha_4 = \ddot{\phi} = \dot{\omega}_4$ であるからこれを求めるために角速度の式(4), (5)を時間で微分し次式が得られる。

$$\alpha_1 = \dot{\omega}_1 = \ddot{\theta} = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right) \ddot{\phi}_6 - \frac{Z_2}{Z_1} \ddot{\phi}_7 \quad (20)$$

$$\alpha_4 = \dot{\omega}_4 = \ddot{\phi} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4}\right) \ddot{\phi}_8 - \frac{Z_3}{Z_4} \ddot{\phi}_7 \quad (21)$$

一般に原動歯車1の角加速度 $\alpha_1=0$ である。4節リンク機構のリンク6, 7, 8の角加速度 $\ddot{\phi}_6$, $\ddot{\phi}_7$, $\ddot{\phi}_8$ の間の関係を求めるために、式(11)を時間で微分し式(12)に代入すれば $\ddot{\phi}_7$ は次のように求まる。

$$\ddot{\phi}_7 = \frac{-a \ddot{\phi}_6 \sin(\phi_8 - \phi_6) + a(\dot{\phi}_6)^2 \cos(\phi_8 - \phi_6) + b(\dot{\phi}_7)^2 \cos(\phi_8 - \phi_7) - c(\dot{\phi}_8)^2}{b \sin(\phi_8 - \phi_7)} \quad (22)$$

同様にして式(12)より $\ddot{\phi}_8$ は次のように求まる。

$$\ddot{\phi}_8 = \frac{-a \ddot{\phi}_6 \sin(\phi_7 - \phi_6) + a(\dot{\phi}_6)^2 \cos(\phi_7 - \phi_6) - c(\dot{\phi}_8)^2 \cos(\phi_7 - \phi_8) + b(\dot{\phi}_7)^2}{c \sin(\phi_8 - \phi_7)} \quad (23)$$

しかるに $\alpha_1 = \dot{\omega}_1 = 0$ であるから、これを式(20)に代入し $(\dot{\phi}_6)^2$ で割れば

$$\frac{\ddot{\phi}_6}{(\dot{\phi}_6)^2} = \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{\ddot{\phi}_7}{(\dot{\phi}_6)^2} \dots\dots\dots(24)$$

が得られ、これを式(22)の右辺の $\ddot{\phi}_6$ に代入して $\ddot{\phi}_7$ を求めれば

$$\frac{\ddot{\phi}_7}{(\dot{\phi}_6)^2} = \frac{a \cos(\phi_8 - \phi_6) + b \cos(\phi_8 - \phi_7) \left(\frac{\dot{\phi}_7}{\dot{\phi}_6} \right)^2 - c \left(\frac{\dot{\phi}_8}{\dot{\phi}_6} \right)^2}{b \sin(\phi_8 - \phi_7) + a \left(\frac{Z_1}{Z_1 + Z_2} \right) \sin(\phi_8 - \phi_6)} \dots\dots\dots(25)$$

が得られる。また式(24)を式(23)の右辺の $\ddot{\phi}_6$ に代入すれば

$$\frac{\ddot{\phi}_8}{(\dot{\phi}_6)^2} = \frac{-a \sin(\phi_7 - \phi_6) \cdot \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{\ddot{\phi}_7}{(\dot{\phi}_6)^2} + a \cos(\phi_7 - \phi_6) - c \cos(\phi_7 - \phi_8) \left(\frac{\dot{\phi}_8}{\dot{\phi}_6} \right)^2 + b \left(\frac{\dot{\phi}_7}{\dot{\phi}_6} \right)^2}{c \sin(\phi_8 - \phi_7)} \dots\dots\dots(26)$$

となる。しかるに被動歯車4の角加速度 α_4 は式(21)より

$$\frac{\alpha_4}{(\dot{\phi}_6)^2} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4} \right) \frac{\ddot{\phi}_8}{(\dot{\phi}_6)^2} - \frac{Z_3}{Z_4} \frac{\ddot{\phi}_7}{(\dot{\phi}_6)^2}$$

となるので、これに式(26)を代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_4}{(\dot{\phi}_6)^2} = \frac{Z_3 + Z_4}{Z_4} \cdot \frac{a \cos(\phi_7 - \phi_6) - c \cos(\phi_7 - \phi_8) \left(\frac{\dot{\phi}_8}{\dot{\phi}_6} \right)^2 + b \left(\frac{\dot{\phi}_7}{\dot{\phi}_6} \right)^2}{c \sin(\phi_8 - \phi_7)} \\ - \left(\frac{Z_3 + Z_4}{Z_4} \cdot \frac{Z_2}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{a \sin(\phi_7 - \phi_6)}{c \sin(\phi_8 - \phi_7)} + \frac{Z_3}{Z_4} \right) \frac{\ddot{\phi}_7}{(\dot{\phi}_6)^2} \dots\dots\dots(27) \end{aligned}$$

しかるに式(4)に式(11)を代入すれば

$$\omega_1 = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1} \right) \dot{\phi}_6 - \frac{Z_2}{Z_1} \dot{\phi}_7 = \left\{ 1 + \frac{Z_2}{Z_1} + \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{a \sin(\phi_8 - \phi_6)}{b \sin(\phi_8 - \phi_7)} \right\} \dot{\phi}_6$$

となるので、次式が得られる。

$$\frac{\dot{\phi}_6}{\omega_1} = \frac{b \sin(\phi_8 - \phi_7)}{b \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1} \right) \sin(\phi_8 - \phi_7) + a \frac{Z_2}{Z_1} \sin(\phi_8 - \phi_6)} \dots\dots\dots(28)$$

原動歯車の角速度に対する被動歯車の角加速度 α_4/ω_1^2 は式(27)に式(28)の両辺を2乗して、乗ずれば求められる。すなわち次式を得る。

$$\frac{\alpha_4}{\omega_1^2} = \frac{\alpha_4}{(\dot{\phi}_6)^2} \cdot \left(\frac{\dot{\phi}_6}{\omega_1} \right)^2 \dots\dots\dots(29)$$

以上より、 α_4/ω_1^2 は式(11)、(12)から $\dot{\phi}_7/\dot{\phi}_6$ 、 $\dot{\phi}_8/\dot{\phi}_6$ を求めて式(25)に代入し $\ddot{\phi}_7/(\dot{\phi}_6)^2$ を求め、式(27)に代入して $\alpha_4/(\dot{\phi}_6)^2$ を求め、さらにこれと式(28)の値を式(29)に代入すれば得られる。

前例を用い原動車の回転角 θ に対する被動歯車の角加速度 α_4/ω_1^2 の値を表1に、そのグラフを図4に示す。これから単弦運動に似た角加速度線図が得られた。

§ 5 原動歯車の初めの1回転で被動歯車が同方向に1回転し、次の1回転で被動歯車を逆方向に1回転させる機構の設計

この目的を達成するためには前述のように $Z_1=Z_2$ とし被動歯車の最大回転角 $\phi_{\max}=360^\circ$ そのときの原動歯車の回転角 $\theta=360^\circ$ になるように設計すればよいのであるが、その数式による一般解は極めて複雑で容易なことではない。そこでここでは非常に時間と労力を要する方法ではあるが前報¹⁾の式(5)から式(21)にいたる各式を用い、具体的に各リンクの長さ、歯車の歯数、モジュールを与え被動歯車の最大回転角 ϕ_{\max} とそのときの原動歯車の回転角 θ_s を次のようにして求めた。

4 歯車リンク機構の $\omega_4=0$ の始点時の各リンク間の関係を示す3次方程式、前報式(12)

$$cx^3 + a(2c-r)x^2 + \{(c-r)(a^2-d^2+rc) - b^2r\}x + ar(c^2-2rc+r^2-b^2)=0$$

を解き、 x を求め、前報より得られた次の各式に代入し $\theta_{60}, \theta_{70}, \theta_{80}$ を算出する。

$$\varphi = \cos^{-1} \frac{(a+x)^2 + r^2 - d^2}{2r(a+x)}, \quad \mu = \sin^{-1} \frac{x \sin \varphi}{b} \quad \dots\dots\dots (30), (31)$$

$$\theta_{60} = \sin^{-1} \frac{m}{2} \frac{Z_4 \sin \varphi}{d}, \quad \theta_{80} = \varphi + \theta_{60}, \quad \theta_{70} = \theta_{80} - \mu \quad \dots\dots\dots (32), (33), (34)$$

ここで φ は始点の位置におけるリンク6と8のなす角であり、 μ はリンク7と8のなす角である。次に $\omega_4=0$ の反転時の関係式、前報式(16)

$$cx^3 + a(c+r)x^2 - \{(c-r)(d^2-rc) + r(b^2-a^2)\}x - a(c-r)(d^2-r^2)=0$$

を解き次式に代入し $\theta'_{6m}, \theta_{7m}, \theta_{8m}$ を算出する。ただし $\theta'_{6m} = \theta_{6m} - 180^\circ$

$$\varphi = \cos^{-1} \frac{r^2 + x^2 - d^2}{2rx}, \quad \mu = \sin^{-1} \frac{(a+x) \sin \varphi}{b} \quad \dots\dots\dots (35), (36)$$

$$\theta'_{6m} = \sin^{-1} \frac{r \sin \varphi}{d}, \quad \theta_{8m} = \theta'_{6m} + \varphi, \quad \theta_{7m} = \theta_{8m} - \mu \quad \dots\dots\dots (37), (38), (39)$$

ここで $\theta_{6m}, \theta_{7m}, \theta_{8m}$ は反転する位置におけるリンク6, 7, 8が固定リンク5となす角であり、 φ, μ はそれぞれそのときのリンク6と8, リンク7と8のなす角である。

以上の結果 $\theta_{60}, \theta_{70}, \theta_{80}, \theta'_{6m} + 180^\circ = \theta_{6m}, \theta_{7m}, \theta_{8m}$ を次式に代入し θ_s および ϕ_{\max} を求める。

$$\theta_s = \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right) (\theta_{6m} - \theta_{60}) - \frac{Z_2}{Z_1} (\theta_{7m} - \theta_{70}) \quad \dots\dots\dots (40)$$

$$\phi_{\max} = \left(1 + \frac{Z_3}{Z_4}\right) (\theta_{8m} - \theta_{80}) - \frac{Z_3}{Z_4} (\theta_{7m} - \theta_{70}) \quad \dots\dots\dots (41)$$

θ_s, ϕ_{\max} を求めるには、勿論模型実験による方法と前報の図式による方法もあるが、これらは多少の誤差をまぬがれぬのでここではこれらと併行して、正確を期するため上記の計算式による方法をとった。

まず条件を単純化し、 $m=0.75\text{mm}$, $Z_1=Z_2=44$, $b=d=114.6\text{mm}$ と定めグラスホフの定理によるてコクランク機構の成立する限界値内において、 $Z_4=30, 31, 32, 33, 34, 35, 36$ の各場合に Z_3 を変化さし、計算した結果を表2に示し、 Z_4, Z_3 と θ_s, ϕ_{\max} の相互の関係をグラフ化したものが図5, 図6である。図5はこの条件の下での ϕ_{\max} と θ_s との関係を見易くするための $\phi_{\max}=f(\theta_s)$ 線図であり、図6は ϕ_{\max} を所要の角にするような Z_4, Z_3 を求めるために作成した $\phi_{\max}=f(Z_3, Z_4)$ 線図である。表3, 図7, 図8は $m=0.75\text{mm}$, $Z_1=Z_2=48$, $b=d=114.6\text{mm}$ とした場合である。

これらの図より $b=d$ の場合は、 $\theta_s \geq 360^\circ$ となり多少早戻りの傾向にあり Z_3 が多い程わずかではあるがこの傾向が強くなる。また Z_3 が増大すれば、 ϕ_{\max} は急激に減少し、 Z_4 が減少すれば ϕ_{\max}

表2 $b=d=114.6\text{mm}$, $Z_1=Z_2=44$ のとき Z_3, Z_4 による θ_s, ϕ_{\max} の値

Z_4	Z_3	θ_s (度)	ϕ_{\max} (度)	Z_4	Z_3	θ_s (度)	ϕ_{\max} (度)
30	58	360.00	528.00	33	120	362.28	327.77
"	70	360.42	411.30	"	127	362.73	326.75
"	80	360.83	391.50	"	140	363.14	324.97
"	90	361.19	378.51	"	150	363.96	323.68
"	100	361.58	370.90	34	54	360.00	465.88
"	130	363.09	359.88	"	70	360.36	353.84
"	140	363.64	358.20	"	90	361.45	328.88
"	150	364.24	357.27	"	96	361.19	326.81
"	160	364.85	356.79	"	100	361.40	324.90
31	57	360.00	510.97	"	108	361.53	321.23
"	70	360.39	395.08	"	120	362.26	318.01
"	80	360.72	376.09	"	126	362.84	316.25
"	90	361.09	365.11	"	150	364.13	315.17
"	100	361.52	358.08	"	160	364.52	313.92
"	108	361.84	353.95	35	53	360.00	452.57
"	120	362.39	349.60	"	70	360.34	341.78
"	129	362.96	348.14	"	80	360.62	328.49
"	140	363.54	346.07	"	90	360.95	320.33
"	150	364.10	345.07	"	96	361.14	316.73
"	160	364.71	344.51	"	100	361.31	314.67
32	56	360.00	495.00	"	108	361.60	311.61
"	70	360.68	381.05	"	120	362.16	308.31
"	80	360.71	363.10	"	125	362.50	307.80
"	96	361.30	348.69	"	140	363.24	305.49
"	100	361.49	346.43	"	150	363.81	304.77
"	108	361.81	342.62	"	160	364.38	304.31
"	120	362.34	338.53	36	52	360.00	439.99
"	140	363.50	335.29	"	70	360.33	330.71
"	150	364.09	334.45	"	90	360.93	310.88
"	160	364.71	334.10	"	96	361.13	307.53
33	55	360.00	480.00	"	100	361.32	305.85
"	70	360.26	377.01	"	108	361.60	302.75
"	80	360.67	350.74	"	124	362.40	299.16
"	90	361.03	341.31	"	140	362.99	298.07
"	100	361.43	335.18	"	150	363.58	297.11
"	108	361.71	331.42	"	160	364.23	296.68
"	110	361.87	330.94				

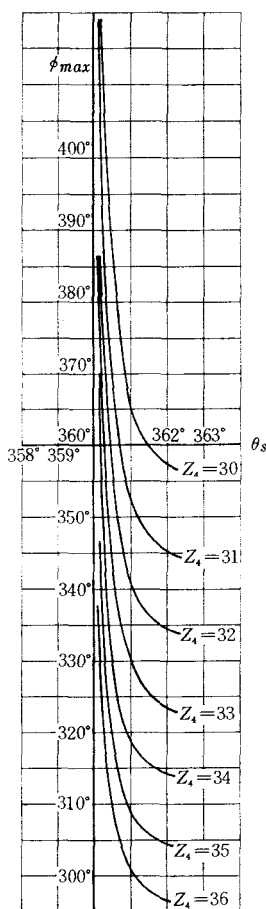
表3 $b=d=114.6\text{mm}$, $Z_1=Z_2=48$ のとき Z_3, Z_4 による θ_s, ϕ_{\max} の値

Z_4	Z_3	θ_s (度)	ϕ_{\max} (度)	Z_4	Z_3	θ_s (度)	ϕ_{\max} (度)
30	66	360.00	557.00	33	127	362.85	360.83
"	70	360.26	491.81	"	140	363.58	357.61
"	80	360.67	466.31	"	150	364.20	356.18
"	90	361.08	426.12	"	160	364.85	355.25
"	96	361.36	418.24	34	62	360.00	508.23
"	100	361.57	414.19	"	70	360.29	412.42
"	108	361.98	407.74	"	80	360.60	385.16
"	120	362.65	401.09	"	90	360.98	370.90
"	130	363.22	397.42	"	96	361.20	365.11
"	140	363.84	394.86	"	100	361.38	361.95
"	150	364.48	393.17	"	120	362.41	351.99
31	70	360.27	468.45	"	126	362.73	350.08
"	90	361.05	410.68	"	140	363.54	347.07
"	96	361.23	403.20	"	150	364.16	345.72
"	100	361.52	399.63	"	160	364.81	344.91
"	108	361.91	393.59	35	61	360.00	493.72
"	120	362.56	387.37	"	70	360.27	396.69
"	129	363.10	384.44	"	80	360.58	372.26
"	140	363.72	381.41	"	90	361.10	358.97
"	150	364.26	379.70	"	96	361.18	353.70
32	64	360.00	540.00	"	100	361.36	350.79
"	70	360.28	429.94	"	108	361.71	346.12
"	90	361.04	396.67	"	120	362.50	341.88
"	96	361.26	389.87	"	125	362.61	339.96
"	100	361.49	386.43	"	140	363.44	336.58
"	108	361.91	380.88	"	150	364.05	335.29
"	120	362.53	375.02	36	60	360.00	480.00
"	128	362.97	369.91	"	80	360.57	360.38
"	140	363.69	369.48	"	90	360.54	352.18
"	150	364.32	367.95	"	96	361.09	343.69
"	160	364.98	367.09	"	100	361.33	340.49
33	63	360.00	523.64	"	110	361.78	335.23
"	70	360.28	429.23	"	120	362.28	331.54
"	80	360.61	398.73	"	124	362.50	330.39
"	90	361.00	383.22	"	140	363.39	327.15
"	108	361.81	368.39	"	150	364.00	325.99
"	110	361.91	367.29	"	160	364.65	325.30
"	120	360.43	362.89				

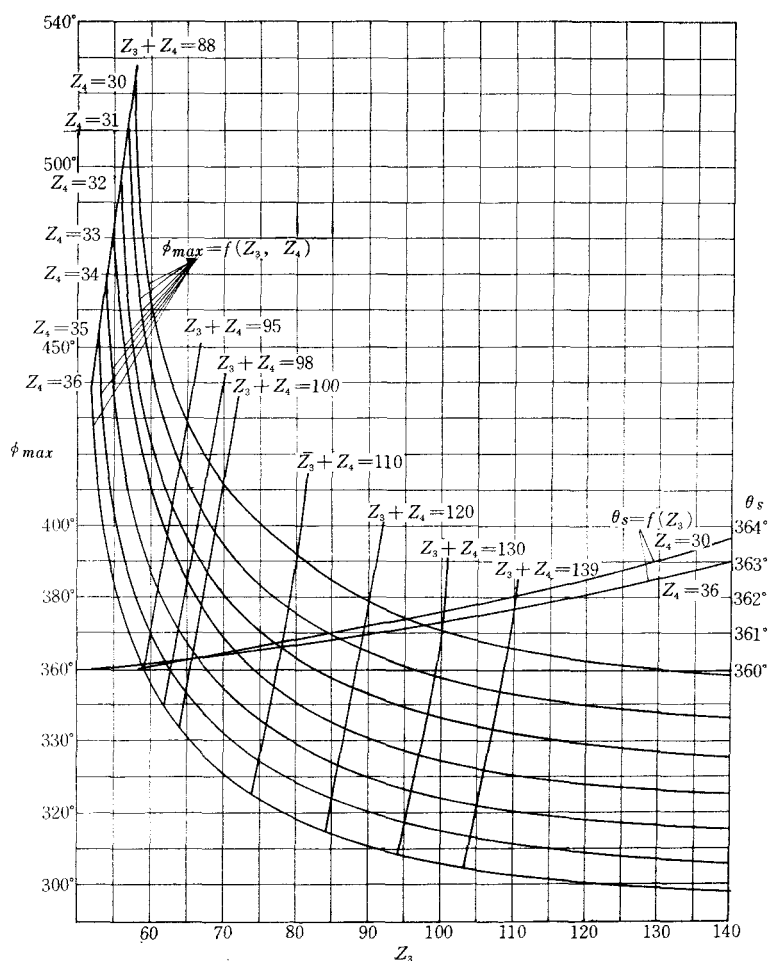
は急激に増加する。なお図5, 図7より $Z_1=Z_2$ の函数が増大すれば ϕ_{max} もそれにともない増加することがわかる。次に図6に示すように Z_3+Z_4 が一定の場合には, ϕ_{max} は Z_3 とほぼ比例することがわかった。

以上は $b=d$ の場合であるが, $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $Z_4=36$, 34 の各場合につき d は一定値 114.6 mm でリンク b を限界値内で変化さし, 計算した結果を表4に示し, これをグラフ化したものが図9の $\theta_s=f(b)$, $\phi_{max}=f(b)$ 線図である。これにより θ_s は b の増加と共に漸減, ϕ_{max} は b が 120mm までは減少し, それ以上では増加の傾向をたどる。又 Z_4 が減少すれば ϕ_{max} が増加することは前に述べたが, θ_s は Z_4 の変化に殆んど影響されないことがわかる。これより図8, 9を利用し $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $Z_4=33$, $d=114.6$ mm, $b=120$ mm とした場合に所期の目標である $\theta_s=\phi_{max}=360^\circ$ が得られた。

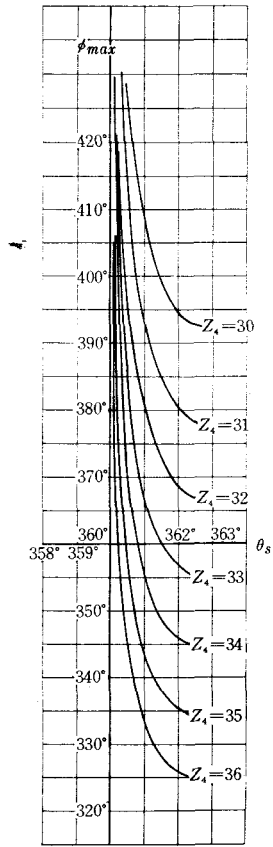
$b=d$ の場合には前述のように図6, 図8から得られた図10に示すように $Z_1=Z_2=48$ のとき Z_4 , Z_3 がそれぞれ (36, 80), (35, 89), (34, 102), (33, 128), $Z_1=Z_2=44$ のとき Z_4 , Z_3 がそれぞれ (36, 59), (35, 63), (34, 68), (33, 74), (32, 83), (31, 96), (30, 130) の各場合に目的のものが得られた。



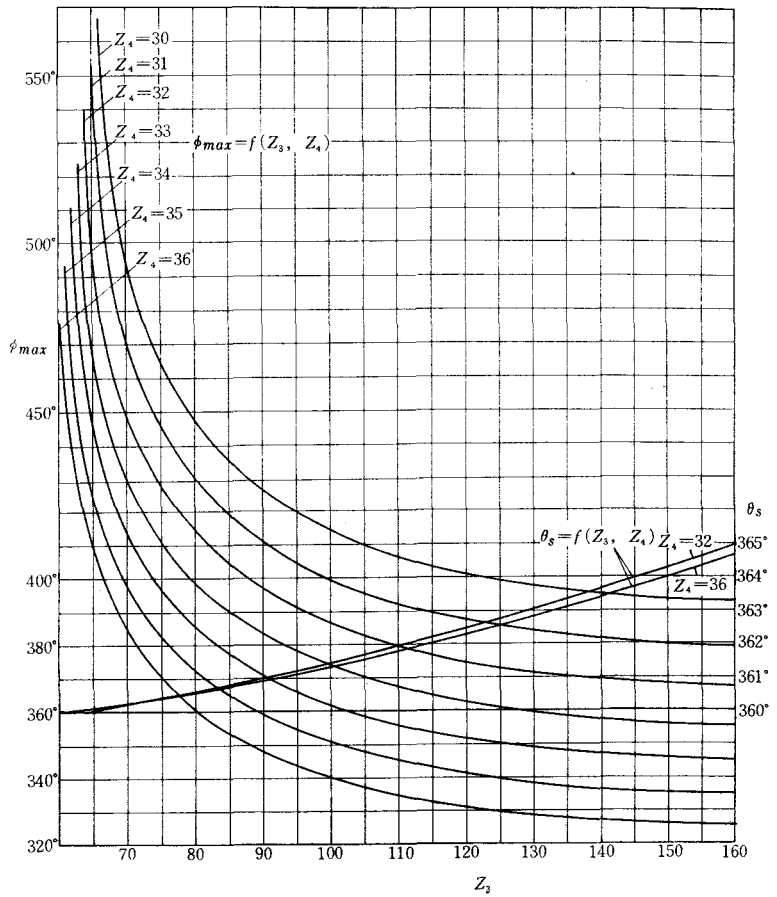
$Z_1=Z_2=44$, $b=d=114.6$ mm, Z_4 を一定とし, Z_3 を変化した各場合の $\phi_{max}=f(\theta_s)$ 線図 図 5



$Z_1=Z_2=44$, $b=d=114.6$ mm の場合の $\phi_{max}=f(Z_3, Z_4)$, $\theta_s=f(Z_3, Z_4)$ 線図



$Z_1=Z_2=48$, $b=d=114.6\text{mm}$,
 Z_4 を一定とし, Z_3 を変化さ
 した各場合の $\phi_{\max}=f(\theta_s)$ 線
 図 図 7



$Z_1=Z_2=48$, $b=d=114.6\text{mm}$ の場合の $\phi_{\max}=f(Z_3, Z_4)$, $\theta_s=f(Z_3, Z_4)$ 線図
 図 8

表 4 $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $d=114.6\text{mm}$ のとき Z_4 と b の変化による θ_s , ϕ_{\max} の値

Z_4	b (mm)	θ_s (度)	ϕ_{\max} (度)	Z_4	b (mm)	θ_s (度)	ϕ_{\max} (度)
34	92.85	382.56	518.54	36	92.1	382.45	491.57
"	94	378.52	462.88	"	95	375.86	411.76
"	95	376.79	444.43	"	100	371.01	372.28
"	97	374.43	420.90	"	105	367.50	350.97
"	105	367.89	373.56	"	110	364.62	338.16
"	110	364.88	359.39	"	115	362.08	331.13
"	115	362.21	351.57	"	120	359.77	329.18
"	120	359.74	349.39	"	125	357.44	332.22
"	125	357.33	353.19	"	130	355.09	343.36
"	130	354.73	365.63	"	135	351.91	370.95
"	132	353.52	374.85	"	137.1	348.26	420.46
"	135	351.04	400.33				
"	136	349.54	419.86				
"	136.35	348.00	443.38				

なお θ_s , ϕ_{max} を求めるために図式法も行なったが作図誤差, 角度測定誤差のため最大 $\pm 2^\circ$ 程度の誤差が生じた。又模型による実験においては歯車の精度, かみ合い誤差, 遊び, 摩擦抵抗, 中心距離誤差等のため ϕ_{max} は計算値よりも 3° 程度低い値となった。これより実際の設計にあたっては歯車の伝達効率, 各軸の摩擦抵抗を考慮することは勿論であるが, 更に歯車の遊びは逆転時の一旦停止時間を長くする効用もあるので ϕ_{max} の値は 360° よりある程度高く設計するのが望ましい。

§ 6 結 言

以上により4歯車リンク機構の原動歯車に対する被動歯車の角速度, 角加速度を理論的に解析しその一般式が誘導できた。また原動歯車の初めの1回転で被動歯車の同方向1回転, 次の1回転で逆方向に1回転さす具体的方法とその幾つかの例を得たが, この各場合の運動状態の比較検討と, より一般的な機構総合については未だ明らかにされていないが今後の研究にまつ。

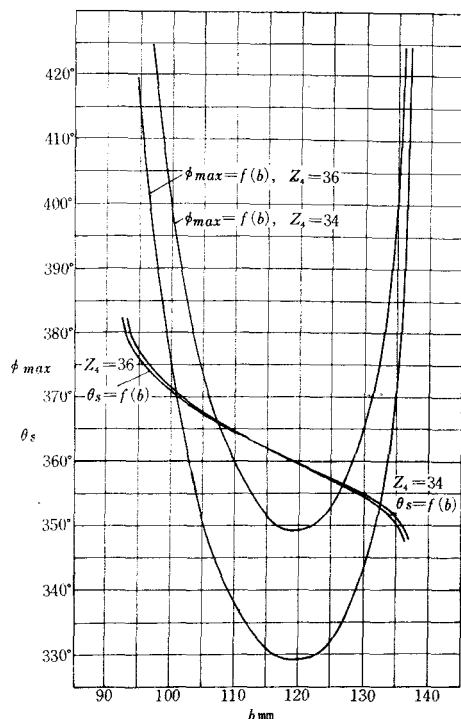


図9 $Z_1=Z_2=48$, $Z_3=120$, $Z_4=36, 34$, $d=114.6\text{mm}$ で b を変化した場合の $\phi_{max}=f(b)$, $\theta_s=f(b)$ 線図

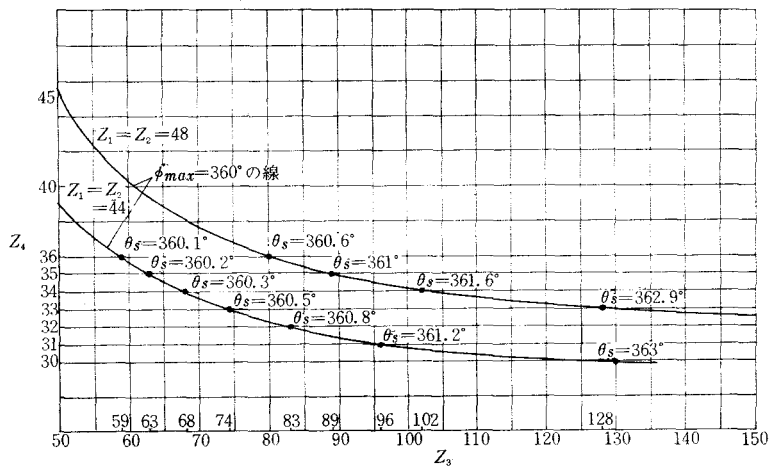


図10 $b=d=114.6\text{mm}$, $Z_1=Z_2=48, 44$ の場合 $\phi_{max}=360^\circ$ にするための $Z_4=f(Z_3)$ 線図

文 献

- 1) 糸島寛典, 方岡弁司: 4歯車リンク機構の研究 (第1報), 呉工業高等専門学校研究報告, 第4巻, 第1号 39~47頁, 昭和43年9月, 1968

(昭和45年1月12日受付)

円筒導体で共軸的に囲まれた螺線回路の位相速度について

(電気工学科) 中 村 正 三

Studies on Phase Velocities of coaxial Helical Lines

Shozo NAKAMURA

At first, the theoretical formulas of phase velocities are derived from the sheath theory. In the next place, the experimental values of phase velocities of coaxial helical lines are obtained, by the measurements of the short circuited helical lines.

§ 1 緒 言

円筒導体で共軸的に囲まれた螺線回路は、進行波管、広帯域低速電波伝送回路、および螺線アンテナ等の用途に実用されている。理論的研究としては、Pierce の Sheath Theorey¹⁾ をはじめとして、副島²⁾、宇田川³⁾、羽島⁴⁾、細野⁵⁾等諸氏の論文が発表されている。螺線回路の幾何学的寸法が与えられた場合、これに使用し得る波長の下限がある。この波長を定めるのがこの報告の第一目的である。第二の目的は、螺線アンテナのように螺線円筒の円周長が励振波長と同程度になった時、その励振波型および螺線導体に沿うての電波の位相速度を測定することである。

§ 2 記 号

- ω : 電磁波の角周波数
- λ_0, β_0 : 真空中の平面電磁波の波長, 位相定数
- λ, β : 螺線軸方向の電磁波の波長, 位相定数
- λ_h : 螺線導体に沿う電磁波の波長
- v_0 : 真空中の光速
- v : 螺線軸方向の電磁波の位相速度 $= \omega / \beta$
- v_h : 螺線導体に沿う電磁波の位相速度
- p : 位相速度係数 $= v_h / v_0$
- γ : 螺線半径 r 方向の伝播定数 $\gamma^2 = \beta^2 - \beta_0^2$
- t : 時間を表す変数
- $2a$: 螺線円筒の外径
- $2b$: 外周円筒導体の内径
- ϕ : 螺線のピッチ角

(I_0, I_1) (K_0, K_1) はそれぞれ零次, 1 次の第 1 種および第 2 種の変形されたベッセル関数

Pierce¹⁾ によれば

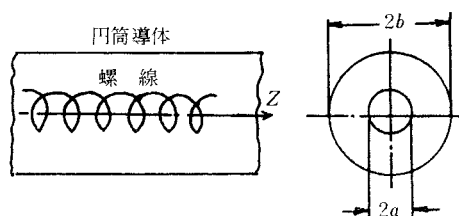


図 1 螺線回路

$$\frac{\beta}{\beta_0} = \frac{v_0}{v} = \frac{\lambda_0}{\lambda} = \sqrt{1 + \frac{\cot^2 \phi}{X^2}} \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{ただし } X^2 = \left[\frac{K_0(ra)}{I_1(ra)} - \frac{I_0(ra) \cdot K_0(rb)}{I_1(ra) \cdot I_0(rb)} \right] \bigg/ \left[\frac{K_1(ra)}{I_0(rb)} - \frac{I_1(ra) \cdot K_1(rb)}{I_0(ra) \cdot I_1(rb)} \right]$$

$$= \left[\beta_0 \cdot \cot \phi / r \right]^2 \dots \dots \dots (2)$$

(1), (2)式の計算はすでになされている中村⁶⁾。後に示す図3の計算値とあるのは(1)式による Pierceの理論値である。

§ 3 実 験

実験は図2に示す装置を用いた。超高周波電源によって矩形導波管を励振し、これと同軸ケーブルを結合する。同軸ケーブルの出力端をテーパ螺旋線を介して同軸定在波測定器中に納めた被測定螺旋回路に接続する。螺旋回路の終端は銅板で短絡した。

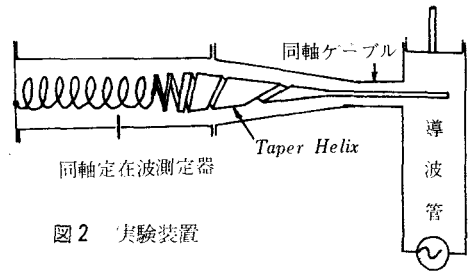


図2 実験装置

実験 1

円筒導体の内径 $2b = 1.6 \text{ cm}$

螺旋円筒の外径 $2a = 0.46 \text{ cm}$

螺旋導体の直径 $= 0.08 \text{ cm}$

これらはすべて一定に保った。螺旋ピッチが 0.13 cm から 0.75 cm (ピッチ角 $\phi = 6^\circ \sim 13^\circ$) にわたる9種類の螺旋を準備した。これらのしゃへい螺旋を波長 $\lambda_0 = 3.2 \text{ cm}$ で励振し、螺旋軸方向(z軸)に生ずる定在波から軸方向の管内波長 λ を実測した。光速 v_0 、螺旋軸方向の位相速度 v とすれば $v/v_0 = \lambda/\lambda_0$ によって v を計算することが出来る。測定結果は横軸にピッチ角 ϕ を、縦軸に λ_0/λ をとって図3に示した。

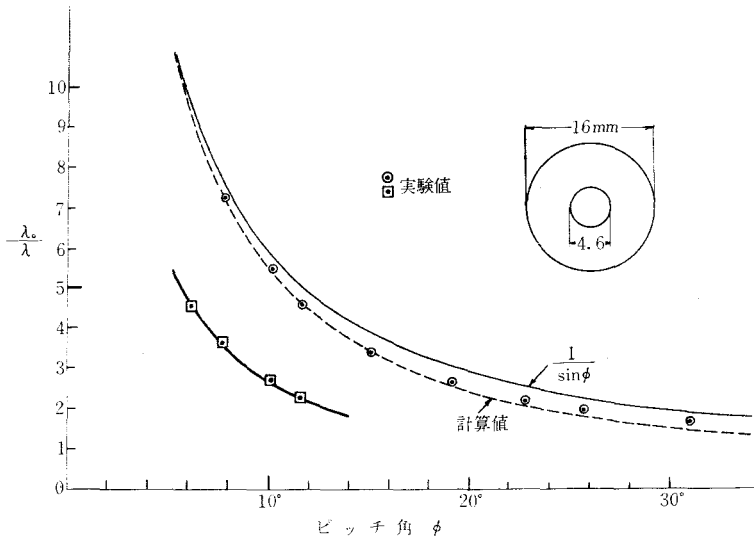


図3 軸方向管内波長

測定値は明らかに2つの群に分れている。●印で示したのは基本波でその電磁界は軸対称である。これは従来よく進行波管に実用されている波型である。図3の中に計算値として示してある曲線(点線)

は(1)式で計算した Pierce 流の理論値である。 $1/\sin\phi$ の曲線は(1)式で $X^2=1$ であれば

$$\frac{\lambda_0}{\lambda} = \sqrt{1 + \cot^2\phi} = \frac{1}{\sin\phi} \quad \dots\dots\dots(3)$$

となって電波が螺旋導体に沿うて光速 v_0 で伝播するものと仮定した計算である。ピッチ角 ϕ が 20° 以下では(1)式の計算値とよく合致するが 20° 以上になるとこれから逐次はずれて(3)式の曲線に近似して来る。

㊦印で示したのは高次波型であって、その電磁界は軸対称ではない。これらの管内波長は基本波の2倍である。 $7^\circ < \phi < 12^\circ$ の間のピッチ角では2つの波型が共在する。 10° 以下では高次波が強勢であって、 $6^\circ 10'$ では遂に基本波では励振されなかった。この場合基本波のみ励振したい時はピッチ角 ϕ は 12° 以上にとらなくてはならない。

実験 2

螺旋の1回巻の長さが励振波長と同程度になった場合、すなわち次の寸法の螺旋導体に沿うての位相速度を測定した。実験装置は図2と同様であって

螺旋円筒の中心径 $D = 1.12\text{cm} = 0.35\lambda_0$

$D = 1.015\text{cm} = 0.315\lambda_0$

の2つの場合を実験した。螺旋導体の直径 (0.08cm) および励振波長 λ_0 (3.2cm) もそれぞれ実験1と同じにした。ピッチは $0.2 \sim 1.14\text{cm}$ (ピッチ角 $\phi = 3 \sim 20^\circ$) の間で種々変えて実験した。

この場合電磁界が軸対称でないので、実験1のように軸方向の定在波から管内波長を決定することは困難である。従って次の方法をとった。すなわち螺旋を一定の角度ずつ回転し、その度毎に定在波測定器の探針を送って常に探針が螺旋導体の真上にあるように保って螺旋導体に沿うての定在波を測定した。これから螺旋に沿う電磁波の波長 λ_b を求め、横軸に螺旋のピッチ角 ϕ を、縦軸に

$$\lambda_b/\lambda_0 = v_b/v_0 = p = \text{位相速度係数}$$

をとって図5に示した。図中の計算値とあるのは螺旋アンテナの場合の Kraus⁷⁾ の式による。

$$p = \frac{1}{\sin\phi + \lambda_0 \cos\phi / \pi D} \quad \dots\dots\dots(4)$$

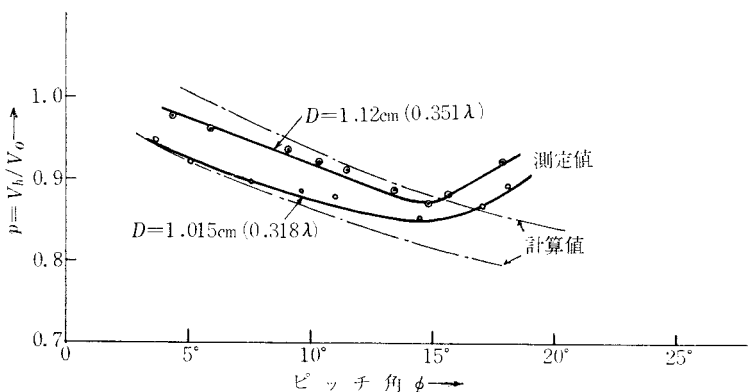


図5 位相速度係数

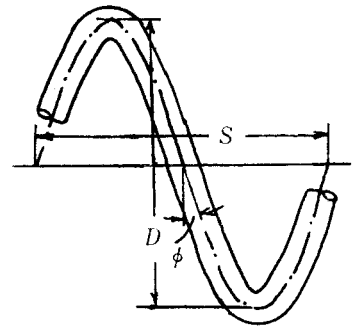


図4 螺旋

ここで D : 螺線円筒の中心径, ϕ : ピッチ角, である。 p は $0.85 \sim 0.975$ の範囲に変化し, アンテナとして用いられる $\phi = 12 \sim 15^\circ$ の附近で最小値をとる。遮蔽があってもなくても螺線導体に沿う電波の位相速度の変化は殆んど同様である。ピッチ角が $15 \sim 16^\circ$ 以上になると $p = v_h/v_0$ の曲線が上昇することは(4)式では説明できない。

§ 3 結 言

(1) 螺線回路の幾何学的寸法が与えられた場合, 基本波で励振するには螺線のピッチ角を 12° 以上に与らねばならぬ。 10° 以下のピッチ角では高次波が強勢で, 6° 以下では基本波は励振されない。

(2) 螺線円筒の円周長が励振波長と同程度になった場合は, 螺線導体に沿う電波の位相速度は光速の $0.85 \sim 0.975$ 程度となる。

終りに本実験を行うに当たりご指導を賜った大阪大学園田忍教授並びに牧本利夫教授に厚く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) J.R.Pierce : Traveling-wave tubes, D.Van Nostrand Co., (1950)
- 2) 副島 光積 : 信学誌 **32**, 9, P.281, (1949, 9)
- 3) 宇田川銑久 : 研究実用化報告 (通研) **2**, 3, 4, (1953, 10)
- 4) 羽島 孝三 : 応用電気研究所彙報 (北大) **7**, 2, (1955)
- 5) 細野 敏夫 : 信学誌 **38**, 1, (1955, 1)
- 6) 中村・戸田・園田 : 電学関西支部連大論文集 **3**, 12.6, P.131 (1952)
- 7) J.D.Kraus : J.A.Phys. **19**, 87 (1948)

(昭和45年1月12日受付)

ナトリウムランプ照明下における作業能率

(電気工学科) 原 田 一 彦

The Work Efficiency in the Sodium Vapour Lamp Lighting

Kazuhiko HARADA

Sodium vapour lamps are largely used for the roadway lighting. Moreover, there is a growing tendency in the open spaces, the air ports, ect. to use these lamps.

The visibility in the lighting of these lamps has already been reported. However, the work efficiency in the lighting of these lamps has rarely been reported.

In this paper, we compare the work efficiency of the sodium vapour lamp with that of other lamps.

The following results are obtained;

- (1) The sodium vapour lamp lighting impairs the efficiency of the work more than incandescent lamp lighting.
- (2) By adding a continuous spectral light to the sodium light, the work efficiency improves nearly to that of incandescent lamp lighting.

§ 1 ま え が き

交通密度の増大とともに道路の整備は充実され、交通照明も急速に発達している。ナトリウムランプはトンネル照明によく使用され、また、改良されつつある高圧ナトリウムランプは広場照明や空港照明等に利用されようとする現状である。したがって、これからは必然的にナトリウムランプ照明下で作業をする機会が多くなるものと考えられる。ナトリウムランプ照明下のものの見え方、目の疲れ等については既に発表されているが¹⁾、作業能率について論じた論文はほとんどなかった。

そこで、ナトリウムランプ照明下における作業能率を測定し、他の光源による場合と比較検討することとした。

§ 2 道路照明とナトリウムランプ

道路照明には、けい光ランプ、ナトリウムランプおよび高圧水銀ランプがよく使用され、開発途上にあるメタルハライドランプも注目されている。なかでも、透過率のもっとも大きいナトリウ

ムランプは次のような利点があるので²⁾、殊に、トンネルや霧のかかる場所ならびに自動車の交通量大で排気ガスの多い道路の照明には、現在のところ最適の光源である。

- (1) 黄橙色の単色光であり色収差がない。
- (2) 煙霧中の透過率が大きく、遠方のものをはっきり映し出し、虫類による障害がない。
- (3) 明暗の対比が良く、物体の輪郭をはっきりと映し出す。
- (4) 視感度が非常に高い。
- (5) 熱絶縁が良く周囲の温度の影響を受けない。
- (6) 発光面積が大きいため、まぶしさが無い。
- (7) 構造が堅牢で耐水・耐食性がある。
- (8) ランプの取替えおよび保守点検が容易である。

更に、光束が大、寿命が長い、効率が良いなどの特徴がある。

§ 3 実験方法

実験に参加した10名の視力は、万国式視力表を天然昼光色けい光ランプで200ℓ_xの照度で照明し

て測定した。その結果が表1である。

光源には、低圧ナトリウムランプNA60をトンネル照明用器具ND-644N（東芝製）に取り付けて使用した。図1は、この器具の配色曲線である³⁾。比較のため、カラー写真撮影用反射形白熱電球（色温度 5000°K）と天然昼光色けい光ランプをナトリウムランプに併用して同様の実験を行った。

作業内容は、前回の実験⁴⁾で採用したものと同じで次のとおりである。

作業① 上質および中質西洋紙半切（B5版）に
外径2.5mmのランドルト環を縦、横各40個ずつ黒インクで謄写印刷した抹消用紙で上向きの図形を数える。

作業② コンサイス英和辞書をランダムに10ペー

表1 実験参加者の視力

参加者	視力		
	左	右	両眼
A	1.0	0.9	1.0
B	1.0	1.0	1.0
C	1.2	1.0	1.2
D	1.0	1.0	1.0
E	1.2	1.2	1.2
F	1.0	0.9	1.0
G	1.2	1.0	1.2
H	1.5	1.2	1.5
I	1.0	1.2	1.2
J	1.0	1.0	1.0

配光曲線		
光源 NA60		
全光束 3250lm		
器具効率 65%		
B/H	照 明 率	
	車 道	歩 道
0.5	0.202	0.166
1.0	0.275	0.232
1.5	0.300	0.258
2.0	0.311	0.269
2.5	0.316	0.272

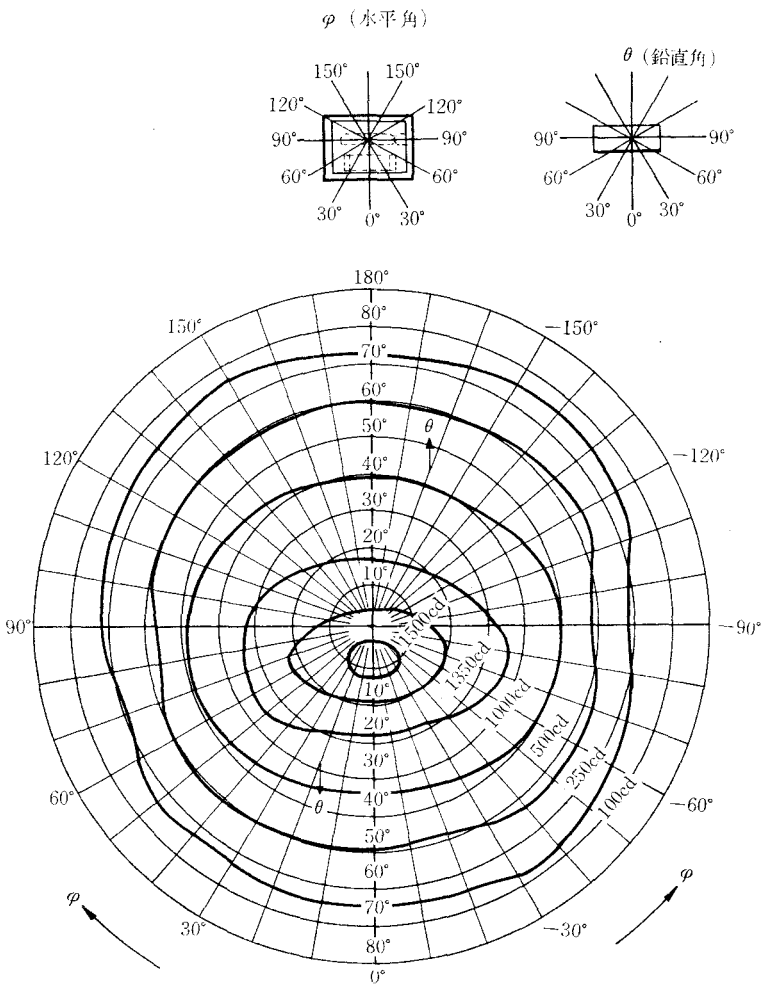


図1 トンネル照明用器具ND-644Nの特性

ジ選定し、そのページ中の単語を鉛筆で紙に書き写す。

作業③ 製図作業で、A 4 版の製図用紙（セント紙）に一辺が33mmの正方形の枠が24あり、その枠ごとに鉛筆で10本ずつ、横、縦、左 45° および右 45° につぎの線を引く。

実線	全線	(H 使用)
	細線	(4 H 使用)
破線	線（半線）	(2 H 使用)
	二点鎖線（半線）	(2 H 使用)
	一点鎖線（細線）	(4 H 使用)

寸法線（細線）（4 H 使用）

これらの作業を $50\ell_x$, $75\ell_x$, $100\ell_x$, $150\ell_x$, $200\ell_x$, $300\ell_x$, および $400\ell_x$ の 7 段階の照度で 3 回ずつ行ない、また、測定にあたっては、各照度の照明下で10分間眼を馴らした後に実施し、各測定間には30分の休憩をとり種々の誤差が入るのを防いだ。

§ 4 結果および考察

図 2 ～ 図 5 は、光源が、ナトリウムランプ、カラー写真撮影用反射形白熱電球およびナトリウム

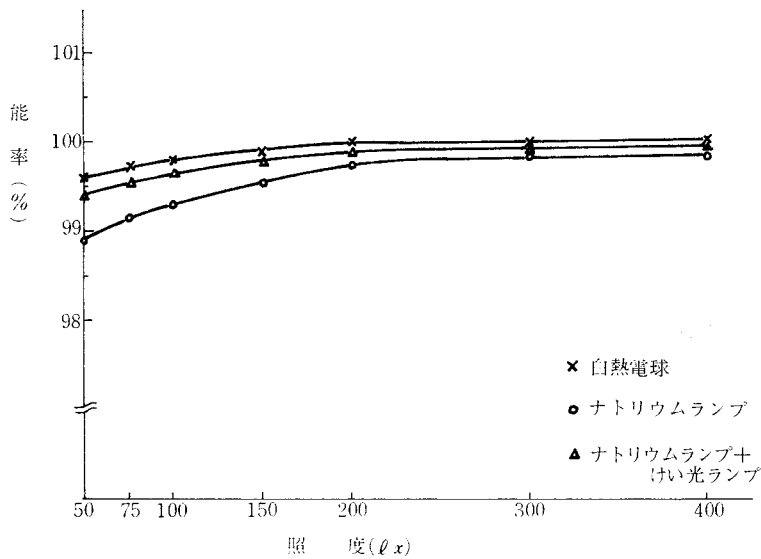


図 2 作業①（対比の強い上質紙使用）の能率特性

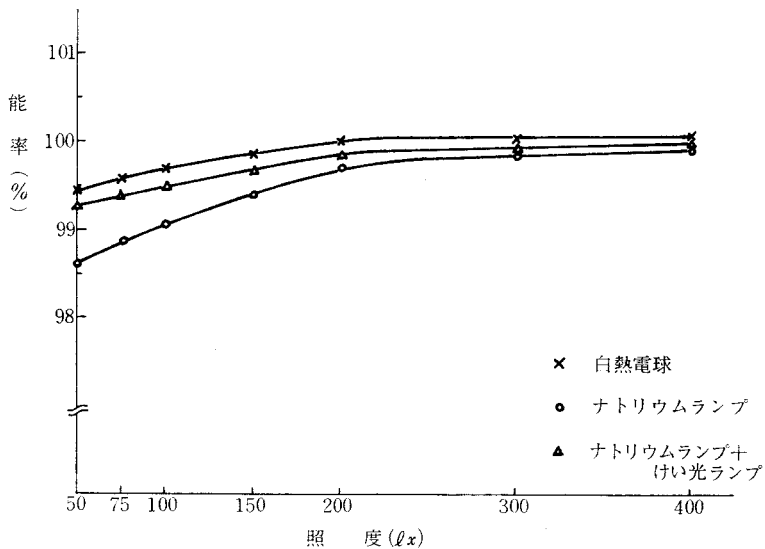


図 3 作業①（対比の弱い中質紙使用）の能率特性

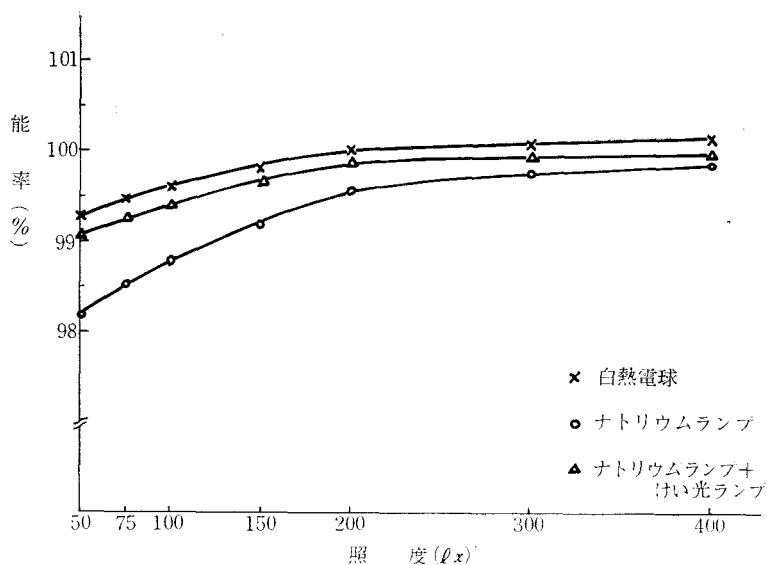


図4 作業②の能率特性

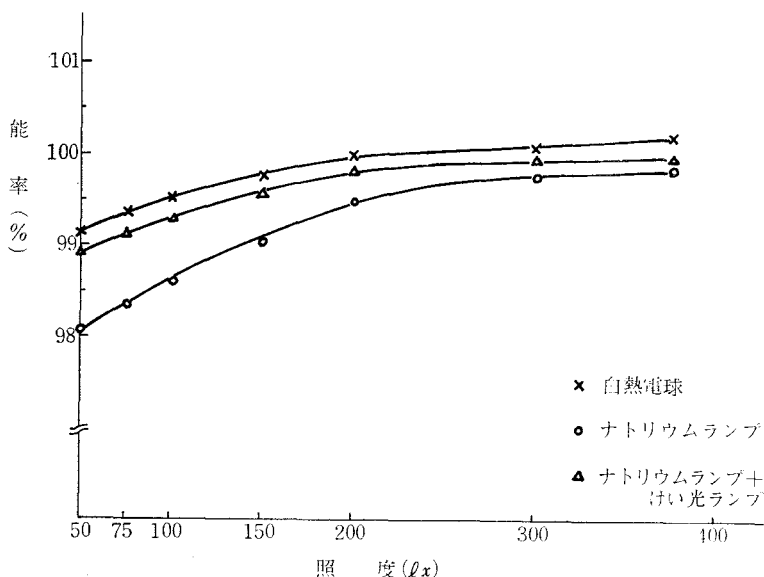


図5 作業③の能率特性

ランプに天然昼光色けい光ランプを光束比で3:2程度併用して演色性を補償したときの測定結果である。能率の評価は、白熱電球の200 lx における作業量を100%とした。

4.1 ナトリウムランプで照明した場合

照度が低くなるにつれて能率の低下が大きく、その最高値は1.9%で、また、100 lx 以下の低照度では、被験者は目の疲労を訴えた。視作業だけの作業①と、これに手作業を伴う②、③とでは、

後者の方が能率低下が大きく、50 lx では、前者の1.2%に対し、後者は1.8%~1.9%となった。また、また、作業①では、対比の弱い用紙を使用した場合が能率が悪い。これは、見え方の相違によるものであろう。300 lx 以上の照度になると、どの作業も100%に近くなり、白熱電球の場合とあまり変らなくなる。

この結果は、阪口氏らによって発表された⁵⁾、ナトリウムランプによる目の疲労は高照度程少な

い、との結果とよく一致している。

4.2 ナトリウムランプに天然昼光色けい光ランプを併用した場合

どの作業も能率が良くて、白熱電球のそれになり近く、また、高照度では差が少ない。作業①と②および③との差は、ナトリウムランプだけの場合と同様で、用紙の反射率の違う同じ①の作業でも同じような結果がでている。低照度における目の疲労は、ナトリウムランプのみの場合に比べて少なかったようである。これも、阪口氏らの発表による⁵⁾、ナトリウムランプ照明の場合の方が疲労が大である、との結果とよく一致する。

これらの結果から、単色光光源のナトリウムランプに演色性の良い光源を併用すれば、作業能率はあまり低下しないことがわかった。また、ナトリウムランプだけの照明による結果は、ナトリウムランプの利点と相反する面もある。この理由と、天然昼光色けい光ランプを併用して演色性を改善した場合との能率差は、色順応の問題も影響しているものと考えられる。

§ 5 む す び

以上ナトリウムランプ照明下での作業能率を、

他の光源の場合と比較してみた。要約すれば次のようになる。

- (1) 単色光光源のナトリウムランプ照明下での作業能率は、白熱電球（色温度 5000°K）の場合よりも低下する。
- (2) 同じ低照度の場合、ナトリウムランプ照明の方が目の疲労が大きく、作業能率の低下も大きい。
- (3) ナトリウムランプに天然昼光色けい光ランプを光束比で3：2程度併用すれば、能率は、白熱電球照明の場合にかなり近くなる。
- (4) 視作業よりも、これに手作業を伴う方が能率の変化が大きい。

文 献

- 1) 阪口他：照明学会誌，VOL. 53，第5号（昭和44年）
- 2) 合田：照明学会誌，VOL. 51，第6号（昭和42年）
- 3) 東芝カタログ：東芝水銀灯，No. 放—6（昭和43年5月）
- 4) 原田：呉高専研究報告，VOL. 5，第1号（昭和44年）
- 5) 阪口他：昭和44年電気四学会論文集

（昭和45年1月10日受付）

MOSFETを用いた簡易高速乗除算器

(電気工学科) 太田 垣 博 ・ 黒瀬 能 幸

Simple wideband Multiplier and Divider using MOSFET

Hiroshi ÔTAGAKI and Yoshinobu KUROSE

It is well known that FET is voltage controlled variable resistor in its non-saturation region. This Laws's multiplier employs this variable resistance characteristic.

This paper presents the principle, the method of configuration, the operational errors of this multiplier and of this divider, and results of experiment.

The results of experiment, in which N channel twin FET μ PA34A(NEC) and IC operational amplifiers μ PC55A(NEC) are used, is as follows.

For multiplier,

- (1) The output deviation is -0.5 dB at 500 KHz.
- (2) It's operational error is within 4.5% at full scall voltage 10 Vp-p at 1 KHz.

For divider,

- (1) The output deviation is -0.5 dB at 150 KHz.
- (2) The operational error is above 4.5%.

§ 1 緒 言

FET を用いたアナログ乗除算器については既に種々発表されている^{1)~8)}。2つの特性の揃った MOSFET (以下 FET と略す) を特殊な形の直列接続にし、低レベルで電圧制御抵抗素子として用いた乗算器¹⁾に簡単な補償を施し、100 KHz で出力偏差 ± 0.5 dB の特性を持つ乗算器については既に報告した¹²⁾。

ここでは更に高精度、高速化するため減算回路に検討を加え、IC 化演算増巾器 μ PC55A(NEC) 1 台だけで差動増巾し、500 KHz で出力偏差 -0.5 dB の特性を持つ乗算器とする事ができた。また、乗算素子につながる抵抗も大きくし、負荷効果を小さくし誤差も少くなった。

更に本乗算器を演算増巾器の負帰還ループに入れて除算器を構成し、実験を行った結果、乗算器の周波数特性よりは劣るが、150 KHz で出力偏差 -0.5 dB の値を得た。

本文は、FET の可変抵抗特性を利用した Laws の乗算器¹⁾の原理、誤差、構成法を検討し、ツイン FET μ PA34A(NEC) を用いて乗算器を構成して行った実験結果、ならびに除算器の構成法、誤差をも併せて検討した結果についての報告である。

§ 2 原 理

FET の可変抵抗領域を用いた乗算器で、両方向のドレイン・ソース間電圧 V_{DS} において特性の違いを補償したのが図1の Laws¹⁾の乗算素子である。2つの FET Q_1 , Q_2 の特性は完全に一致しているとする。

V_M の極性が2つあるから, Q_1, Q_2 の FET に
も2つの極性が存在する。 Q_1 の V_{DS} が正の時,
 Q_2 の V_{DS} が負の場合を, ‘極性1’ とし, 逆に Q_1
の V_{DS} が負の時, Q_2 の V_{DS} が正の場合を ‘極性
2’ という。FET のチャンネル抵抗 R_{DS} は両方
向の V_{DS} において異なるから, 正の V_{DS} における
 R_{DS} を R_U , 逆の V_{DS} における R_{DS} を R_R で表わ
す。 R_U, R_R はゲート・ソース間電圧 V_{GS} の関数
で(1)(2)式のように表わされる。

$$R_U(V_{GS}) = \frac{1}{\beta_U(V_{GS} - V_{PU})} \quad (V_{DS} \geq 0) \cdots (1)$$

$$R_R(V_{GS}) = \frac{1}{\beta_R(V_{GS} - V_{PR})} \quad (V_{DS} < 0) \cdots (2)$$

ここで β_U, β_R : FET により決まる定数

V_{PU}, V_{PR} : ピンチオフ電圧

(1)(2)式を V_{GS} について Taylor 展開すると

$$R_U(V_{GS}) = R_{U0} + K_{U1}V_{GS} + K_{U2}V_{GS}^2 + \cdots \cdots (3)$$

$$R_R(V_{GS}) = R_{R0} + K_{R1}V_{GS} + K_{R2}V_{GS}^2 + \cdots \cdots (4)$$

となり, V_{GS} が充分小さい範囲を考えると V_{GS} の2次項以下は無視できて, (3)'(4)'式となる。

$$R_U(V_{GS}) = R_{U0} + K_{U1}V_{GS} \cdots (3)'$$

$$R_R(V_{GS}) = R_{R0} + K_{R1}V_{GS} \cdots (4)'$$

ここで $R_{U0}, R_{R0}, K_{U1}, K_{R1}, \cdots$ を β, V_P を使って表わすと(5)式となる。

$$\left. \begin{aligned} R_{U0} &= -1/\beta_U V_{PU}, & R_{R0} &= -1/\beta_R V_{PR} \\ K_{U1} &= -1/\beta_U V_{PU}^2, & K_{R1} &= -1/\beta_R V_{PR}^2 \\ K_{U2} &= -1/\beta_U V_{PU}^3, & K_{R2} &= -1/\beta_R V_{PR}^3 \\ &\vdots & &\vdots \end{aligned} \right\} \cdots (5)$$

さて図1で $R_1 \gg R_U + R_R, R_2 \gg R_4, R_3 \gg R_4$ なら V_{GS}, V_M は(6)(7)(8)式で与えられる。

極性1において

$$V_{GS1} = \frac{\left\{ \left(\frac{R_4}{R_3} - \frac{R_{R0}}{R_1} \right) V_1 + \frac{R_4}{R_2} V_2 \right\} R_1}{R_1 + K_{R1} V_1} \cdots (6)$$

極性2において

$$V_{GS2} = \frac{\left\{ \left(\frac{R_4}{R_3} - \frac{R_{U0}}{R_1} \right) V_1 + \frac{R_4}{R_2} V_2 \right\} R_1}{R_1 + K_{U1} V_1} \cdots (7)$$

$$V_M = \frac{R_{U0} + R_{R0}}{R_1} V_1 + \frac{K_{U1} + K_{R1}}{R_1} V_1 V_{GS} \cdots (8)$$

$R_1 R_4 = R_0 R_3, R_1 \gg K_{R1} V_1, R_1 \gg K_{U1} V_1$ の諸条件を満足すれば, $V_{GS1} = V_{GS2}$ となり, これを V_{GS} とおけば(9)式となる。

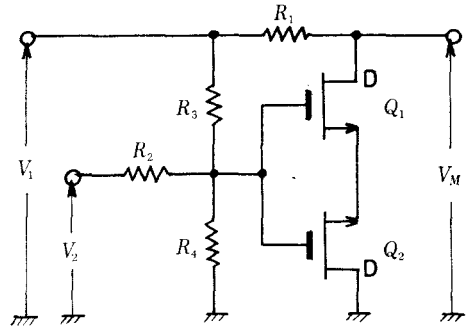


図1 乗算素子

$$V_{GS} = \frac{R_4}{R_2} V_2 \quad \dots\dots\dots (9)$$

(9)式を(8)式に代入すると出力 V_M は

$$V_M = \frac{R_{U0} + R_{R0}}{R_1} V_1 + \frac{(K_{U1} + K_{R1})}{R_1} \cdot \frac{R_4}{R_2} V_1 V_2 = AV_1 + BV_1 V_2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで $A = (R_{U0} + R_{R0})/R_1$, $B = (K_{U1} + K_{R1})R_4/R_1 R_2$ であり, V_M より 1 次項 AV_1 を引き算し, 乗算項 $BV_1 V_2$ を取り出す事によって乗算が行える事になる。以上極めて概略的に説明したが, 次に今迄の解析で行った近似における誤差を検討する。

今迄行った近似式でなく, 厳密式を導くと, (6)(7)式の V_{GS1} , V_{GS2} は

$$V_{GS1} = \frac{\left\{ K_1 - \frac{R_{R0}}{R_1(1+\varepsilon_1)} \right\} V_1 + K_2 V_2}{1 + \frac{\varepsilon_R}{1+\varepsilon_1}} \quad \dots\dots\dots (6)'$$

$$V_{GS2} = \frac{\left\{ K_1 - \frac{R_{U0}}{R_1(1+\varepsilon_1)} \right\} V_1 + K_2 V_2}{1 + \frac{\varepsilon_U}{1+\varepsilon_1}} \quad \dots\dots\dots (7)'$$

となる。ここで ε_1 , ε_U , ε_R , K_1 , K_2 は(11)式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= (R_U + R_R)/R_1 = (R_{U0} + R_{R0})/R_1 \\ \varepsilon_U &= K_{U1} V_1 / R_1 \\ \varepsilon_R &= K_{R1} V_1 / R_1 \\ K_1 &= (R_2 \parallel R_4) / (R_3 + R_2 \parallel R_4) = R_4 / (R_3 + R_4) \\ K_2 &= (R_3 \parallel R_4) / (R_2 + R_3 \parallel R_4) = R_4 / (R_2 + R_4) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで $K_1 = R_0/R_1(1+\varepsilon_1)$ とセットすれば(6)'(7)'式の V_1 の項は消去でき, 更に $\varepsilon_U = \varepsilon_R$ であるから $V_{GS1} = V_{GS2}$ となり, これを V_{GS} とおけば(12)式で表わされる。

$$V_{GS} = \frac{K_2 V_2}{1 + \frac{\varepsilon_2}{1+\varepsilon_1}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで ε_2 は ε_U と ε_R の平均値である。 V_M は

$$V_M = \frac{R_{U0} + R_{R0}}{R_1(1+\varepsilon_1)} V_1 + \frac{K_{U1} + K_{R1}}{R_1(1+\varepsilon_1)} V_1 V_{GS} \quad \dots\dots\dots (13)$$

となるので, これに(12)式を代入して

$$V_M = \frac{R_{U0} + R_{R0}}{R_1(1+\varepsilon_1)} V_1 + \frac{(K_{U1} + K_{R1})K_2}{R_1(1+\varepsilon_1+\varepsilon_2)} V_1 V_2 \quad \dots\dots\dots (14)$$

となり誤差項を含んだ式となる。また R_{DS} の V_{DS} に対する依存性, 及び V_{GS} の自乗項をも考慮に入れて(14)式を書き直せば

$$V_M = C_1 V_1 + C_2 V_1 V_2 + C_3 V_1^3 + C_4 V_1 V_2^2 + C_5 V_1^2 V_2 + C_6 V_1^3 \quad \dots\dots\dots (15)$$

誤差項を表わす

ここに C_1 , C_2 , ... は係数で次の様に表わされる。

$$\begin{aligned}
 C_1 &= (R_{U0} + R_{R0}) / R_1 (1 + \varepsilon_1) \\
 C_2 &= (K_{U1} + K_{R1}) K_2 / R_1 (1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2) \\
 C_3 &= -\alpha (K_{U1} + K_{R1}) R_0 / R_1^2 (1 + \varepsilon_1)^2 \\
 C_4 &= K_2^2 (K_{U2} + K_{R2}) / R_1 (1 + \varepsilon_1) \left(1 + \frac{\varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1}\right)^2 \\
 C_5 &= -\alpha R_0 K_2 (K_{U1}^2 + K_{R1}^2) / R_1^2 (1 + \varepsilon_1) (1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2) \\
 C_6 &= R_0^2 \alpha^2 (K_{U2} + K_{R2}) / R_1^3 (1 + \varepsilon_1)^3
 \end{aligned} \tag{16}$$

ここで α は V_{DS}^2 の係数で約 0.5 である。

上述迄の誤差の中で $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ は補償可能であるが、(15) 式の第 3 項以下が実際の場合の演算誤差を形成する。まず $V_1 = V_2 = V \sin \omega t$ とし、いわゆる自乗器とした時、 V_M は (17) 式となる。

$$\begin{aligned}
 V_M &= \left\{ C_1 + \frac{1}{2} (C_4 + C_5 + C_6) V^2 \right\} V \sin \omega t + \frac{1}{2} (C_2 + C_3) V^2 \\
 &\quad - \frac{1}{2} (C_2 + C_3) V^2 \cos 2\omega t - \frac{1}{2} (C_4 + C_5 + C_6) V^3 \sin \omega t \cdot \cos 2\omega t \dots \dots \dots (17)
 \end{aligned}$$

第 1 項が 1 次項で、ある電圧レベルで正しく消去されても、レベルを変えると $\{ \}$ の中に V^2 の項があるために $\sin \omega t$ に比例した信号が残り、誤差となる。また第 4 項も誤差項である。次に 1 次項が正しく消去された後に $V_2 = 0$ とした時の誤差出力 $V_{M\varepsilon 1}$ は

$$V_{M\varepsilon 1} = C_1' V_1 + C_3 V_1^2 + C_6 V_1^3 \dots \dots \dots (18)$$

ここに C_1' は

$$C_1' = -\frac{1}{2} (C_4 + C_5 + C_6) \dots \dots \dots (19)$$

である。(18) 式の誤差出力を図示したのが図 2 である。

精度の良い、誤差の少ない演算を行うには R_1 をできるだけ大きくし、 V_{DS} の小さい所、すなわち特性曲線の原点近傍を使用しなければならない。 R_1 を大きくすれば (18) 式の係数で C_3, C_5, C_6 は小さくなり誤差は小さくなる。また K_2 の値を小さく、すなわち V_{GS} を小さくすれば C_4 が小さくなり、更に誤差が小さくなる。これら R_1 を大きくしたり、 K_2 を小さくしたりすれば信号分 C_2 も小さくなるので、SN 比との兼ね合いで決定されねばならない。また線形抵抗の動作電圧を大きくするため (α を小さくする) に、 V_{DS} の約 $\frac{1}{2}$ の電圧をサブストレート (ゲート 2) に加える方法があるが²⁾、ここでは Q_1, Q_2 のサブストレートが共通であるので不可能である。個別 FET を用いれば可能である。

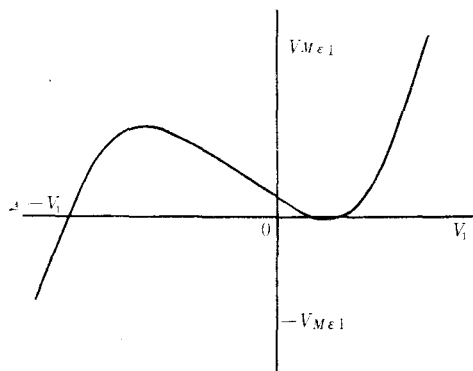


図 2 誤 差 出 力

§ 3 構 成

〈3.1〉 乗算器の構成

以上の様にして得られた乗算素子からの信号 (15) 式から 1 次項 $C_1 V_1$ を引いて、乗算項 $B V_1 V_2$ を取り出す方法には次の (1) (2) の 2 つの方法がある。

(1) 図 3 (a) に示すアナログ計算機で使われる手法で、 V_M を一度 A_1 で符号変換増巾し、 A_2 の加算係数器に $C_1 V_1$ に相当する電圧と共に加え消去する。この方法では A_1 での位相推移は許されな

い。というのは位相推移があると完全な引き算が行われなくて高域で大きな誤差出力、波形歪を生じる。また乗算素子の負荷は R_{i1} となり、もし R_{i1} が小さいと負荷効果によって誤差が増す。このため A_2 の周波数特性を A_1 より早く落し、誤差出力を小さくしなければならないので、総合の周波数特性が悪くなる。また A_1 から雑音が発生すると、 A_2 で増巾されて出力端子ではかなりの雑音を生じる¹²⁾。

(2) 図3(b)に示す方法で正負両入力端子を持つ演算増巾器で直接引き算する。この方法では周波数が高くなると共に同相信号除去比 CMR が悪くなるものの、(1)で述べた欠点がなく、1台の演算増巾器のみで行え、そのため周波数特性も増巾器の限界まで上り、そして調整も簡単である。

今回は以上の様な理由から(2)の方法で行った。

(b)図で A の増巾度を μ とすると、出力 V_o は(20)式で与えられる。

$$V_o = \left\{ \left(1 + \frac{1}{CMR} \right)^2 \cdot \frac{R_{f2}}{R_{i1}} \cdot \frac{R_{i1} + R_{f1}}{R_{i2} + R_{f2}} \cdot V_M - \frac{R_{f1}}{R_{i1}} C_1'' V_1 \right\} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{\mu} \left(1 + \frac{1}{CMR} \right) \left(1 + \frac{R_{f1}}{R_{i1}} \right)} \quad (20)$$

我々の使用する演算増巾器 $\mu PC55A$ の場合、 $\mu > 85dB$, $CMR > 70dB$ だから $\mu \gg 1$, $CMR \gg 1$ となり

$$V_o = \left(\frac{R_{f2}}{R_{i1}} \cdot \frac{R_{i1} + R_{f1}}{R_{i2} + R_{f2}} \cdot V_M - \frac{R_{f1}}{R_{i1}} C_1'' V_1 \right) \quad (21)$$

ここで $R_{i1} \parallel R_{f1} = R_{i2} \parallel R_{f2}$ とすると(21)式は(22)式となる。

$$V_o = \frac{R_{f2}}{R_{i2}} V_M - \frac{R_{f1}}{R_{i1}} C_1'' V_1 \quad (22)$$

(22)式を(15)に代入する。

$$V_o = \left(\frac{R_{f2}}{R_{i2}} C_1 - \frac{R_{f1}}{R_{i1}} C_1'' \right) V_1 + \frac{R_{f2}}{R_{i2}} C_2 V_1 V_2 + \varepsilon \quad (23)$$

ここで ε は誤差項を表わし

$$\varepsilon = \frac{R_{f2}}{R_{i2}} (C_3 V_1^2 + C_4 V_1 V_2^2 + C_5 V_1^2 V_2 + C_6 V_1^3 + \dots) \quad (24)$$

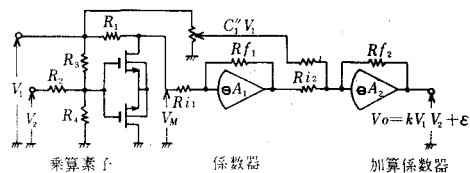
である。そこで $C_1'' = R_{i1} R_{f2} C_1 / R_{i2} R_{f1}$ となる様に C_1'' を選べば、 V_o は

$$V_o = \frac{R_{f2}}{R_{i2}} C_2 V_1 V_2 + \varepsilon \quad (25)$$

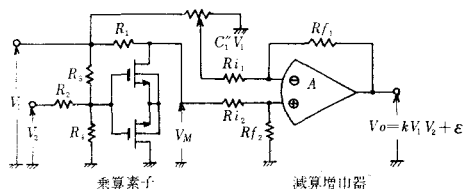
となり乗算項と誤差項が残る。

〈3.2〉 除算器の構成

除算器は乗算器を演算増巾器の帰還ループに入れて構成できる。この方法にも2種類あり、それぞれ問題点があるが^{9) 10) 11)}、ここでは図4に示す方法を用いた。図4で増巾器の入カインピーダンスを Z_{in} 、利得を $-\mu$ とすると(20)式が成立する。



(a) 2台の演算増巾器を用いる場合



(b) 正負両入力端子を持つ演算増巾器を用いる場合

図3 乗算器の構成法

$$\frac{Z_{in} \left(\frac{X_1}{R_1} + \frac{kX_2X_D}{R_2} \right)}{1 + Z_{in} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} (-\mu) = X_D \quad \dots\dots\dots (26)$$

但し $k < 0$ で $X_2 < 0$, 直流域で $\mu > 0$

(26)式より

$$X_D = -\frac{r}{k} \frac{X_1}{X_2} \frac{1}{1 + \frac{1}{k\mu_e X_2}} \quad \dots\dots\dots (27)$$

ここで $-\mu_e, r$ は

$$\left. \begin{aligned} -\mu_e &= \frac{-\mu}{1 + \frac{R_2}{R_1} + \frac{R_2}{Z_{in}}} \\ r &= \frac{R_2}{R_1} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (28)$$

となる。 $\mu_e \gg 1$ で(27)式は

$$X_D \approx -\frac{r}{k} \frac{X_1}{X_2} \quad \dots\dots\dots (29)$$

となり除算器とする事ができる。ここで(29)式の誤差項が入っている場合を考えると、商出力 X_D は(30)式で表わされる。

$$X_D \approx -\frac{r}{k} \frac{X_1}{X_2} - \frac{\varepsilon}{kX_2} \quad \dots\dots\dots (30)$$

もしここで $r = 1/5$, $k = -1/5$ の乗算器を構成するなら(30)式は

$$X_D \approx \frac{X_1}{X_2} + \frac{5\varepsilon}{X_2} \quad \dots\dots\dots (31)$$

となり誤差出力は激増する。すなわち本方式で使用する乗算器は精度の良いものを使用し、また乗算係数 k をなるべく大きくして、その分だけ r で調整を行う等とすれば除算器の誤差項は減らせる事になる。

§ 4 実験結果及びその検討

以下の実験に用いた FET μPA34A の特性を図5に示す。尚2つの FET の差にはほとんど見られず、1%程度の差であった。この μPA34A の β , V_p は次の値を得た。

$$\begin{aligned} \beta_U &\approx 0.28(\text{mA/V}^2) & \beta_R &\approx 0.26(\text{mA/V}^2) \\ V_{PU} &\approx -1.32(\text{V}) & V_{PR} &\approx -1.52(\text{V}) \end{aligned}$$

これらの値をもとに図3(b)の回路定数の大体の値を決定し、後で調整を行った。1MUを5Vにするために乗算出力を約500倍にしている。また増巾器の位相補正も行い最終的に図6の乗算器を得た。

次に除算器であるが、特に問題となるのは X_2 の範囲である。すなわち X_2 には必ず最小値が存在しなければならない。従って X_1, X_2 の変化範囲から増巾器の大振巾特性によって最適な除算係数 $K(= -r/k)$ の値を決定しなければならない。また係数 k

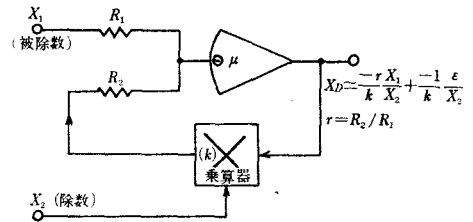


図4 高利得増巾器による除算器の構成法

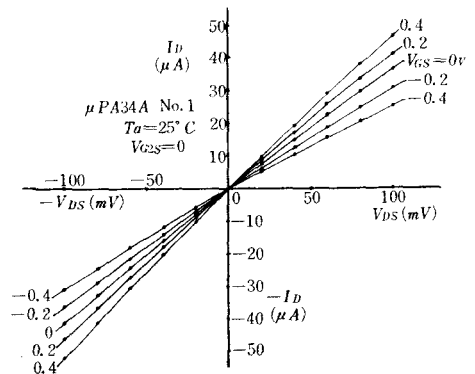


図5 μPA34A の $I_D - V_{DS}$ 特性

は負であるから負帰還となるには X_2 は負の信号に限られる事は明らかである。以上の様な点から一応 r を $\frac{1}{6}$ とすなわち $R_1=10K\Omega$, $R_2=2K\Omega$ とした。このままでは不安定なので増巾器の位相補正を行い、更にコンデンサで帰還し安定化を計った。それでも尚 $7MHz$ 付近で小さな発振を起こすので $7MHz$ 帯直列共振素子を位相補正端子①⑧間に入れて吸収している。調整用として出力に可変抵抗器 VR_5 を入れた。図7が総合回路である。

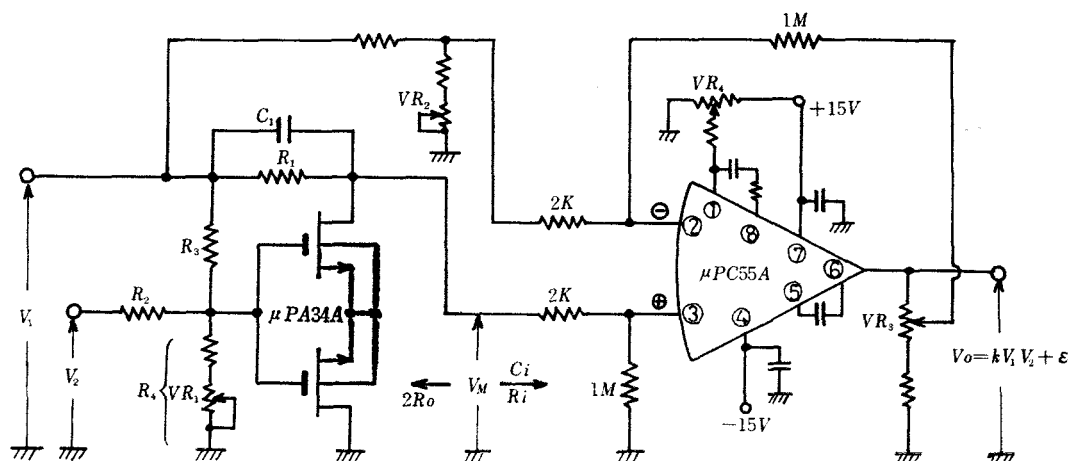


図6 乗算器

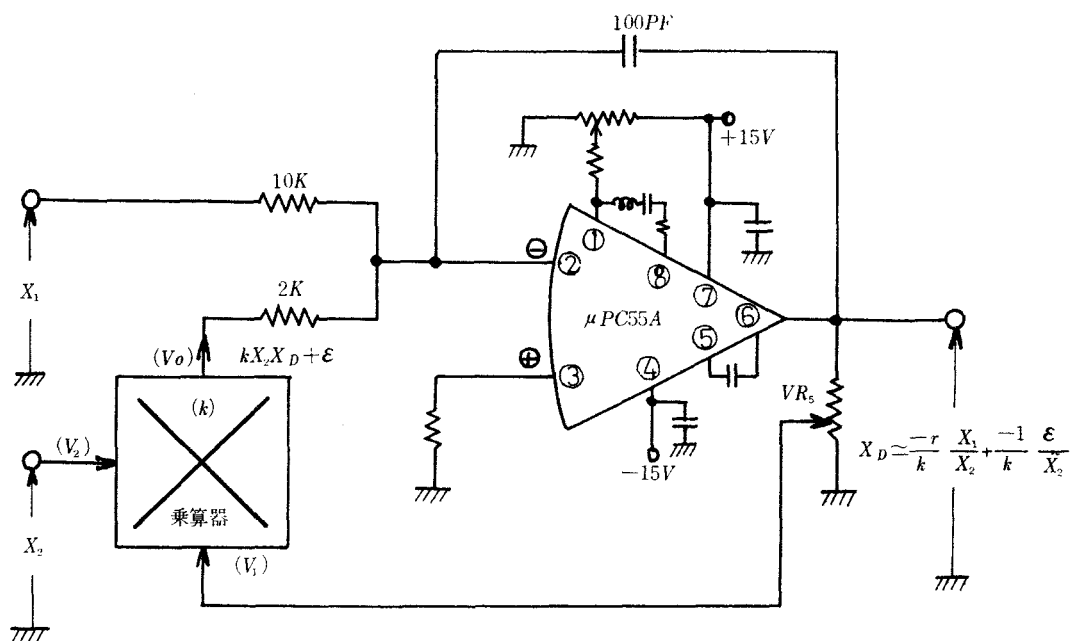


図7 除算器

得られた結果を図8～図15に示す。

図8は V_1 に $10V_{p-p}$ の低周波信号を入れ、 V_2 をゼロにし、誤差出力を調べたもので、(a)(b)は(6)'(7)'式における $K_1 = R_0/R_1(1+\varepsilon_1)$ の調整が完全でなく、1次項が残っている場合で、 VR_1 で調整が行われると(c)のようになる。次に V_1, V_2 の両入力端子に $10V_{p-p}$ の同じ低周波信号を加え、オシロで出力を観測する。1次項を含む時は図9(a)(c)のようになる。これは17式の第1項 ($\sin \omega t$ に比例した項)が残っているため、 VR_2 を調整して1次項が消去されると(c)の波形になる。更に出力が $5V_{p-p}$ になる様に VR_3 で増巾器のゲインを変える。そのまま周波数を高くしてゆくと出力波形は零レベルで頭の高さの違った図10(a)の様な波形になる。これは乗算素子から見た出力側の入力容量 C_i と、入力抵抗 R_i 及び乗算素子の出力抵抗 $2R_0$ の並列抵抗とによって決る位相推移が影響しているため、我々はこれを補償する方法として、 R_1 に並列にコンデンサ C_1 を付加し、

$$R_1 C_1 = (R_i // 2R_0) C_i \dots\dots\dots (32)$$

の関係を満足する様に C_1 を調整して(b)図の結果を得た。 C_1 の値は数 PF の値である。

除算器については K の調整が大切である。 K の調整は VR_3, VR_5 によって行いが、図7の除算器で入出力の関係式は33式で示される。

$$X_D = -\frac{r}{G_M D C_2} \frac{X_1}{X_2} - \frac{1}{C_2 X_2} (C_3 D X_D^2 + C_4 X_2^2 X_D + C_5 D X_2 X_D^2 + C_6 D^2 X_D^3) \dots\dots (33)$$

ここで G_M : 乗算器内の増巾器の増巾度

D : VR_5 による分圧比 ($0 \leq D \leq 1$)

$C_3 \sim C_6$: 46式で与えられる定数

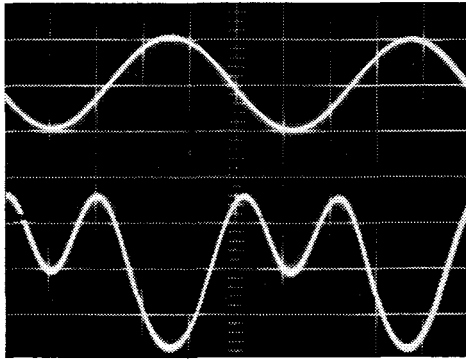
誤差出力の項を小さくするには VR_5 で D を小さくし、その分だけ VR_3 で G_M を大きくする。 C_2 の符号は負、 C_3, C_4 は正であるので誤差項の中で $-C_4 X_2 X_D / C_2$ は正、すなわちこの部分は正帰還要素となる。そしてまた D を小さくしても小さくならない。ここで X_2 を大きくしてゆくと商出力は小さくなり、誤差項の他の項は小さくなくても正帰還要素は全然変らない。そしてついには発振に至る。 X_2 の変化範囲 $-1 \sim -5V$ で発振を起さない様に K を設定したら $K=3$ であった。 K は大きく取る方がよいが、大きすぎると X_1 の変化範囲が狭くなる。 K が3以下の場合、 X_1 に $3V_{rms}$ の信号を入れた場合 X_2 が $-3V$ 付近から発振を起す。図11は寄生発振の波形で、更に X_2 を大きくすると全面発振に至る。この発振は使用した演算増巾器 $\mu PC55A$ 固有のものである。

図12は乗算器の除算誤差を示したもので、 V_1 に $10V_{p-p}$ の低周波信号を加え、 V_2 はゼロとし、 V_1 と V_0 との間でリサージュを描かしたものである。48式で示された誤差出力 $V_{M\pm 1}$ が増巾されたものであって $10V_{p-p}$ 出力に対し約4%の誤差に相当する。これは原理の項で述べた様にチャネル抵抗 R_{DS} が、 V_{GS} の簡単な1次関数でなく、 V_{GS} と V_{DS} の高次関数となっているために生じる誤差であり、 R_1 を大きくし、 K_2 を小さくする、すなわち FET が充分低レベルで動作する様に選ばれるならこれらの誤差も小さくなる。

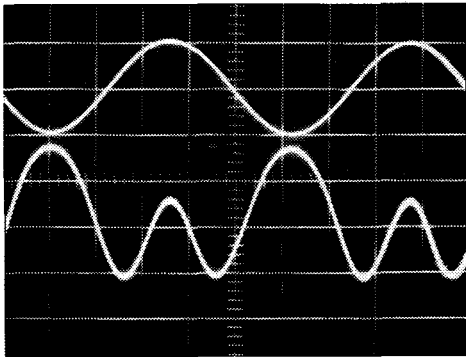
図13は V_1 をゼロ、 V_2 に $10V_{p-p}$ の信号を加え、誤差出力 $V_{M\pm 2}$ を調べたものである。(a)は $1KHz$ の信号、(b)は $10KHz$ の信号、(c)は $100KHz$ の信号を加えたものである。これは FET に熱シールドのため被覆した発泡ポリスチロールによる分布容量と思われ、ゲートドレイン間容量を C_{DG} とすれば比較的low周波の時近似式として $V_{M\pm 2}$ は

$$V_{M\pm 2} = j\omega C_{DG} \{ (R_{U0} + R_{R0}) K_2 V_2 + (K_{U1} + K_{R1}) K_2^2 V_2^2 \} \dots\dots\dots (34)$$

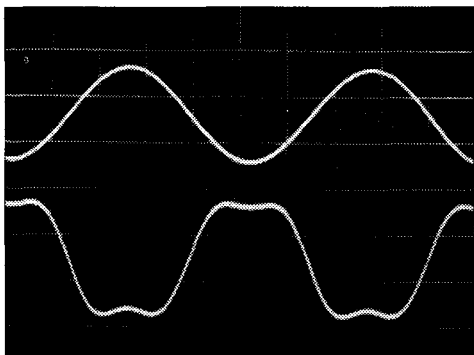
となる。すなわち $V_{M\pm 2}$ は ω の関数であり、周波数が高くなるにつれて増加する。図13(a)(b)(c)がそれを物語っている。従って $V_{M\pm 2}$ を小さくするには C_{DG} をできるだけ小さくする様に配置を考えねばならない。尚 $1KHz$ における $V_{M\pm 2}$ は $10V_{p-p}$ 出力に対し0.5%の誤差になる。



(a) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 0.2V/div } 横軸 0.2msec/div

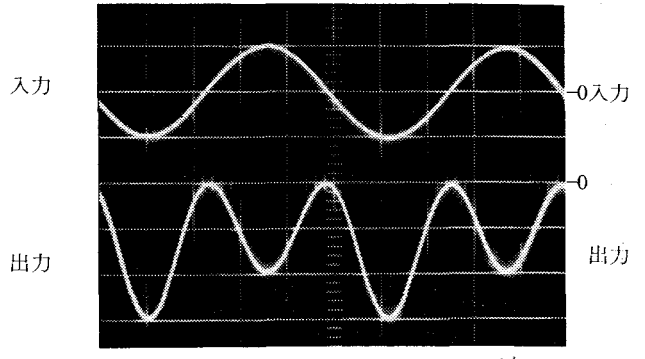


(b) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 0.2V/div } 横軸 0.2msec/div

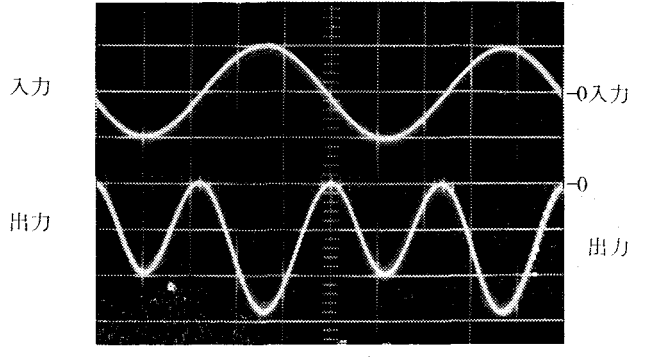


(c) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 0.2V/div } 横軸 0.2msec/div

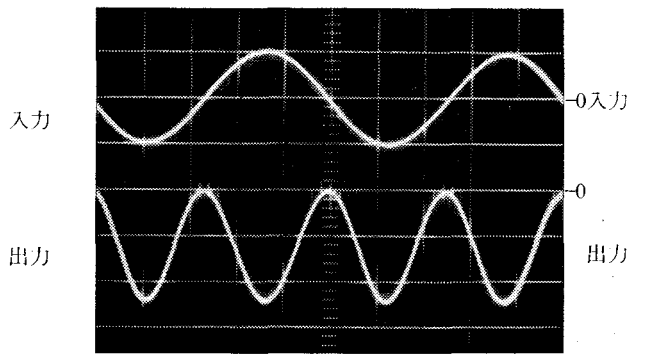
図8 誤差出力 $V_i = 10V_{P-P}$ $1KHz$ $V_2 = 0$



(a) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 2V/div } 横軸 0.2msec/div



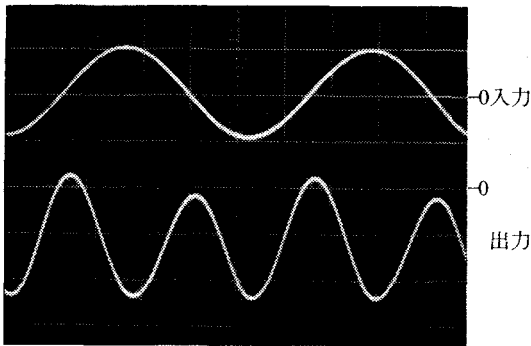
(b) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 0.2V/div } 横軸 0.2msec/div



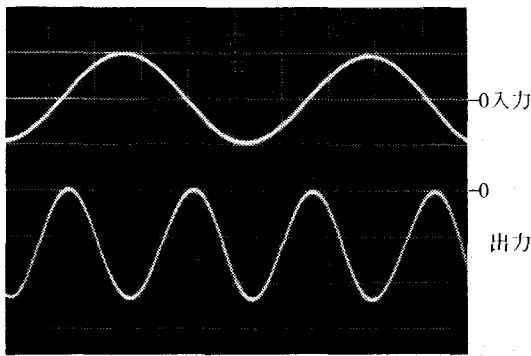
(c) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 2V/div } 横軸 0.2msec/div

図9 自乗器としての入出力波形

$$V_1 = V_2 = 10V_{P-P} \quad 1KHz$$



(a) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 2V/div 横軸 2 μ sec/div

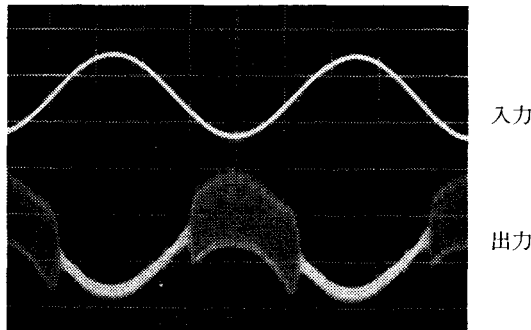


(b) 縦軸 { 入力 5V/div
出力 2V/div 横軸 2 μ sec/div

図10 自乗器としての入出力波形

$$V_1 = V_2 = 10V_{P-P} \quad 100KHz$$

$$V_2 = 0$$

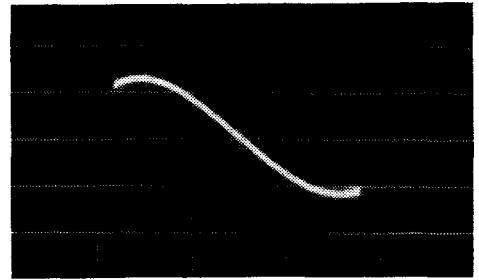


縦軸 { 入力 5V/div
出力 2V/div 横軸 0.2msec/div

図11 発振波形

$$V_1 = 8.4V_{P-P} \quad 1KHz$$

$$V_2 = -6V_{DC}$$

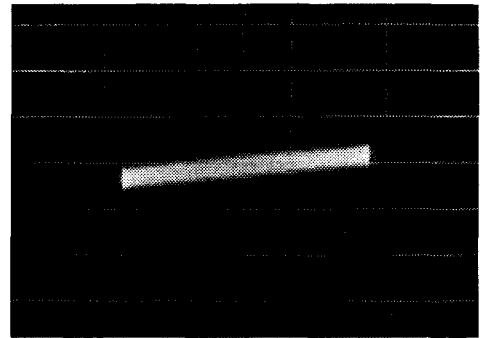


縦軸 0.2V/div 横軸 2V/div

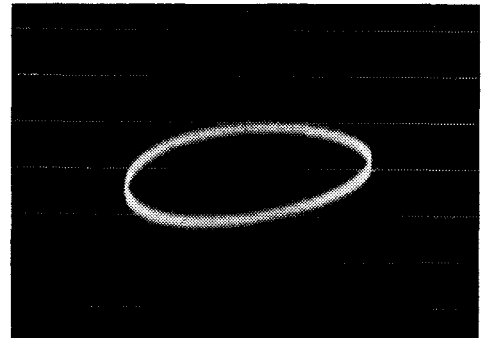
図12 乗算器の演算誤差

$$V_1 = 10V_{P-P} \quad 1KHz$$

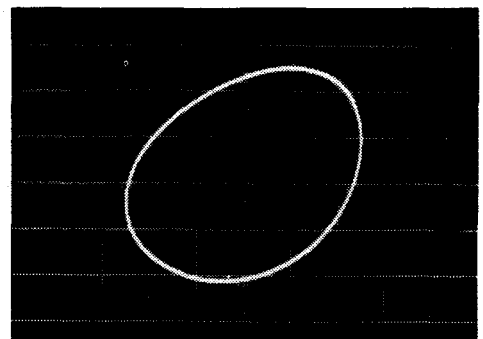
$$V_2 = 0$$



(a) 縦軸 0.05V/div 横軸 2V/div



(b) 縦軸 0.05V/div 横軸 2V/div



(c) 縦軸 0.2V/div 横軸 2V/div

図13 乗算器の演算誤差

$$V_1 = 0$$

$$V_2 = 10V_{P-P}$$

図14は乗算器の周波数特性であり、この特性は使用する演算増巾器によって決まる。自乗器とした場合、200KHzで出力偏差 -0.5dB 、一方を直流入力とした場合500KHzで -0.5dB となっている。尚位相推移は自乗器の場合100KHzで約 15° であった。

除算器の周波数特性は図15に示されている。乗算器より帯域は狭くなっているが、 $X_2 = -3.0\text{V}_{\text{DC}}$ 、 $X_1 = 8.4\text{V}_{\text{P-P}}$ の入力で150KHzで出力偏差が -0.5dB となっている。当然の事ながら出力レベルが上ると帯域は狭くなる。

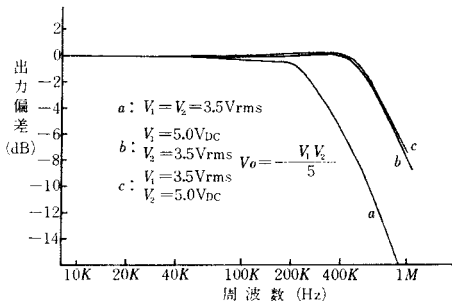


図14 乗算器の周波数特性

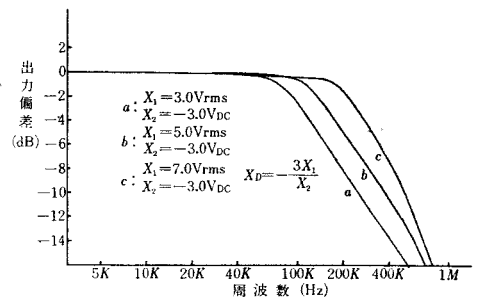


図15 除算器の周波数特性

乗算器の温度特性は、回路的に補償する事は困難なので、FETに熱シールドを施す事により外部温度変化の影響を避けている。その結果、昼夜2日間にわたる連続計測の結果見るべき変化はなかった。

演算増巾器のドリフトは入力換算で $12\mu\text{V}/^\circ\text{C}$ で、ノイズは出力で $3.5\text{mV}_{\text{rms}}$ であった。

§ 5 結 言

FETを可変抵抗素子として用いたLawsの乗算器に簡単な補償を施した高速乗算器と、その乗算器を用いた除算器について、原理、構成法、更に誤差について検討し、実験を行った結果次の様な問題点がある事が明らかになった。

乗算器の誤差は、 V_{GS} の高次項及び V_{DS} による R_{DS} への依存性と分布容量 C_{DG} による漏れ信号である。従ってこれらの誤差を小さくするためには分布容量が少くなる様に配置をし、FETの動作範囲をできるだけ狭くして使用すべきである。

周波数特性は乗算素子にコンデンサを付加し、乗算素子から見た入力容量 C_i による位相推移を補正するだけで、この場合周波数特性は演算増巾器により決まっている。

乗算器を使用して除算器を構成する場合、乗算器の誤差出力は除算器とした場合更に増加し、精度を悪くする。従って誤差出力の多い乗算器を用いる場合は、除算器の出力 X_D を分圧して乗算器に加え、乗算器の係数 k を変えるか、除算器の加算抵抗 R_1, R_2 の比 R_2/R_1 を大きくして誤差出力を減らす方法が良い。しかし本乗算器を用いる場合、誤差項の中に正帰還要素があり、除数 X_2 が大きくなると、他の負帰還要素が小さくなり発振が起こる。したがってそれらの兼合いで調整が行われねばならない。何れにしても精度の良い乗算器を使用する必要がある。

以上の問題点の改良が今後の課題である。

計測用乗除算器ということで高速性を目標にしていたが精度の点で上述の問題があり、今後は高精度への改良を進めてゆく予定である。

最後に、平素色々とお指導、御鞭撻頂く広島大学工学部浜村司郎教授、本校電気工学科主任中村正三教授に深く感謝する。

文 献

- | | | | |
|---------------------|--------------------------|------------|-------------|
| 1) P. Laws | Electronics letters | 3 [11] | 503 ('67) |
| 2) 杉山・内海 | アナログ技術研究会資料 | 7 [1] | 25 ('67) |
| 3) 八木・黒川 | アナログ技術研究会資料 | 8 [1] | 1 ('68) |
| 4) 八木・黒川 | 電気学会雑誌 | 83-2 [965] | 341 ('69) |
| 5) M. M. Abu-zeid 他 | Electronics letters | 4 [16] | 324 ('68) |
| 6) U. Tietze | Elektronik | 17 [8] | 233 ('68) |
| 7) V. C. Roberts | Electronic Engineering | 41 [494] | 496 ('69) |
| 8) I. C. Hutcheon 他 | Proc. IEE | 112 [8] | 1523 ('65) |
| 9) 市川・三宅 | アナログ技術研究会資料 | 1 [9] | 13 ('62) |
| 10) 市川・三宅 | アナログ技術研究会資料 | 1 [10] | 1 ('62) |
| 11) 市川・三宅 | 計測と技術 | 1 [11] | 853 ('62) |
| 12) 太田垣・黒瀬 | 電気四学会中国支部大会講演予稿集 | No. 4507 | ('69) |
| 13) Paul Richman | MOS Field-Effect Devices | | McGraw-Hill |

(昭和45年1月12日受付)

SF₆ ガス中での放電特性 (第 I 報)

(電気工学科) 若宮 正明 ・ 野村 利英

The Characteristics of Electrical Discharge in SF₆-Gas (Report 1)

Masaaki WAKAMIYA and Toshihide NOMURA

Since SF₆-gas came to be of late years recognized again in its excellent qualities, people have applied this gas to Gas Circuit Breaker, Transformer, Miniclad, Cable and other directions. In the near future it will perhaps take place of insulation Oil, as the insulation of all high voltage equipments that serve in large cities.

And so, in order to investigate its characteristic we set an apparatus for the experiment to examine some qualities of electrical discharge which SF₆-gas has, and measured corona starting voltage and the characteristics of electrical discharge of Needle-Plane Gap. Consequently we detected a few interesting phenomena in the Gas.

§ 1 緒 言

ハロゲン系の電気的負性を持つ気体の中で、特に SF₆ ガスは物理、化学的安定性、無毒、取扱容易、電気的特性の優秀さがかわれて、ここ数年しゃ断器、変圧器、ミニクラッド、ケーブル、コンデンサ、アレスタ、導波管などに使用され、将来都市変電に使用される高圧機器では絶縁油に代わるものとして注目されている。このうち、特にミニクラッド（密閉型開閉装置）については、昨今主要都市での電力需要の急増の反面、市内変電所用地難から、従来の変電所より画期的に超小型な変電設備が要望され、これに適合するものとして、従来大気絶縁に頼っていた母線、しゃ断器、断路器等の各部を SF₆ ガスを封入した容器に密閉し、開閉器全体の容積を従来変電設備の10%～2%程度、あるいは500号の系統では1%以下に縮め、きわめてコンパクトにするところみで、現在表1に示すごとく、各電力会社、民間電機メーカー協同のもとに互いに競合して研究開発を行っている。しかし SF₆ ガスについては、かなり以前から研究され、物理、化学、熱化学的特性はほぼ明らかになったが、(1) SF₆ ガス自身の放電

特性、(2)ガス中での有機絶縁材料のコロナ劣化、(3)開閉サージ等の絶縁協調、などきわめて不明な点が多い。

表1 電力、民間会社協力体制

電圧	主絶縁	東京電力	関西電力	中部電力
20号	エポキシ EPTゴム	三菱 (22kV)	東芝 (22kV)	東芝 (33kV)
60号 以上	SF ₆	東芝 (66kV)	日新 (154V _k) 三菱 (77kV)	日立 (77kV)

我々は主として(1)について解明することを目的とし、今度、高気圧（最高 10kg/cm²・g）及び真空中（最低 10⁻³mmHg）の放電及びコロナ観測が出来る装置を設けたので、これを使用し、SF₆ ガス中での針—平板電極によるコロナ開始電圧、及び放電特性を測定し、2、3の興味ある現象を確認した。

§ 2 実験設備及び電極

2-1 電 圧

○インパルス 最大充電電圧300kV
3.75kWs

○直流 正, 負極性 最大 50kV

○交流 (AC) 60Hz 最大 100kV

2-2 試験タンク

タンク寸法 $600\phi \times 1000L$ で内容積約 260ℓ, 耐圧は最大10気圧ゲージとしこれには, (1)電極移動装置, ストローク200mm, 精度 $\frac{1}{10}$ mm, (2)観測窓 $50mm\phi$ 2個, (3)高圧ドライタイププッシング, 耐圧インパルス 300kV, AC 100kV, (4)測定端子用プッシング3個, 等が付属する。

この系図を図1に示す。

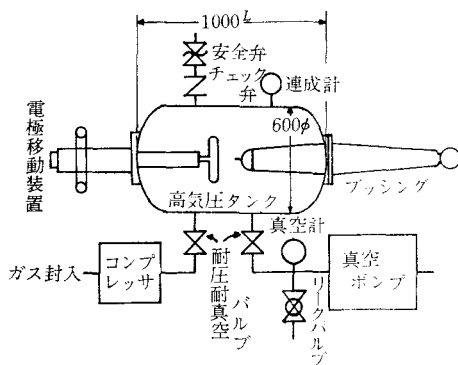


図1 試験装置系統図

2-3 電 極

針端電極——直輪製, 針端部の曲率半径を $r = 0.5, 2.0, 5.0mm$ の3種用意し, 表面は800番のサンドペーパーをかけ, 1000番のみがき粉で仕上げ, 凹凸は 1μ 以下になるようにした。

平板電極——アルミニウム, 直径 130mm のロボスキー電極を使用。

2-4 SF_6 ガス

Industrial Chemical Division 製 相互貿易株式会社より購入のもの。

又, SF_6 ガスは水分があると, arc 放電により分解ガスを生ずるので, 実験に際しては, 青色小粒のシリカゲル 1.5kg をタンク底部に置き, 温度は $16 \sim 18^\circ C$ の範囲で試験した。

§ 3 実験結果

3-1 気中におけるコロナ開始電圧。

ガス中の放電特性を気中のそれと比較するため, 気中のコロナ開始及び放電電圧を測定した。図2, 図3にコロナ開始電圧特性を示す。(図中の電圧値は全て実効値である)

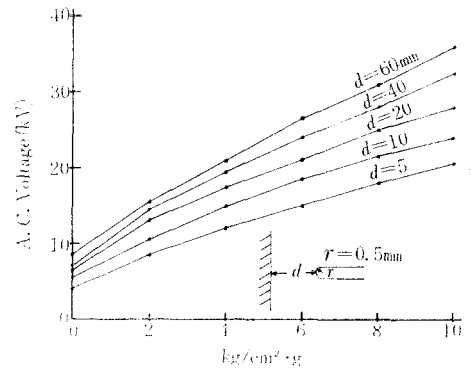


図2 気中におけるコロナ開始電圧

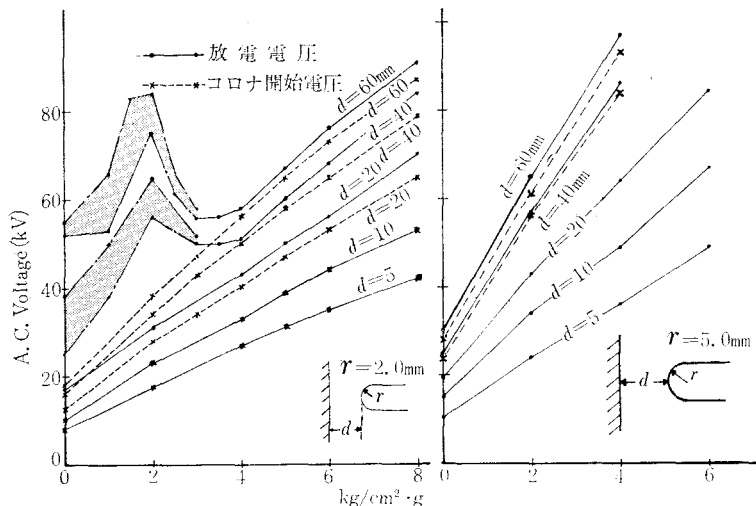


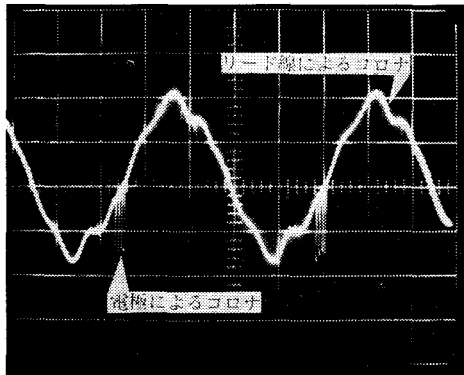
図3 気中における放電電圧及びコロナ開始電圧

コロナ開始電圧としてはコロナが出始める電圧、又は電圧を下げてコロナが消滅するときの電圧をとる場合とがあるが、ここでは後者を採用した。これは、後者の方が(1)再現性があること、(2)電圧は前者より5～10%低いという理由からである。

コロナ開始の判定は、(1)B、Oによる波形、(2)音響法、(3)肉眼による観察によったが、(1)(2)はほぼ同値を示し、(3)による方法ではかなり電圧が高くないと判定出来ない。

尚検出抵抗は10k Ω を使用した。

電圧印加リード線によるコロナ、及び電極によるコロナの判定は、波形からも写真1に示すごとく明確に識別出来る。



気中、圧力 2.0kg/cm²・g $r=2.0$ mm
 $d=30$ mm 掃引 3.7ms/div

写真1 コロナパルス波形

針端部の曲率半径 $r=0.5$ mm の様に典型的な針—平板電極では、コロナ開始電圧は圧力の増加と共に単調に増大するが、間隙長が大きくなっても、その割には電圧はあまり高くない。これは間隙長がある程度大きくなると針端面の電界強度が間隙長に殆んど関係なくなるためである(図2)。

曲率半径が大きくなると電界集中がうすれてくるため、コロナ開始電圧と放電電圧とは、一致してくる。しかしこの場合でも間隙長が曲率半径に比較し充分大きくなると当然、針—平板特性と同一となりコロナ開始電圧は、放電電圧より低くなる(図3)。

3—2 気中における放電電圧

針端の曲率半径が小さいときには、コロナが出

始めてかなり高い電圧まで火花放電に至らない。これは針端部で発生するグローコロナが針先端を包みシールドするためである。

しかし 5～6kg/cm²・g (臨界圧力) を過ぎると放電電圧は急激に下がり 8～9kg/cm²・g では極小点となり、さらに圧力を上げると、放電電圧とコロナ電圧は一致する様になる(図4)。

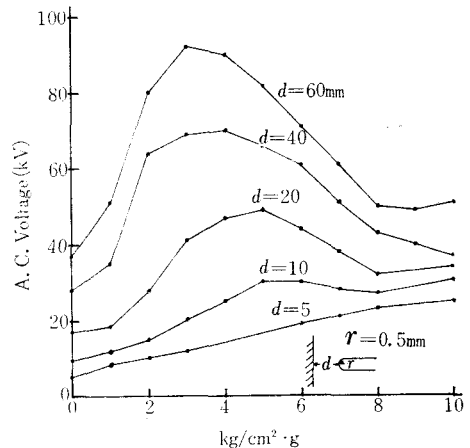


図4 気中における放電電圧

図3において、 $r=2.0$ mm $d=40$ 及び $d=60$ mm で圧力が低い場合、放電電圧は不規則な値を示しバラツキがきわめて大きくなるが、これはrod-plain gapの放電不安定領域にあたる。この不安定領域の範囲は、図5で明らかな如く、気圧、電極間隙長によっても変化する。これはグロー状コロナから閃絡する場合とストリーマ状コロナから閃絡に至る放電形式との境界に相当するものと思われる。

3—3 SF₆ ガス中のコロナ開始電圧

針端の曲率半径 $r=0.5$ mm について測定したところでは、コロナ開始電圧は図6で示す如く、圧力の増加と共に単調に増大し、気中の場合(図2)と比較すると、1.9～2.3倍で全般的にみると気中の約2倍の値となっている。コロナパルスは、ガス圧が低い(1～2kg/cm²・g)ときには連続的に発生するが、ガス圧が高く(4kg/cm²・g以上)になると間歇的となり、1秒もしくは2秒に1つということもある。

又、パルスの大きさは気中に比べ、写真2で見るとぐとかなり小さい。コロナ型式は、ガス圧が1kg/cm²・g くらいの低い場合でもグロー状を呈

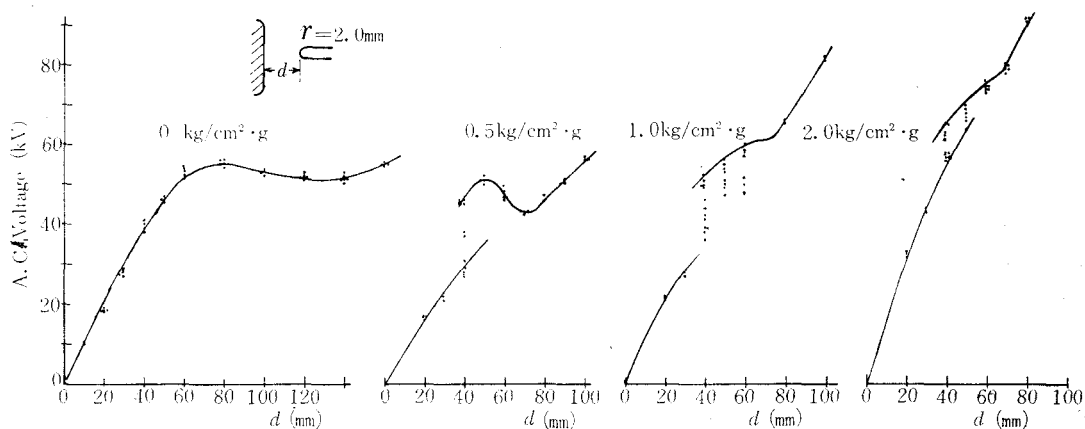
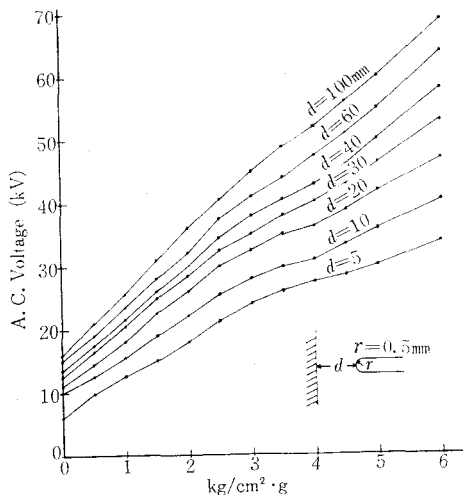


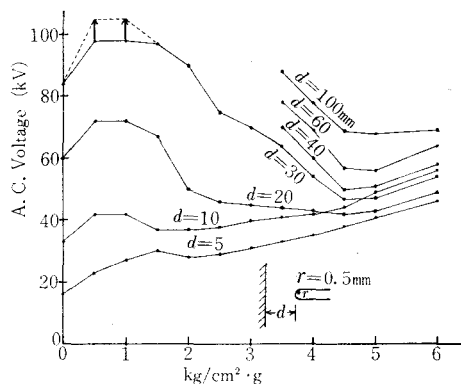
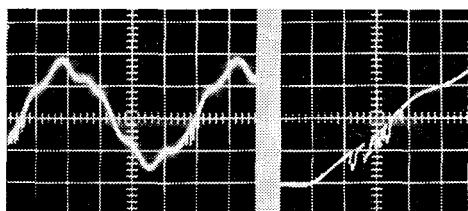
図5 電極間隙長と放電電圧との関係

図6 SF₆ ガス中におけるコロナ開始電圧

し、2~3kg/cm²·g では、コロナが出始めて放電するまで、コロナののびは殆んど変化しない。

3—4 SF₆ ガス中の放電電圧

図7は針端曲率半径 $r=0.5\text{mm}$ の針—平板電極の放電々圧特性である。放電々圧値は気中の2

図7 SF₆ ガス中における放電電圧

ガス圧 0kg/cm²·g

$r=0.5\text{mm}$

$d=40\text{mm}$

掃引 3ms/div

ガス圧 0.5kg/cm²·g

$r=0.5\text{mm}$

$d=5\text{mm}$

掃引 1ms/div

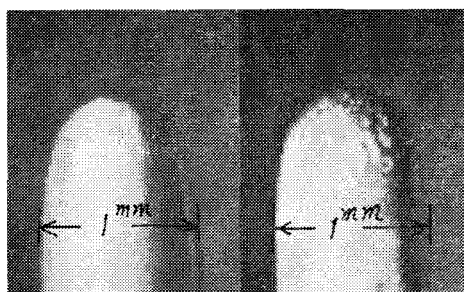
写真2 SF₆ ガス中でのコロナ

～3倍程度であるが(図4参) 気中と比べて著るしく異なるのは、(1)放電電圧は1~2kg/cm²·gで最大値を示し3~5kg/cm²·gで急激に低下する。即ち気中に比べ臨界圧力がかなり小さい。(2)間隙長が小さくなるに従い、臨界圧力も低くなっていく。これに関しては、逆に臨界圧力が高くなるという報告(1964, 宅間董)あるいは、臨界圧力は殆んど変化しないという報告もあるので、定性的に決められず、電極材質、表面仕上、等によって変わるものと思われる。

corona stabilization は 負イオン が針電極の先

端をシールドするために生じ、この現象は電氣的負性が強い程顕著にあらわれるのが、一般的であり、この実験では、空気は弱い負性気体とも云えるが、SF₆は空気に比べきわめて強い電氣的負性をもつガス体であるから 2~3 atm では気中より顕著なコロナ安定化作用を示すものと期待されたが、実験によると極大値は、Howard (1957, PIEE) の報告による平等電界放電々圧値の 1/2 以下となり、又、新田氏 (1965, 三菱技報) の報告（電極形状が多少異なっている）と比較すると、 $d=5.10\text{mm}$ では大体一致するが、 $d=20\text{mm}$ では新田氏報告の方がはるかに corona stabilization が明確に表われている。

この様に特性が違う原因としては、電極が真鍮製のため実験中における電極傷損が大きいと思われる。写真3は実験前及び実験後における針端電極であるが、実験後では、先端部に約 30μ の凹凸が無数に出来ている。



実験前 実験後

写真3 針端電極

図7中、 $d=30\text{mm}$ で点線で示した部分は、ガス圧上昇時、100kV 以上となり測定出来なかったため、多数回放電試験後、再度とりなおしたものである。尚ガス圧が $5\sim 6\text{kg/cm}^2\cdot\text{g}$ になると、 $d=10\text{mm}$ の放電電圧は $d=20$ 及び $d=30$ のそれより高いという特異な現象を呈しているが、実験を再度行なっても、同一結果になったので今

後、機会を得て調べてみたい。

又、ガス圧が $3\text{kg/cm}^2\cdot\text{g}$ 以上では放電電圧はきわめて安定せず、かなり低い電圧で放電することがあるので、値は30秒間一定電圧に放置しても放電しない電圧の最大値をその時の放電電圧とした。

3-5 結 言

(1) 不平等電界電極（針—平板）によるコロナ開始電圧は、SF₆ガス中では空気中の場合の約2倍の値をもち、圧力を増大するにつれほぼ単調に増大する。

(2) 上記不平等電界電極におけるAC放電電圧は、空気中では4~6 atm で極大点を示すが、ガス中では2~3 atm で極大となり、臨界圧力は5~6 atm となる。

通常ミニクラッドに使用するSF₆ガスのガス圧は、国内では3~3.5 atm、欧米では2.5~2.7 atm であるが、このいずれのガス圧とも上記結論(2)で示す通り、放電電圧が極大値を示す範囲内であるから、きわめて有利であると云える。しかしこの領域ではコロナ開始電圧がかなり低いため、コロナを出さないようにすることが肝要であり、電極間隙を2倍にするよりは、曲率半径を2倍にする方が有効であろう。

§4 あとがき

この報告では針端の曲率半径 $r=0.5\text{mm}$ の針—平板電極について、交流電圧に対する放電特性しか測定出来なかったが、現在インパルスについても試験続行中で、今後他の電極についてのデータを得て、合わせて次回報告する予定である。現在得たデータでは、SF₆ガス中でも極性効果はかなり顕著に現われ、又、impulse ratio も1.0 以下の場合も存在し、コロナ発生時間遅れとコロナ安定化作用との関連が、極めて興味ある問題である。

（昭和45年1月12日受付）

交通騒音に関する研究 (第3報)

(広い自動車道路からの騒音について)

(建築学科) 藤 井 健

Studies on the Traffic Noise (Report 3)

On the Noise from Broader Motorway

Takeshi FUJII

Our former reports showed the variation of the pressure level of the sound emitted by a single running motor vehicle and the relation between power level and its speed.

In this paper, the nature of noise from flowing road traffic is analyzed based on the data obtained from our actual measurement by the side of a six-lane motorway. There are involved two contents; one is the relation between noise level and the number of running vehicles, the other is the nature of noise level attenuation which varies according to the distance from the motorway.

§ 1 まえがき

前報では、単独で走行する自動車の騒音レベルの変化について検討し、さらに速度別の騒音パワーレベルを求めた。本報では上下6車線の道路を走る自動車の流れからの騒音レベルの実測結果から、交通量と騒音レベルの関係、路線からの距離による騒音レベルの減衰について考察する。

以前、交通量と車道端における騒音レベルの関係について久我氏の求めたものがあるが走行速度や車線数については考慮されていない。また路線からの騒音レベルの距離減衰は、一般に倍距離 -3 dB の線音源的減衰と考え、路線から離れた地点の騒音レベルが推定されてきたが、線音源を路線のどこに仮定するかによって減衰は異なったものとなる。筆者は、速度、車線数を考慮して、交通量と騒音レベルの関係、路線巾の違いによる距離減衰の差を求める目的で、最初の測定として、比較的広い路線を選んで実測を行った。

§ 2 測定の概要

2.1 測定日時、気象状況

昭和43年8月13日(火) 13時~15時30分。晴, 2m/sec 以下。

昭和43年9月19日(金) 12時~13時30分。曇, 1m/sec 以下。

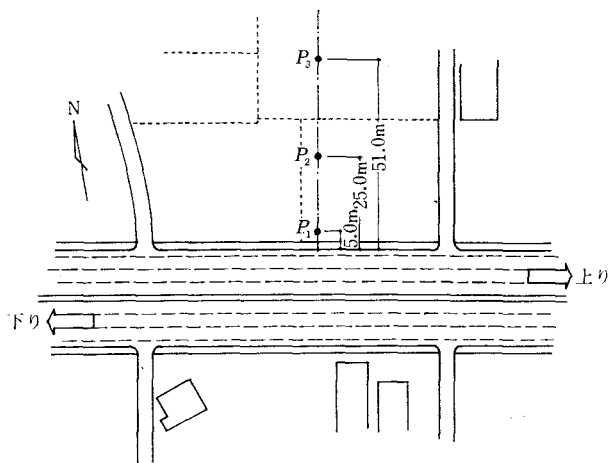
2.2 測定場所、測点

測定場所は、付近に工場騒音その他の対象外の騒音の少ないこと、まわりに反射物の少ないこと、車の流れが順調であることを条件に、図-1に示す場所を選んだ。測点は図-1中の P_1 , P_2 , P_3 , すなわち車道端より5.0m, 25.0m, 51.0m, の3点で、地上1.2mの点である。

対象路線は、車線数上下合せて6車線、中央部に巾1.5mの分離帯があり、分離帯をも含めて車道巾は25.5m, さらに両側に2mずつの歩道がある。路床はアスファルト舗装で勾配はなく、制限速度50 km/hr の国道2号線広島バイパスである。

2.3 測定方法

騒音レベルの変動の激しい P_1 点では、指示騒音計と高速度レベルレコーダー（いずれも J E I C 製）を組合せ、 P_2 、 P_3 点では指示騒音計を目読した。測定は P_1 、 P_2 、 P_3 点同時に開始し、5秒間隔で50個の測定値を記録。その間、上下それぞれの交通量を大型（大小トラック、バスその他）と小型（普通自動車、軽四輪、二輪）の2種に分けて計数した。なお騒音計の使用特性は C 特性、fast、高速度レベルレコーダー fast、紙送り速度 2 mm/sec である。



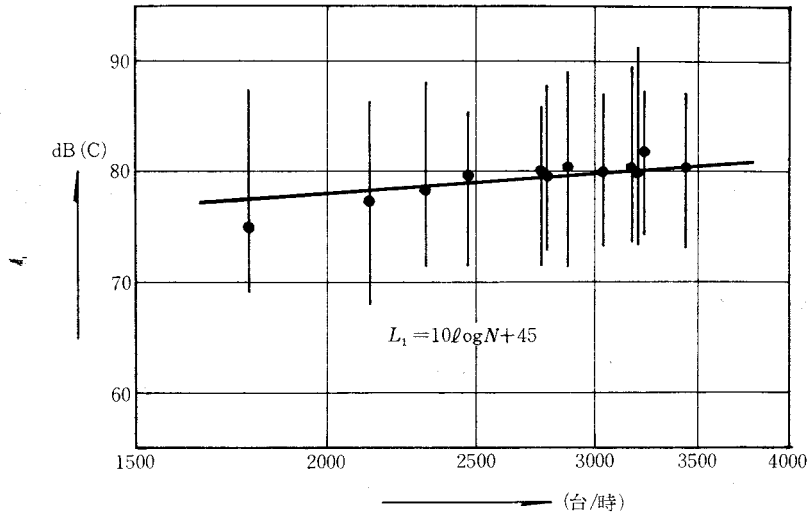
図—1 測定場所および測点

表—1 中央値と90% range (dB—C)

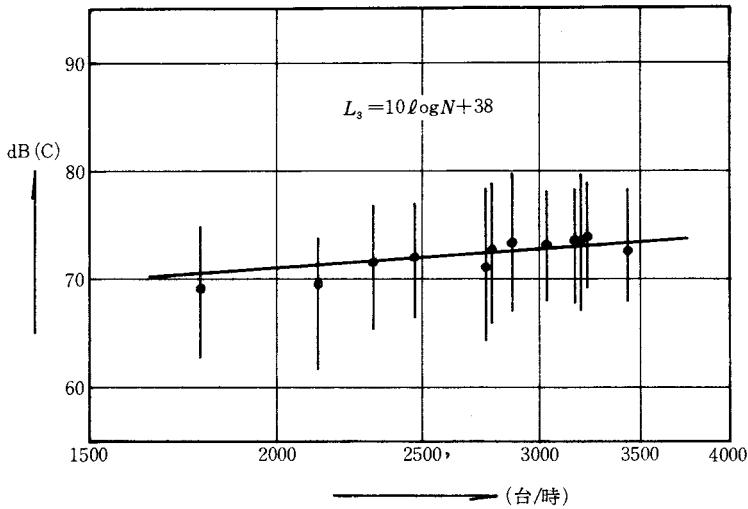
	交 通 量		計	P_1 点 5.0m		P_2 点 25.0m		P_3 点 51.0m	
	上り 小型 大型	下り 小型 大型		中央値	90% range	中央値	90% range	中央値	90% range
1	586 280	653 253	1,772	75.0	87.3~69.3	70.0	79.0~64.8	69.0	74.8~62.8
2	680 285	832 340	2,137	77.3	86.3~68.0	71.0	78.3~64.0	69.5	73.8~61.5
3	856 448	734 272	2,310	78.3	88.0~71.5	75.0	82.8~69.5	71.5	76.8~65.3
4	1,060 346	692 389	2,477	79.7	85.5~71.5	74.5	79.7~68.5	72.0	77.0~66.3
5	906 314	1,150 390	2,760	80.0	85.8~71.5	74.5	80.3~69.0	71.0	78.3~64.3
6	1,275 471	748 281	2,775	79.5	87.8~72.8	74.8	79.8~67.8	72.6	78.8~66.0
7	1,315 530	830 219	2,894	80.5	89.0~71.3	74.5	81.8~68.5	73.3	79.8~67.0
8	1,440 331	1,008 259	3,038	80.0	87.0~72.3	75.8	81.3~70.5	73.0	78.0~68.0
9	1,072 551	1,256 296	3,175	80.3	89.5~73.5	76.3	81.8~71.0	73.5	78.3~67.8
10	1,094 418	1,295 374	3,181	79.8	91.3~73.3	75.3	84.0~70.8	73.3	79.8~67.0
11	1,112 380	1,234 475	3,201	81.8	87.3~74.3	77.0	83.0~70.8	73.8	79.0~69.0
12	1,555 417	1,109 331	3,412	80.3	87.0~73.0	74.8	80.0~71.3	72.5	78.3~68.0

§ 3 測定結果とその検討

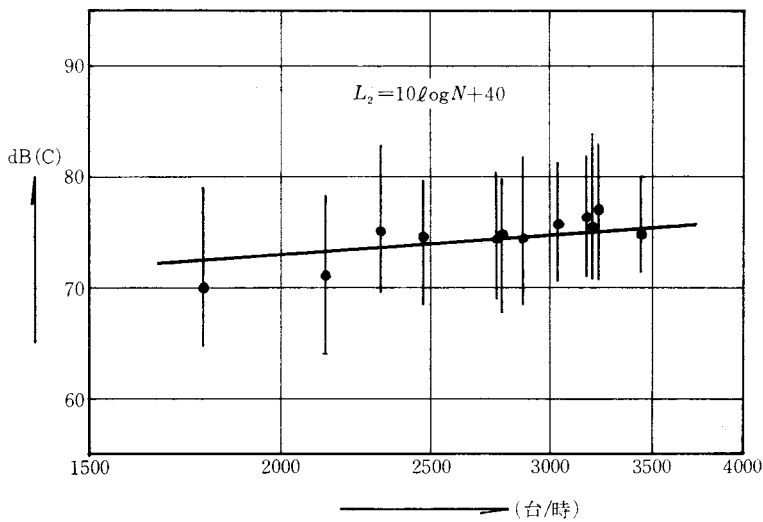
計12回の測定の各1回づつについて、50個の測定値を累積度数曲線にし、中央値と90%レンジを読み



図一2 車道端より5mの位置の騒音レベル



図一3 車道端より25mの位置の騒音レベル



図一4 車道端より51mの位置の騒音レベル

とりまとめて表—1に示す。

3.1 6車線道路からの騒音レベルと交通量の関係

P_1, P_2, P_3 点における騒音レベルの中央値と90%レンジを各々図—2, 図—3, 図—4に示す。図の横軸には各測定時における交通量と時間当りの交通量に換算した値をとり, 図中の黒丸が中央値, 縦細実線が90%レンジを表わす。

交通量が増加しても速度が変わらないと考えると, 音源としての路線の平均音響パワーは交通量に比例して増加する。従って P_1 点における騒音レベルを L_1 とすると

$$L_1 = 10 \log N + a \quad (dB) \quad \dots\dots\dots(1)$$

N : 交通量 (台/時)

a : 定数

で表される。定数 a を求めるため, 測定値に最小自乗法を適用した結果, 次式が得られ図—2中太実線で示す。

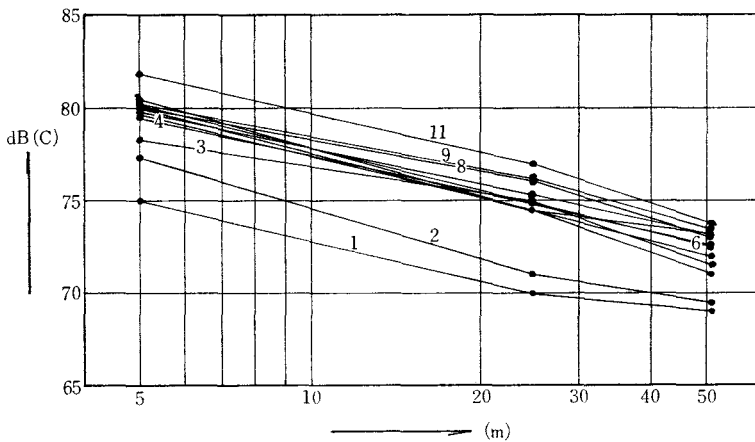
$$L_1 = 10 \log N + 45 \quad (dB) \quad \dots\dots\dots(2)$$

同様に P_2, P_3 点における騒音レベルと交通量の関係は(3), (4)式で表される。

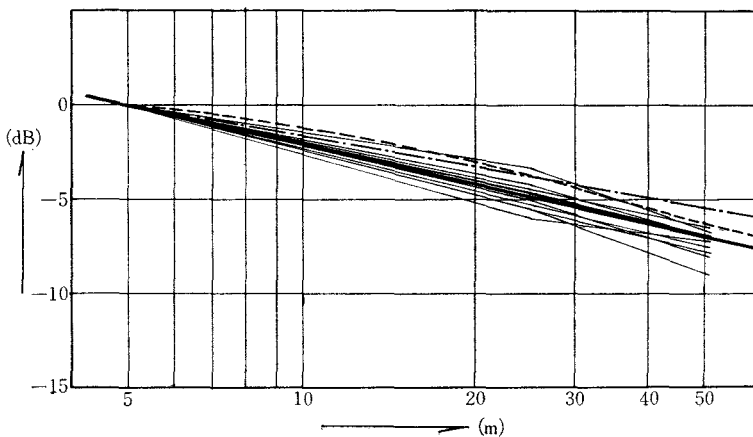
$$L_2 = 10 \log N + 40 \quad (dB) \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$L_3 = 10 \log N + 38 \quad (dB) \quad \dots\dots\dots(4)$$

(2), (3), (4)式で表される値と実測値のバラツキは $2dB$ 以下である。



図—5 騒音レベルの距離減衰



図—6 距離減衰曲線

3.2 6車線道路からの騒音レベルの距離減衰

P_1, P_2, P_3 点における中央値を図-5に示す。図中、交通量が少なく、騒音レベルの低い1, 2は路線から最も遠い P_3 点の測定値に対象路線外の車の音が混入したことが考えられる。1, 2を除いた他の減衰状態は大体同じ傾向を示している。

1, 2を除く測定から得られた中央値について P_1 点を 0 dB とした時の P_2, P_3 点の相対レベルを図-6に示し、減衰状態を考察する。

音源を無指向性点音源の集合と考え、その波動性を無視できるとき距離による減衰量 ΔL は

a. 無限長線音源の場合（図-7）

$$\Delta L = -10 \log \ell \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots(5)$$

ℓ : 音源からの距離

次の帯状面音源と比較するため $n = \ell$ とすると(5)式は

$$\Delta L = -10 \log n \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots(6)$$

b. 無限長帯状面音源の場合（図-8）

P 点における帯状面音源からのエネルギー密度を Ep とすると

$$\begin{aligned} Ep &= 2 \int_0^A \int_0^\infty \frac{W_s}{4\pi C \{x^2 + (\ell + y)^2\}} dx \cdot dy \\ &= \frac{W_s}{4C} \log_e \left(\frac{A + \ell}{\ell} \right) \quad \dots\dots\dots(7) \end{aligned}$$

W_s : 単位面積当りの音響エネルギー

A : 帯状面音源の巾

C : 音速

ℓ : 音源の端からの距離

(7)式を dB に表わすと

$$L = 10 \log \left\{ \frac{W_s}{4 \cdot C} \log_e \left(\frac{A + \ell}{\ell} \right) \right\} = \text{PWL} - 6 + 10 \log \left\{ \log_e \left(\frac{A + \ell}{\ell} \right) \right\} \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots(8)$$

したがって距離による減衰は(8)式第3項によって決る。すなわち

$$\Delta L = 10 \log \left\{ \log_e \left(\frac{A + \ell}{\ell} \right) \right\} \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots(9)$$

$n = \ell / A$ とすると(8)式は

$$\Delta L = 10 \log \left\{ \log_e \left(\frac{1 + n}{n} \right) \right\} \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots(10)$$

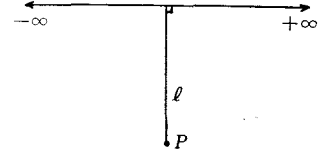


図-7

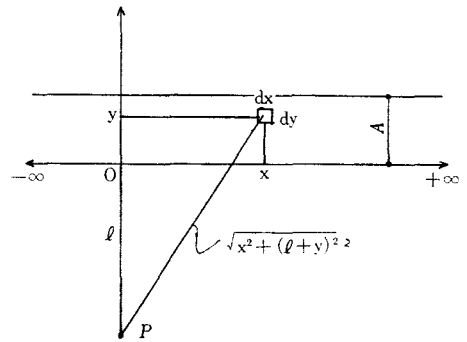


図-8

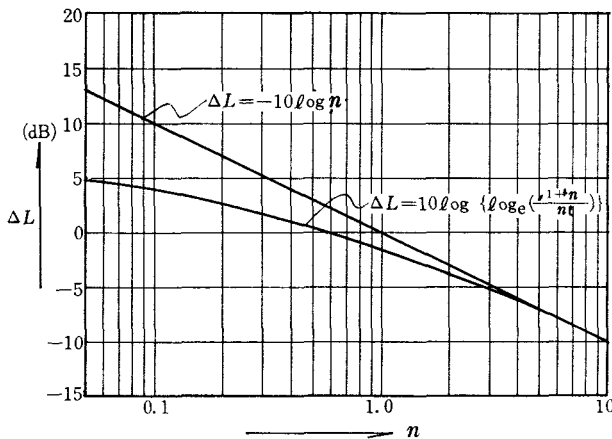


図-9 線音源および帯状面音源からの距離減衰

(6)式(10)より n を横軸にとり、その減衰を図—9に示す。 $n=5$ 、すなわち受音点が帯状面音源の巾の5倍以上離れると線音源と同じ減衰を示している。

実測地の道路を帯状面音源(車道巾25.5mを A とする)と考え、 P_1 点を 0 dB として図—9より距離減衰を求めた結果を図—6中に点線で示した。また道路を線音源と考え、その中央に音源の位置を仮定すると、図—6中一点鎖線で示す減衰となる。これらいずれも実測値と少し違った減衰を示している。減衰を線音源的と考え、音源の位置を実測値から求める。車道端から $\ell\text{ m}$ の点における P_1 点(車道端から5 m)からの相対減衰量を $4L$ とすると

$$4L = a \log \frac{\ell}{5} \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。係数 a を実測値から求めると

$$4L = -7 \log \frac{\ell}{5} \quad \dots\dots\dots (12)$$

となり、図—9中に太実線で示す。

線音源の位置を車道端より $x\text{ m}$ 道路内に入った位置とすると次式が成り立つ。

$$-10 \log \frac{x+25}{x+5} = -7 \log \frac{25}{5} \quad \dots\dots\dots (13)$$

これより $x=4.5\text{ m}$ を得る。すなわち実測された騒音レベルの減衰は、音源の位置を車道端から4.5m内側に仮定したときの線音源的減衰に最も近い減衰を示している。

車道端から離れた地点における騒音レベルは(12)式、(13)式から次式のようにになる。

$$L = 10 \log N + 45 - 7 \log \frac{\ell}{5} \quad (\text{dB}) \quad \dots\dots\dots (14)$$

§ 4 ま と め

6車線を有する道路からの騒音の距離による減衰は、音源の位置を道路の中央部と考えるよりも、むしろ車道端に近い地点(車道端から4.5m内側)に仮定し、線音源的減衰と考える方が実際に近い状態となる。

制限速度 50 km/hr, 6車線自動車道路からの騒音レベルは、次式で近似する。

$$L = 10 \log N + 45 - 7 \log \frac{\ell}{5} \pm 2 \quad (\text{dB})$$

N : 交通量(台/時)

ℓ : 車道端からの距離(m)

(但し $2,000 < N < 3,500$, $0 < \ell < 50$)

終りに、常に御指導、御忠告従いた広島大学瀬沼勲教授をはじめ、同研究室の諸氏、近畿大学木村武馬助手、測定に際して西川、松沢、住田、松岡氏の協力を得たことに謝意を表す。

参 考 文 献

- 1・2) 藤井:「交通騒音に関する研究」(第1報),(第2報)呉高専研究報告 第4巻 第1号(1968, 12), 第5巻 第1号(1969, 12)
- 3) 瀬沼, 藤井, 木村:「交通騒音の距離減衰について」, 日本建築学会研究報告 中国・九州支部, 第1号・2(1969.4)
- 4) 藤井, 木村:「街区内の交通騒音の距離減衰」日本建築学会中国支部研究報告(1968.8)
- 5) 佐藤, 岩重, 安田:「交通量と騒音レベルについて」日本建築学会中国支部研究報告(1968.8)
- 6) 久我:「街路騒音とその伝播性状に関する研究」日本建築学会論文報告 第68号, (1961.6)
- 7) 久我:「点音源の集合とみなしうる音源の形態による騒音の伝播性状の解析」日本建築学会論文報告 集67号(1961.2)

風化花崗岩または風化土に直接基礎を用いて支持されている建物の実態調査

(呉市における調査結果)

(建築学科) 高井 芳治 ・ 西村 光正

Investigation of Actual Condition of Structures Supported by Direct Footings on the Weathering Granite or Soil

(Investigation Result around Kure City)

Yoshiji TAKAI and Mitsumasa NISHIMURA

At present, when structures are built on the ground which are called natural ground, they are supposed to be safe. But around the Seto Inland Sea, there are hills and mountains of granite, and to some structures on them the damage of differential settlement by the weathering is observed. So, we carried out the investigation of structures on them and report the result in this paper.

§ 1 ま え が き

中国地方の山陽側、特に広島県の臨海地帯の諸都市はその周辺に花崗岩質の丘陵、山地が居り、従来は主として学校建築が、近年は人口の集中に伴ない、これに共同住宅が加わって急速に開発されつつある。しかしながら、それらの建物を観察してみると、俗に地山と云われている花崗岩質の地盤に建てられた建物に数多くの不同沈下によると思われる亀裂が見出され、中には障害にすら至っているものもある。この花崗岩は又平坦部の上層地盤を構成する沖積層、洪積層の堆積物の供給源であり、更に堆積層の下部に基盤層として広く存在し、最近増えつつある高層建築物、重量建築物の基盤として種々の問題点を提供し始めている。このように花崗岩質と建物基礎設計との間には二重、三重の関係があるにもかかわらず、この点に密着した研究はほとんど無いと云ってよく、地域的な問題もあるので、ここにこの問題について調査を行なったものである。

§ 2 沈下障害の主な要因

I 直接基礎の基盤としての風化花崗岩

上記花崗岩は白亜紀最末期から第三紀初頭にかけて選入したと推定されており、黒雲母花崗岩、花崗閃緑岩を主体とし、広島花崗岩類と云われている。これら岩体は、その後の海退、海進に伴ない、現在堆積層の下深く存在している部分を含めて、二度三度と地表に露出して、その度に風化を受けた為、風化層の深さは地上、地下を問わず、多くの点で20~30mに及んでいるようである。もちろんその風化の程度は表面に近い程著じるしく、従って一部は過去において崩落して、山麓に流れ真砂として堆積し、或いは流水に運搬されて下流に堆積層を作った。

II 花崗岩の風化と沈下障害

風化の程度、速度を左右する因子はいろいろ考えられるが、これらの風化により、地耐力の低下又は設計耐力の安易な取扱い等により不同沈下等による機能的、構造的な障害が生じている事は前

述のとおりである。

そこで今、直接基礎の基盤になる場合に対象を限って問題点を定性的に取り上げてみる。図-1のような切取造成面を模式的に考える。通常の場合、問題となるのは第一風化帯であるから、aのように建設される場合は充分耐力があり、たとえ多少の地山強度の不揃いがあっても不同沈下量はごく僅かで問題はない。ただ爆破により造成されるような場合だけが問題である。しかし、bのように、あまり敷地いっぱいに建物をのぼすと、端部が耐力の小さい処に乗り、折れ下がるような不同沈下を生ずる。この事は尾根幅が狭いほど起り易い。cのように崖端に近づけると大部分が第一風化帯に乗ってしまい、地山強度の不揃いが著しく、ジグザグ型の沈下をしたり、おおむね谷側が弱いのでその方へ傾斜を生じたりする。建物沈下の原因は他にも、いろいろ考えられるが、その主要因は地山強度不揃いと考えてよさそうである。

以上模式的に考えられた事は実態調査に際し、いずれもその実例が見られており、実状は第一風

化帯の幅も複雑に変化しており、造成の仕方もうろいろであって、これを合理的に処理する事は、今後の定量的な研究に俟たねばならない。現時点ではbのような場合、布基礎を用いるとか、壁式

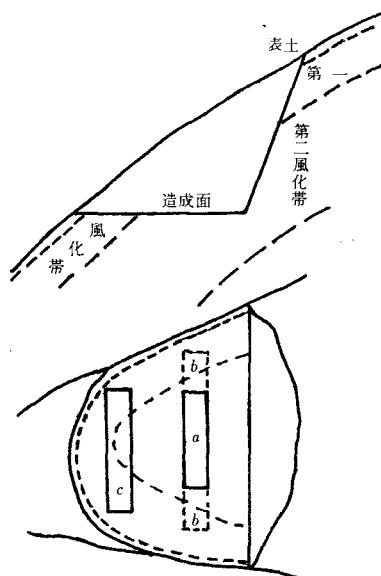


図-1 切取造成面の模式図

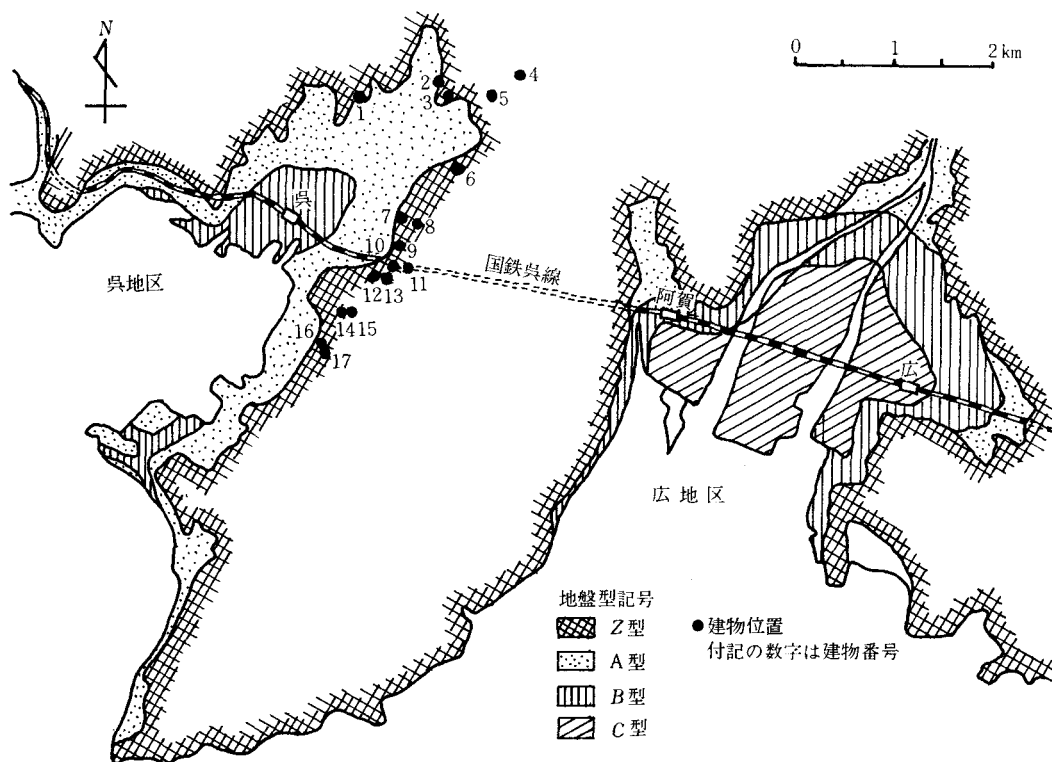


図-2 呉市の地盤型と調査建物位置

構造を採用すると、建物剛性を大きくして多少の不同沈下に耐えられるようにする必要がある。又この場合は耐力が過大とならないように十分注意し、一方建物の剛性も出来るだけ高めるよう心掛けねばならない。

§ 3 実 態 調 査

Ⅰ 呉市の地盤地質

呉市はその平坦部によって、東の広地区と西の呉地区に大別出来る。広地区の平坦部は一般に海拔2～3mで、海岸部の低湿地では0mの所もあり、黒瀬川の三角州を主体とし、それに周辺の山腹より落下した花崗岩質の砂礫が混入している。呉地区の平坦部は二河川の扇状地と周辺の山腹より流下した花崗岩質の岩石流を主体とし、それに接続する幾つかの小扇状地及び海岸の山裾を切り開いて作られた人工的な平地から成っており、海岸部は海拔2.5～3mで、山裾に向って次第に勾

配を増し約1/80～1/60に達する。両地区ともその周辺に風化花崗岩又はそれによって出来た風化土の露出している地域があり、表面の風化はかなり進んでいるが、良好な支持層と成り得るので、特に呉地区では多くの中規模以下の建物が建てられている。図—2に地盤型の概要を示す。

Ⅱ 調査建物

調査の対象とした建物は、前期風化花崗岩に直接基礎を用いて支持されている建物で、建築基準法が施行された1950年以降に着工され、しかも不同沈下及び亀裂の測定が可能で、基礎工法、設計耐力等の資料が入手出来るものである。調査建物の位置は図—2に示した如くで、上部構造、基礎構造等の諸元は、表—1に示す如くである。

§ 4 調査結果とその考察

調査結果の概要を表—2及び付図1、2に示す。沈下による障害の区分は、主として数人によ

表—1 調 査 建 物 一 覧 表

建物番号	建物名称	用途	構造*	階数	建築面積 延 面積	建物形状 m × m	基礎形式	根切深 さ m	設計耐力 (長期) t/m ²	竣工年月
1	片山小学校	校舎	RC	3	119 356	9.3×13.5	独立基礎	1.3	30	S.34.4
2	辰川小学校	校舎	RC	3	487 1462	10.3×47.3	独立 "	1.2	20	S.37.5
3	呉港高校	校舎	RC	3	378 1158	9.3×40.4	独立 "	1.0	15	S.32.5
4	淀川製鋼アパート	共同住宅	RCW	4	257 1057	5.5×47.3	布 "	1.1	9	S.35.8
5	"	共同住宅	RCW	3	172 530	6.0×31.5	布 "	1.0	不明	S.31.8
6	長迫小学校	校舎	RC	3	371 980	9.3×33.7	独立 "	1.1	不明	S.35.7
7	和庄中学校	校舎	RC	3	283 812	9.3×26.7	独立 "	1.5	30	S.36.
8	市営登町アパート	共同住宅	CB	2	156 311	5.8×27.2	布 "	0.5	不明	S.28.5
9	市営八幡アパート	共同住宅	CB	2	236 472	5.8×40.8	布 "	0.5	不明	S.28.5
10	日立清水アパート 11号	共同住宅	RC	5	408 2069	6.5×62.8	独立 "	1.2	20	S.37.7
11	" 12号	共同住宅	RC	5	408 2069	6.3×62.8	独立 "	1.2	20	S.37.9
12	清水丘学園	校舎	RC	3	496 1419	9.3×50.9	独立 "	1.1	20	S.33.4
13	"	校舎	RC	4	482 1952	10.3×46.8	独立 "	1.2	20	S.37.
14	宮原高校	校舎	RC	3	446 1340	9.2×48.6	独立 "	0.8	30	S.32.9
15	"	校舎	RC	4	341 1662	10.0×32.7	独立 "	1.0	25	S.37.10
16	市営宮原アパート	共同住宅	RCW	4	250 1167	6.7×37.0	布 "	1.8	不明	S.28.5
17	県営宮原アパート	共同住宅	RCW	4	250 1167	6.7×37.0	布 "	1.8	不明	S.28.5

* RC：鉄筋コンクリートラダーン造 RCW：鉄筋コンクリート壁式構造 CB：補強コンクリートブロック造

る 剪断亀裂の 観測によっており、 不同沈下の 測定も同時に行ない、 図及び表にまとめたものである。

Ⅰ 不同沈下障害と長期設計耐力

図一3は呉市の実態調査における不同沈下障害と長期設計耐力との 関係を示したものである。

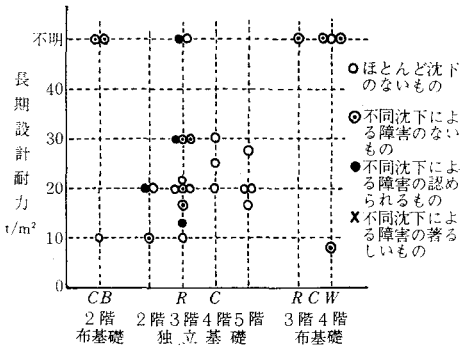
(以前¹⁾に調査したものも含む) 地山の勾配も急で造成に無理が多い為か、 かなり多くの障害を生じており、 まとめると次のようになる。

i) 設計耐力不明のものは、 地耐力不明と云うよりも 地山だと 云う事で、 強度の点は 問題ないと考え、 安易な設計を行なったものと考えられ

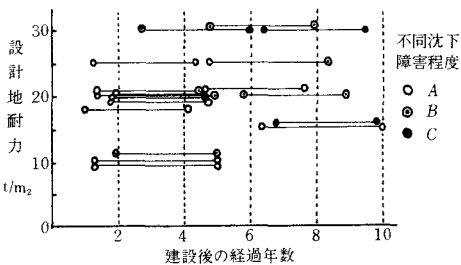
表一2 測 定 結 果 一 覧 表

建物 番号	測定面	傾 斜 $\times 10^{-3}\text{rad}$	D. Smax cm	θ_{max} $\times 10.3\text{rad}$	θ_{ave} $\times 10.3\text{rad}$	沈下型式	障 害 の 程 度
1	・ S	0.343	1.40	2.56	2.06		B 腰壁、梁中央にキレツ多い
	N	0.114	0.30	0.67	0.27		
2	・ S	0.704	1.80	2.25	1.10		B 端スパン腰壁にキレツあり
	N	0.798	0.90	2.10	1.04		
3	・ S	0.357	0.70	1.25	0.61		C 剪断キレツ多い
	N	0.286	3.70	2.84	1.62		地山強度不揃い
4	・ S	1.540	0.40	3.96	1.32		B 八字型キレツあり
	N	0.580	1.00	0.51	0.40		地山強度不揃い
5	・ S	0.921	1.10	4.62	1.67		B キレツ少ない
	N	0.838	1.05	1.56	0.72		
6	S	0.627	1.20	1.22	0.75		B 腰壁に縦キレツ多い
	・ N	0.436	1.00	1.67	0.77		
7	・ W	0.337	0.50	1.27	0.58		B 各スパン中央にキレツあり
	E	0.562	0.35	1.11	0.50		
8	・ W	0.325	1.40	3.40	1.89		B キレツあり
	E	0.304	1.10	5.00	0.73		
9	S	0.760	1.65	5.45	2.24		B キレツ多い
	・ N	0.055	2.70	4.24	2.24		
10	・ S	1.022	1.95	2.04	1.10		C 大きな剪断キレツあり
	N	0.707	1.60	2.28	0.84		
11	・ S	0.775	0.70	1.53	0.62		B 各スパン中央にキレツあり
	N	0.881	0.90	1.05	0.52		
12	S	0.139	2.00	3.90	1.16		B 開口部、腰壁にキレツあり
	・ N	0.368	0.50	1.44	0.66		
13	S	0.043	0.45	0.94	0.29		A キレツなし
	・ N	0.017	0.95	1.46	0.59		
14	S	0.236	1.20	1.67	0.69		C 各階剪断キレツあり、盛土
	・ N	0.062	1.95	5.70	1.21		
15	S	0.895	6.30	8.11	3.93		B 腰壁、中央に縦キレツあり
	・ N	0.494	6.10	7.23	3.82		
16	S	0.081	0.90	0.97	0.49		B 剪断キレツ多い
	・ N	0.216	1.40	3.00	1.94		
17	S	0.270	1.00	1.62	0.76		B 剪断キレツあり
	・ N	0.284	1.75	5.60	2.36		

・ ・ : 山側又はほぼ山側



図—3 長期設計耐力と不同沈下障害



図—4 沈下障害の時間的推移

る。

- ii) 布基礎に関しては、その剛性を過信しすぎている くらいがあり、設計耐力 不明がかなりある。地山強度不揃いに注意し、布基礎の大きさも十分注意しなければならない。
- iii) 鉄筋コンクリートラーメン造はいずれも独立基礎を用いているが、階数の多いものは慎重な設計が行なわれ結果もよい。低層のものは設計施工に十分注意が必要である。
- iv) 設計耐力を大きくすると障害が出て来ているようである。地山強度不揃いがないように施工に注意し、建物の剛性を高めるようにすれば防げるものと思われる。
- v) この程度の 地山で設計施工に注意すれば、 20t/m^2 以上の長期設計耐力を期待してよいと思われる。特に注意しなければならない事は地山強度をなるべく均一にする事であり、強度があまりに不揃いだと布基礎を用いても不同沈下の生ずる可能性がある。

II 沈下障害の時間的推移

調査建物の中には数年前一度不同沈下障害の調査をしたものがあり²⁾、この間の障害度の判定に




変化したものがあれば建設後の地山の風化の進捗に対する一資料となる。測定時の建物材令(敷地造成時よりの経過年数をとるのが当然と思われるが不明のものが多い)と障害程度の推移を図—4 に示す。

設計地耐力 $10\sim 15\text{t/m}^2$ の建物は変化を示したものが、5件中0件である。 $20\sim 25\text{t/m}^2$ のものは9件中4件がAからBに変わっており、 30t/m^2 のものは3件中1件がBからCへ変っている。資料も少なく風化の程度と定量的に結びついていないので、これから風化の進行について定量的な結論を出す事は出来ないが、傾向として4～6年位で不同沈下障害の程度が一段と悪くなっており風化の進行を物語っているようである。又設計耐力を 20t/m^2 以内におさえれば、風化の進行にともない不同沈下障害が進行するのを防ぐ事が出来るようである。






III 不同沈下の測定

不同沈下の測定は竣功当時水平であったと推定されるパラベット天端等で、主要柱位置についてレベルで行なった。仕上の施工誤差が若干入り得るので測定値の m/m の数値には問題がある。

砂地盤の建物の沈下は接触沈下であるから建物自重による沈下はパラベット施工時には完了していた筈であり、今回測定した不同沈下曲線はその後の地盤の変形(風化並びに当初の地盤の強度分布による)を示すものと考えられる。

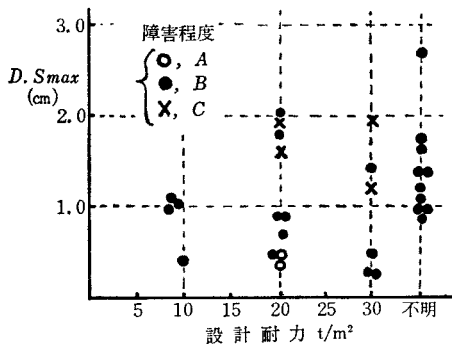
表—3は沈下形式を基礎工法についてまとめたものである。独立基礎の場合 、 型で8割近くを占め、布基礎でも  型がぬきんでて多い。障害程度A、C例は共に独立基礎の場合に現われており、布基礎の方が不同沈下抑制に有効であると云えよう。

表—3 沈下の形式

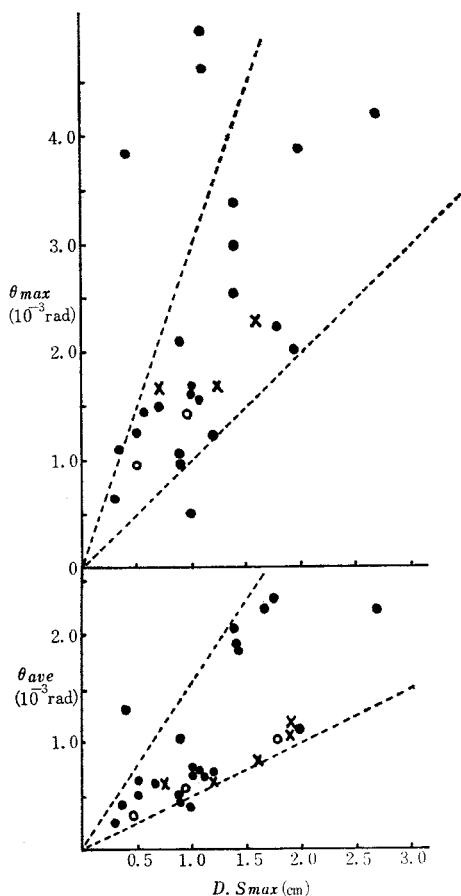
基礎種別	相対沈下曲線の形式					計
						
独立	2 (9.1)	8(1) (36.4)	1 (4.5)	8(1) (36.4)	3 (13.6)	22(2) (100)
布		3 (25.0)		7 (58.3)	2 (16.7)	12 (100)
小計	2 (5.9)	11 (32.4)	1 (2.9)	15 (44.2)	5 (14.7)	34 (100)

() 内は百分率

図—5は設計耐力, $D.S_{max}$ と障害の程度を見たものであり, 設計耐力の増加と共に $D.S_{max}$ の値が増加する傾向が見られるが, チラバリがある。チラバリは基礎工法の違いや材令等も考えられるが, 設計耐力決定の際, 十分な資料が用いられていない結果とも考えられる。又設計耐力の小さなものでも沈下障害がほとんどBとなるが, こ



図—5

図—6 θ_{max} , θ_{ave} , $D.S_{max}$ の相関関係

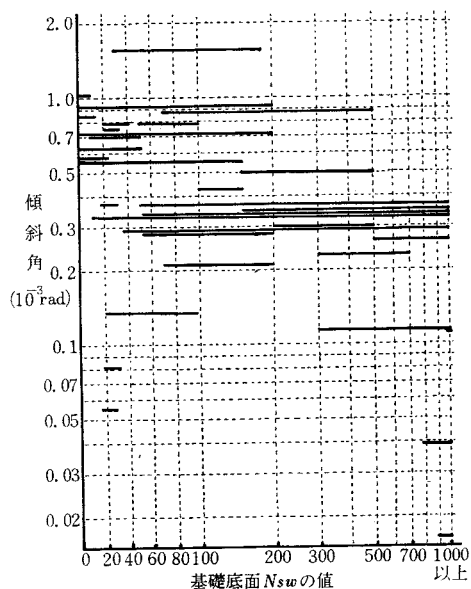
れらの不同沈下曲線はジグザグ型のものが多く, 不同沈下量の割に変形角が大きく, 従って亀裂を生じているものが多い為であり, 耐力が小さいと思われる場所では地山強度不揃い等に対して慎重な態度が必要である事を示している。

図—6は $D.S_{max}$, θ_{max} , θ_{ave} の相関を沈下障害の程度別に示したものである。大体の傾向として $D.S_{max}$ が増すと共に θ_{max} , θ_{ave} 共に増加する。しかしバラツキがあり, $\theta_{max}/D.S_{max} : 1.0 \sim 3.0$, $\theta_{ave}/D.S_{max} : 0.5 \sim 1.5$ の範囲をとると全体の85%から90%がおさまる。障害程度もはっきりした傾向はつかめないが, 上部構造のラーメン式, 壁式と云った壁の入り方が大きく関与しているものと思われる。

表—4は山側, 谷側の $D.S_{max}$, θ_{ave} 等の比較をまとめたものである。一般に谷側の方が地山強度は小さいと考えられるが, その傾向は顕著に現われており, かなりの一致を見る。しかしいくつかは山側の方が大きく現われており, 地山の強

表—4

傾 向	谷 \geq 山	谷 < 山
$D.S_{max}$	11	5
θ_{max}	11	5
θ_{ave}	14	2



図—7

度だけでなく上部構造の剛性にも影響される事がわかる。(例えば廊下側は沈下量は大きい。)

■ スウェーデン式サウンディングと建物の傾斜

各調査建物についてスウェーデン式サウンディングを行ない、深さに対する半回転数 N_{sw} を付図—1に併記した。図には建物形状図に地山傾斜の方向を、周辺に不同沈下測定面の建物傾斜の状況を示した。呉市の場合には、かなり急な斜面を切り開いていて、ようやく建物が建てられる程度に敷地を造成した 경우가多く、建物の方向と地山の傾斜の方向は必ずしも一致していないが、ほとんどの場合は地山の傾斜の方向に傾斜している事がわかる。

図—7はフーチング底面位置における N_{sw} の値と傾斜角の関係を示した。一般的な傾向として N_{sw} の小さい部分や建物両端の N_{sw} の差が大きいほど傾斜が大きく現われて来るが、実際のフーチング位置とサウンディング位置とは一致しておらず、又フーチング下の突き固めの度合も異なり、定量的に求めようとする事は現段階では困難なようである。

§ 5 結 び

真砂地山の造成当時の耐力がその後の風化の進捗に伴ってどのように変化しているかを定量的

に突きつめようとしたのであるが、他に多くのファクターが含まれており、結果的には真砂土地山支持の建物の定性的な報告に終わってしまった。今後はさらに多くの資料を収集し定量的な方向にもって行かねばならない。

(付 記)

本研究は日本建築学会中国支部研究補助金によって、呉市と広島市において調査を行なったものであるが、これは担当した呉市における調査結果の報告である。

調査における指導助言をいただいた広島大学松浦誠教授、卒業研究として調査及び整理に当たっていただいた、大出雄造、小倉憲昭両君及び、調査の手伝いをしていただいた井上清司、坂井清貫両君その他の方々に深く感謝致します。

文 献

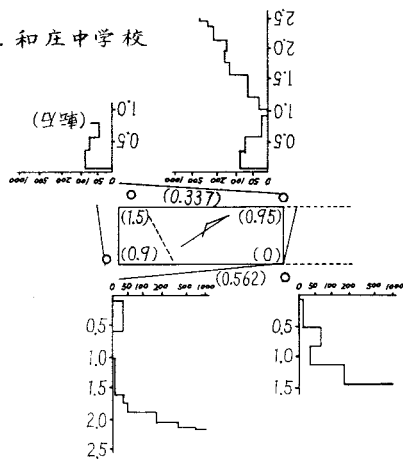
松浦・芳賀・西村「風化花崗岩又は風化土に直接基礎を用いて支持されている建物の実態調査結果(その1)¹⁾、(その2)²⁾、(その3)」

日本建築学会学術講演梗概集(昭和43年10月、昭和44年8月)

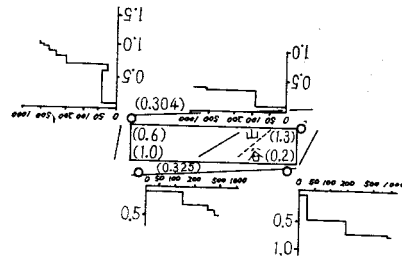
(昭和45年1月12日受付)

付図1—b

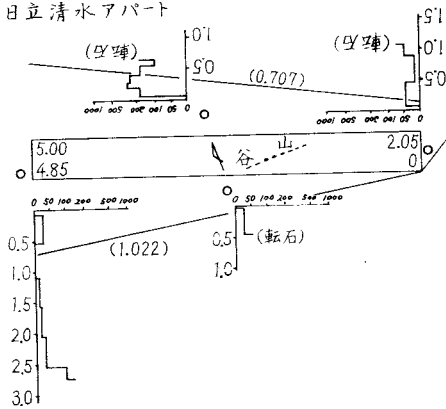
7. 和庄中学校



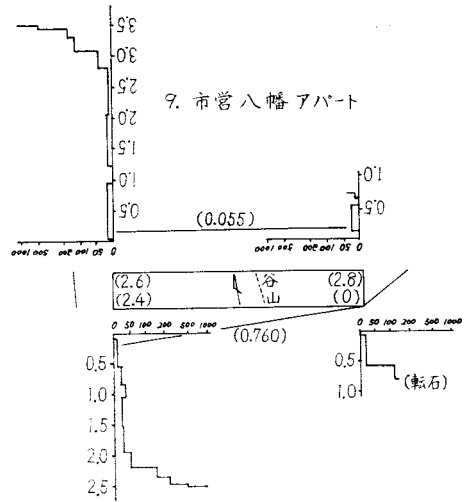
8. 市営登町アパート



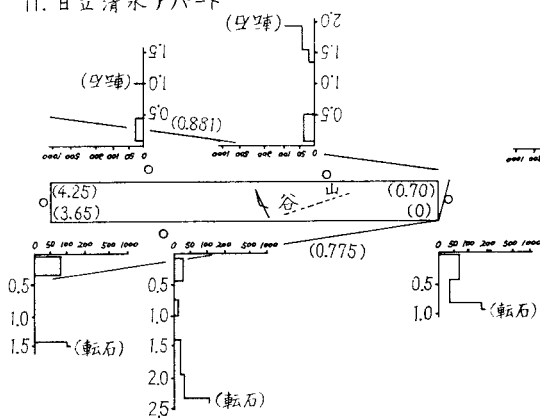
10. 日立清水アパート



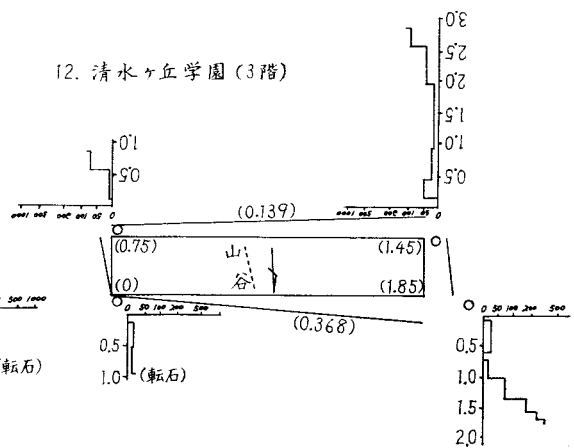
9. 市営八幡アパート



11. 日立清水アパート

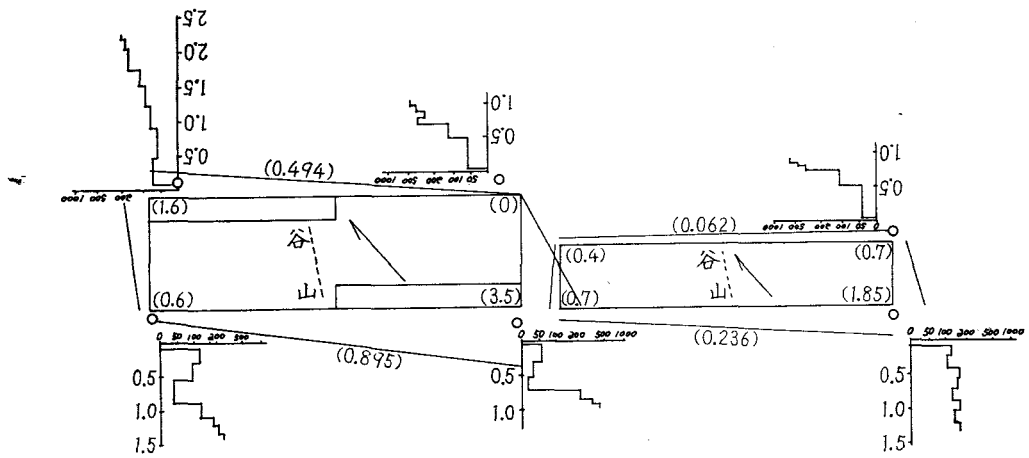


12. 清水ヶ丘学園 (3階)



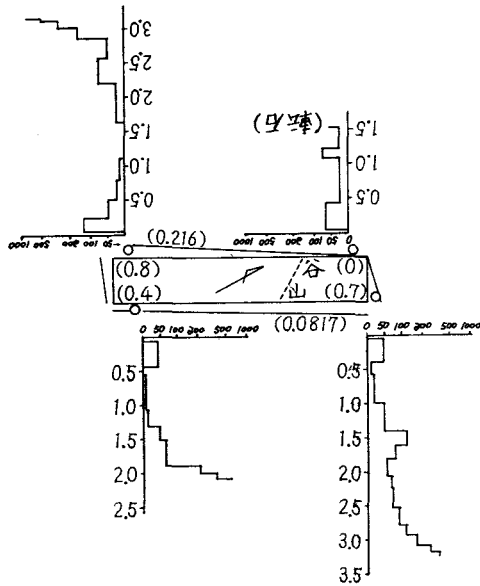
付図1—c

15. 宮原高等学校 (4階)

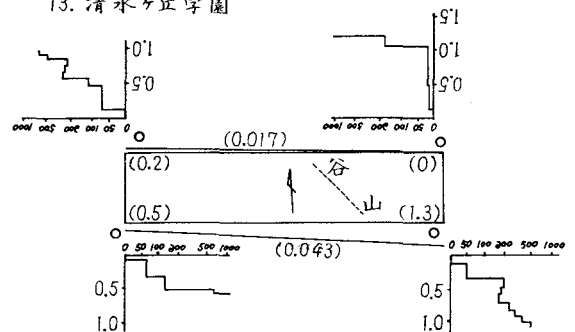


14. 宮原高等学校

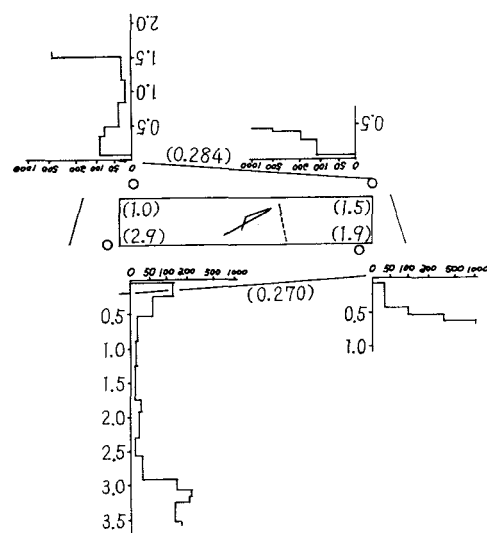
16. 市営宮原アパート



13. 清水ヶ丘学園



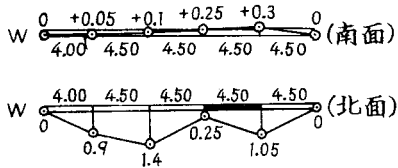
17. 県営宮原アパート



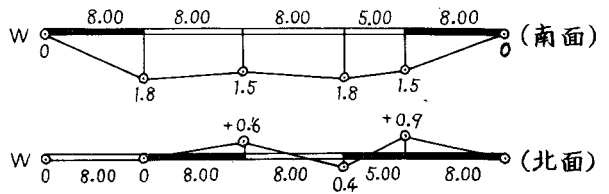
- 建物付近の○印はサウンディング位置
- グラフの横軸はNsw(半回転数)の値
縦軸は深さ(単位メートル)
- 建物4隅の数値は 沈下量(単位cm)
- 建物周囲の斜線及びW数値は建物各面の傾斜の状況
- -----は地山の流れ方向
- ↗ は方位を示す

付図2—a

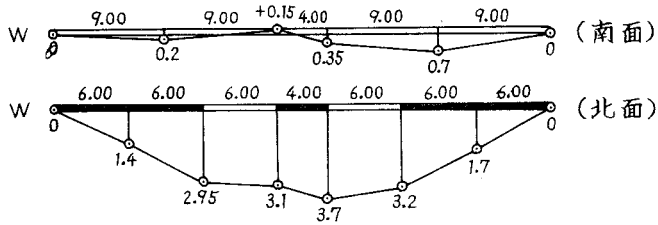
1. 片山小学校



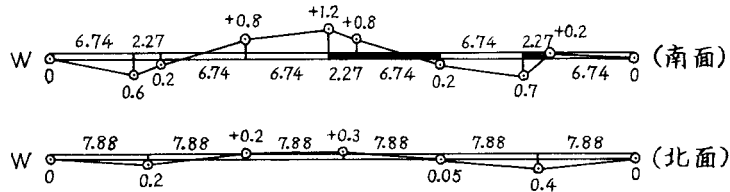
2. 辰川小学校



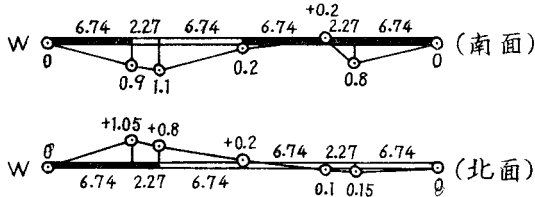
3. 呉港高校



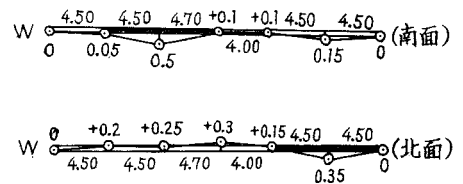
4. 淀川製鋼アパート



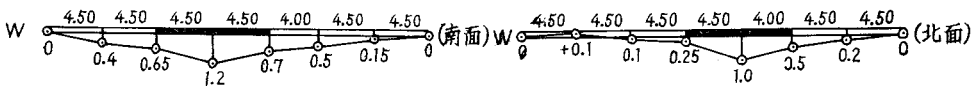
5. 淀川製鋼アパート



7. 和庄中学校

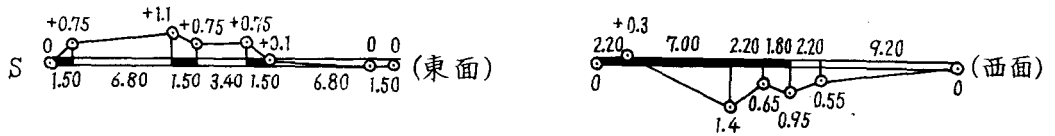


6. 長迫小学校

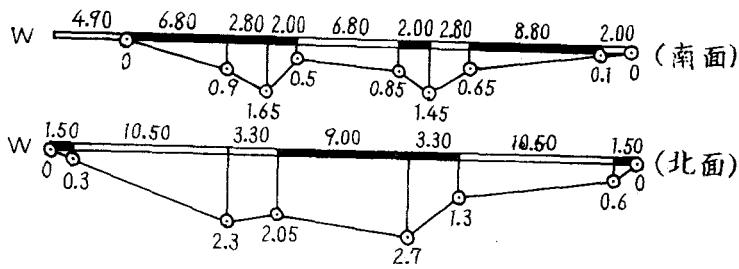


付図2—b

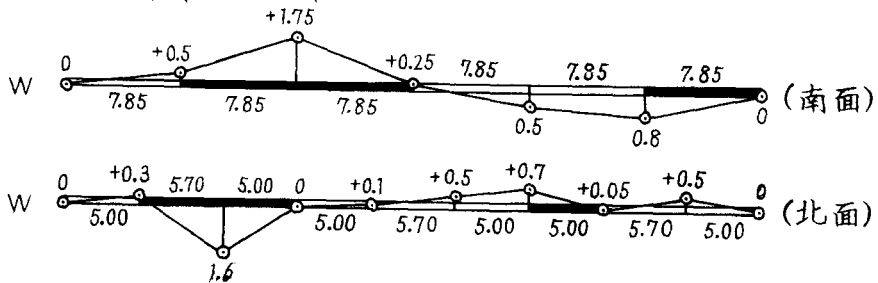
8. 市営登町アパート



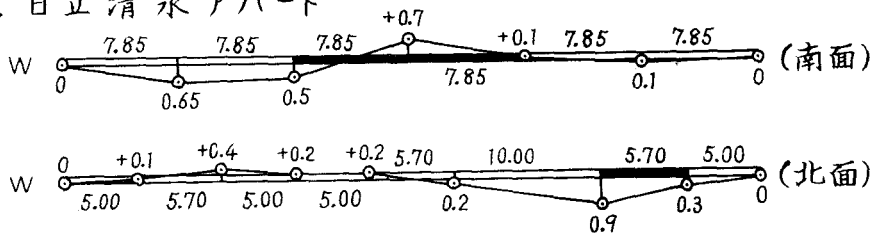
9. 市営八幡アパート



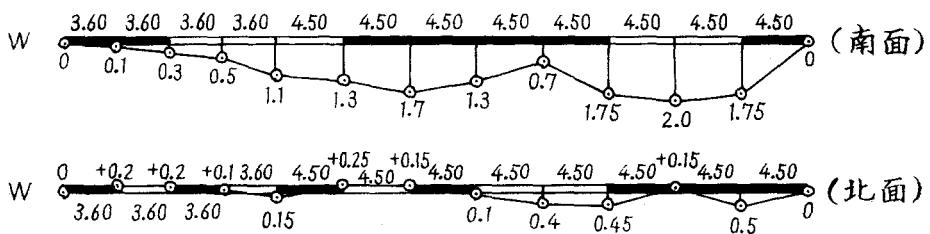
10. 日立清水アパート



11. 日立清水アパート

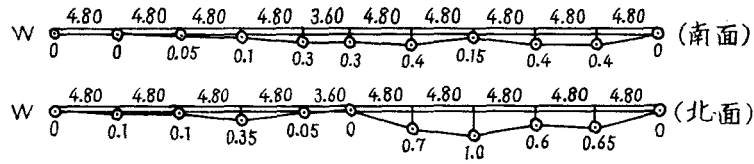


12. 清水ヶ丘高校

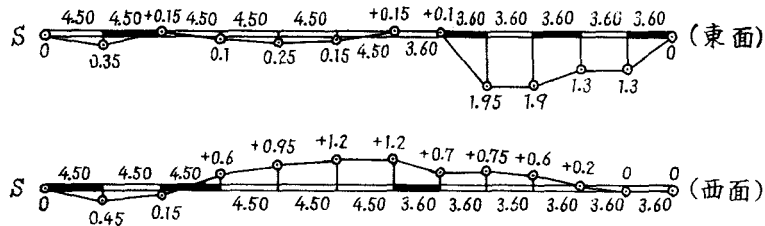


付図2—c

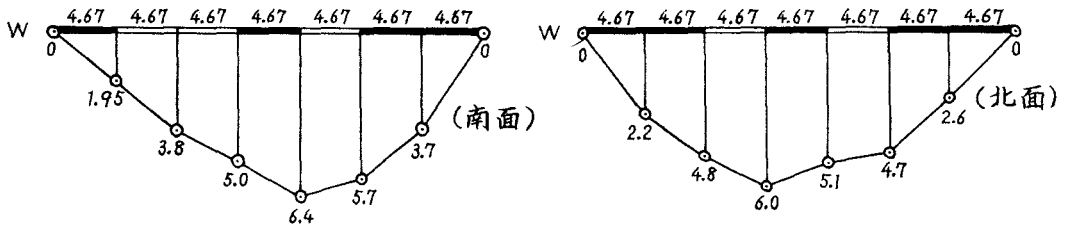
13. 清水ヶ丘学園



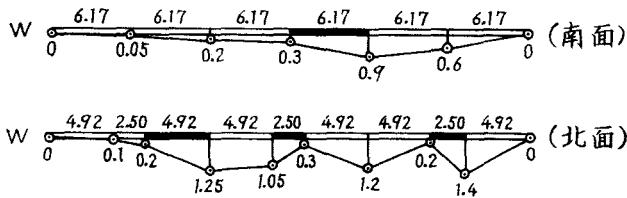
14. 宮原高校



15. 宮原高校



16. 市営宮原アパート



付図2

相対沈下曲線

黒くぬりつぶした部分は
亀裂発生箇所

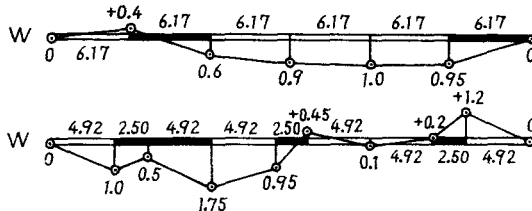
図中の値は

相対沈下量 cm

及び

測定面長さ m

17. 県営宮原アパート



鉄筋コンクリート柱の配筋方法による 耐力への効果に関する実験的研究

(建築学科) 福 原 安 洋

Effect of Arrangement of Reinforcement on Ultimate Strength of Reinforced Concrete Columns

Yasuhiro FUKUHARA

An experimental investigation was conducted to determine the effect of Arrangement of Reinforcement on Ultimate strength of reinforced concrete columns.

It involves 2 series of tests and 10 types of arrangements of reinforcement with 3 Kinds of the diameter of reinforcement and 4 kinds of figures of hoop.

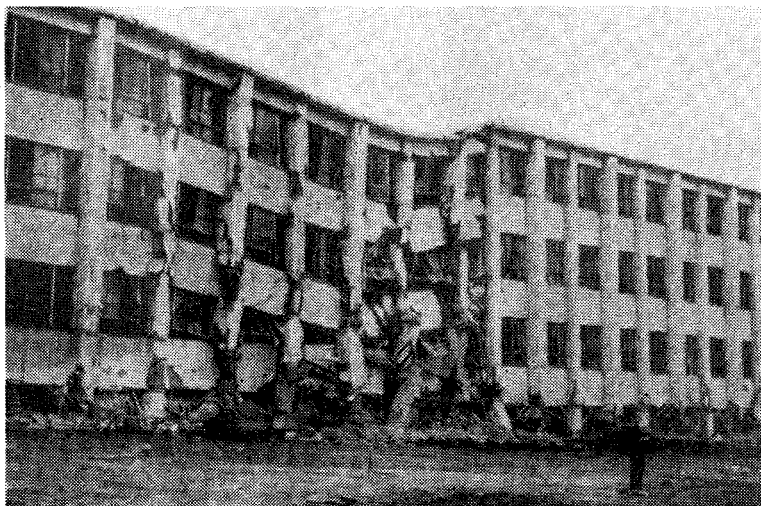
In the (A) series the test specimens was subjected to vertical compression and in the (B) series the test specimens was subjected to eccentric compression.

This report presents the conclusion that the larger diameter Reinforcement and the reinforcement with spiral hoop are more effective to the ductility and the ultimate strength of Reinforced Column.

§ 1 序

我国のような地震国においては、大地震に無被害として耐え得るような構造設計を行うことは、経済的にも困難なことであり、終局耐力設計が好

ましい。しかしながらいかに人命、又は収納物に被害を及ぼさないかが問題でありかつ修復が出来るような耐震性を持たせることが肝要である。そのためには大地震による被害を時間的に遅らせること及び大被害においても、できるだけもの



写 真 1

構造体の形を保つ事の2点が考えられる。先年の十勝沖地震においても、写真1、2に示すように、主筋が座屈し帯筋が爆裂した状態となり、瞬間的に大被害を及ぼしたことが想像される。このことは塑性域における主筋と帯筋の役目の大なることを明示するものである。これらのことから主筋が座屈し難い方法として主筋径を大きくすること、さらに帯筋が十分な効果を示す方法として、巻筋とすることの効果が大きいと考えられる。本実験研究は以上のことを明らかにする目的で主筋径を3種、帯筋の形を4種、を組合せ、その軸力のみに関する性状を検討するためAシリーズとして14体、また軸力、剪断力、曲げモーメントが同時に加わる場合に関する性状を検討するためBシリーズとして14体、計28体の試験体を作成しその終局耐力性状を検討したものである。

§ 2 試験体

材料に関する試験結果は表1、2及び図1、2に示す。又コンクリートの調査は表3に示す。な

お砂利の最大骨材径は5mmである。実験は試験体作成後、Aシリーズでは4週後、Bシリーズでは9週後に行った。試験体の形状は、図3に示すように加力部分を応力集中による破壊を緩和する目的で補強してある。又Bシリーズで偏心量は釣合鉄筋比となるような偏心の大きさとした。又各試験体の断面形状は表4に示し、その配筋方法は図3に示すようにし、いずれも鉄筋比が約2%、帯筋比は13-H_Lを除き、0.3%となるようにした。13-H_Lの帯筋比は、0.6%である。

§ 3 加力測定方法

加力は100 Ton 万能型アムスラーにて加力点をピン支持とし、繰り返し載荷を行なった。繰り返し点は試験体が塑性域に入ってから、3～4点で行い、その各繰り返し点で、最大歪を一定として10回づつの繰り返し載荷を行っている。又測定は図4、写真3に示すように、各荷重ごとにダイヤルゲージでその伸縮及び水平たわみを測定した。

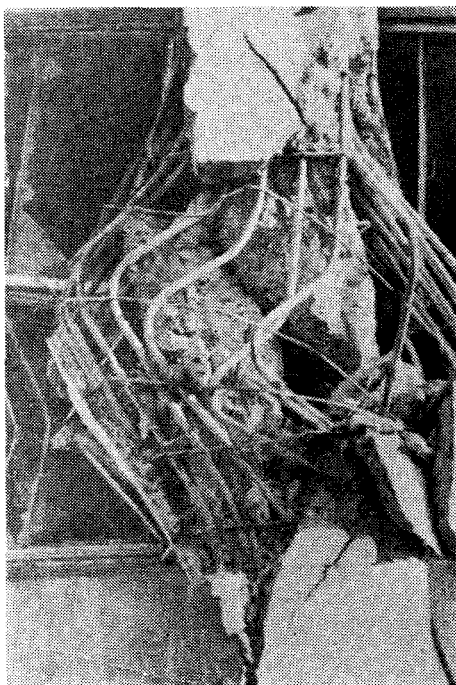


写真 2

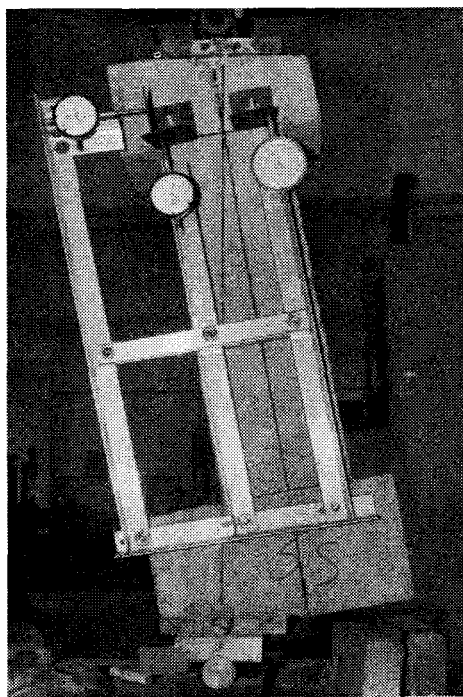


写真 3

表1 コンクリートの強度

		スラ ス プ 最 大 強 度 (cm)	最 大 応 力 度 (P_{max})	最 大 応 力 度 ($c\sigma_B$)	ヤング係数 $\times 10^5$ (kg/mm ²)
25	日 空 水 中 平 均	21.15	40.0	220	2.43
64	日 空 水 中 平 均	21.5	47.22	262	

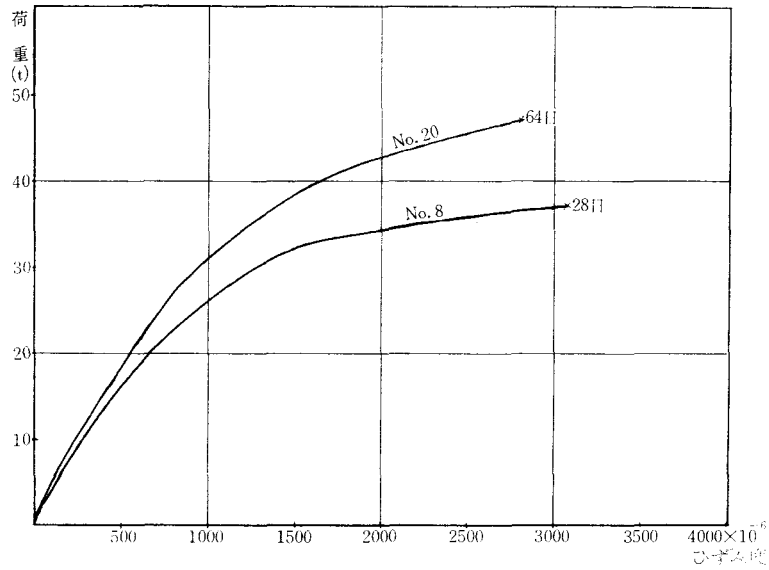


図1 コンクリートシリンダー試験（代表例）

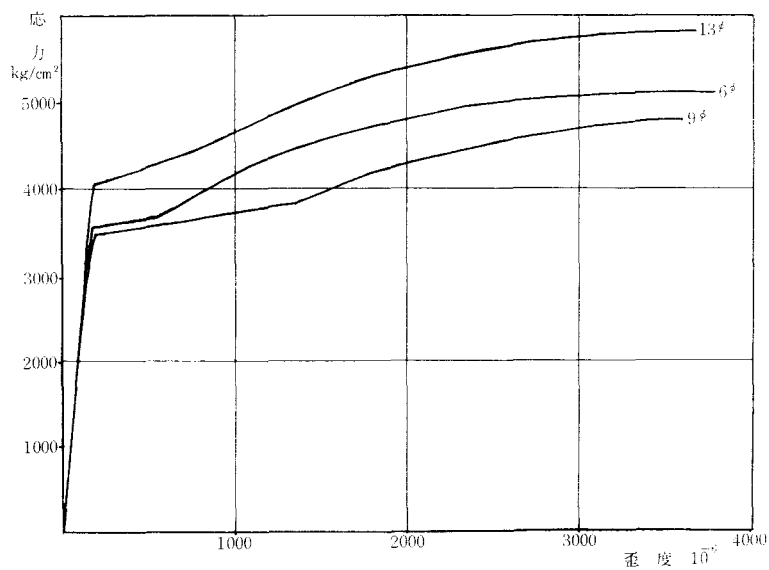


図2 鉄筋の応力-歪曲線

表2 鉄 筋 強 度 表

	直 径 (mm)	断 面 積 (cm^2)	降伏点荷重 (kg)	引張最大重 (t)	降 伏 点 応 力 度 (kg/cm^2)	最大応力度 (kg/cm^2)	歪 度	ヤング係数 $\times 10^5$ (kg/mm^2)
3 mm	3.01	0.0708	111	0.221	1575	3130	49.8	
6 mm	5.62	0.247	884	1.240	3526	5003	24.2	2.11
9 mm	8.40	0.55	2058	2.585	3746	4763	24.5	2.09
13 mm	11.9	1.12	4500	6.378	3972	5700	29.3	2.00

表3 コ ン ク リ ー ト 調 合 表

配		合		水・セメント比
水	セ メ ン ト	砂	砂 利	
10.9 kg	15.2 kg	31.8 kg	42.1 kg	71.5 %

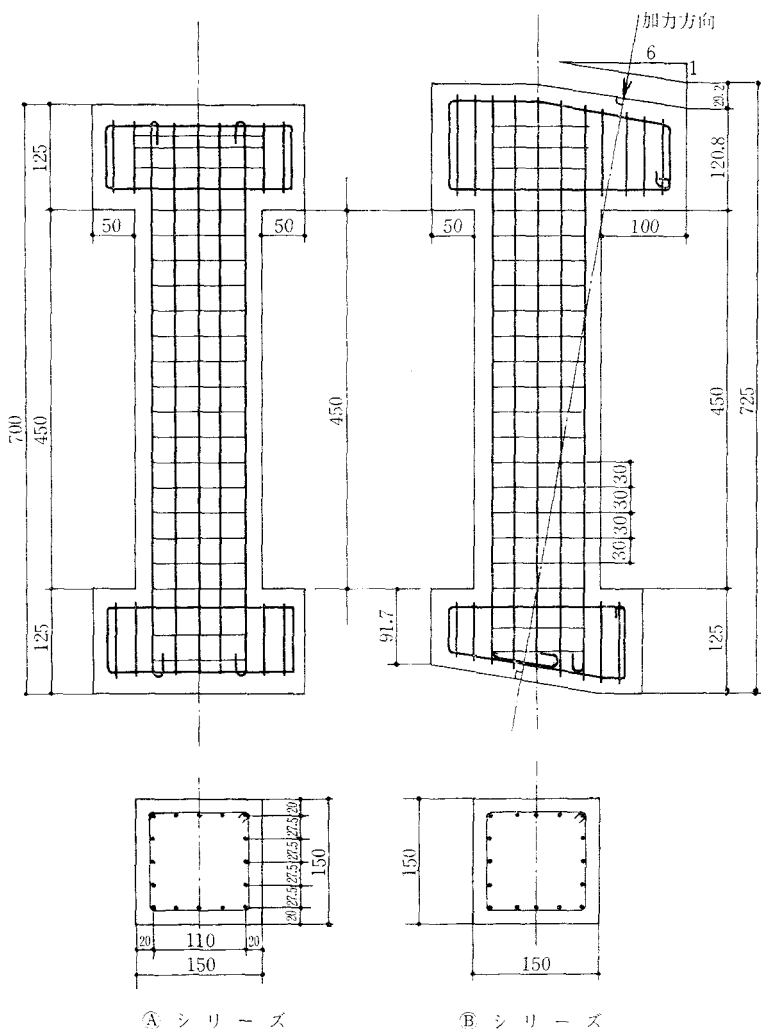
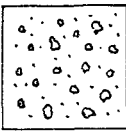
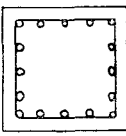
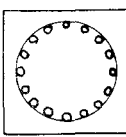
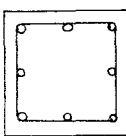
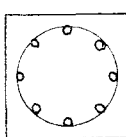
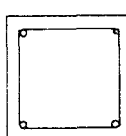
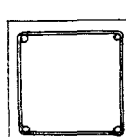


図3 試 験 体 図

表4 配筋図

シリーズ	試験番号	断面	主筋（鉄筋比）	フープ	個数			備考
					A シリーズ	B シリーズ	計	
A	-O-I		無筋	無筋	1	1	2	
	-6H-I		18-6mmφ	3mmφ 間隔 3cm	2	2	4	Ⅱは ストレイン ゲージ付
	-6SR-I		P=1.98%	3mmφ スパイラル 間隔 3cm	1	1	2	
	-6Sc-I		18-6mmφ	3mmφ スパイラル 間隔 3cm	2	2	4	Ⅱは ストレイン ゲージ付
	-6Sc-II		P=1.98%					
	-9H-I		8-9mmφ	3mmφ 間隔 3cm	2	2	4	Ⅱは ストレイン ゲージ付
	-9SR-I		P=1.96%	3mmφ スパイラル 間隔 3cm	1	1	2	
	-9Sc-I		8-9mmφ P=1.96%	3mmφ スパイラル 間隔 3cm	1	1	2	
	-13H-I		4-13mmφ	3mmφ 間隔 3cm	2	2	4	Ⅱは ストレイン ゲージ付
	-13SR-I		P=1.99%	3mmφ スパイラル 間隔 3cm	1	1	2	
	-13HL-I		4-13mmφ P=1.99%	6mmφ 間隔 6cm	1	1	2	
					14	14	28	

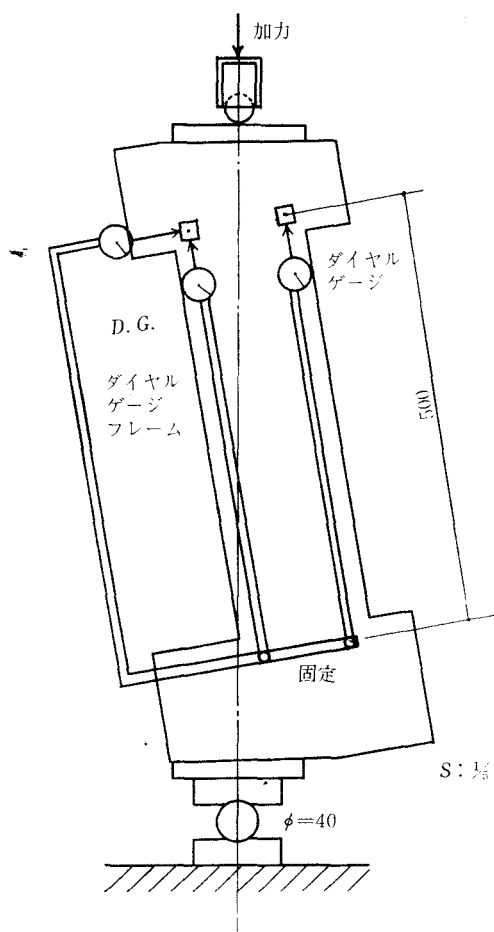


図4 Bシリーズ加力測定方法

§4 実験概要及びその結果

Aシリーズ：

いずれの試験体も図5のような荷重—歪曲線を描くが、歪が1, 2, 3, 4 mmの各点で5~10回の繰り返し载荷を行っている。図5において0~Aはいずれの試験体も同様の剛性を示すが、鉄筋比の小さい試験体ほど多少高い剛性を示す。又、最大耐力点Aは歪が1~2 mmの時鉄筋径の小さいもののほど小さい歪 δ を示し、かつH, S_C , S_R の順に小さい歪 δ を示した。さらに载荷を続けると、B点でコンクリート表面に圧縮クラックが発生し急に耐力が下がるが、主筋径の小さいもののほどその度合いも大きい。そしてコンクリートのシェルがはくり始めるが、C点に至るとシェル部分は大きくはくりしてしまい、鉄筋が露出する。この時主筋径の小さいものはどんどん耐力低下するが、主筋径の大きいものの耐力低下は小さくかつこのC点の耐力は $H < S_C < S_R$ を示した。又 S_C はシェルはくりによる断面欠損が大きいので低下も大きく、かつスパイラル筋が降伏して破断し始める。D点に至ると、主筋径の小さいもの程早く主筋が座屈を始め 3ϕ のフープのものはそれと共に破断する。しかし H_L のフープは異常がなかった。

以上の各試験体の実験結果を、表5, 図6, 7, 8, 写真4に示す。

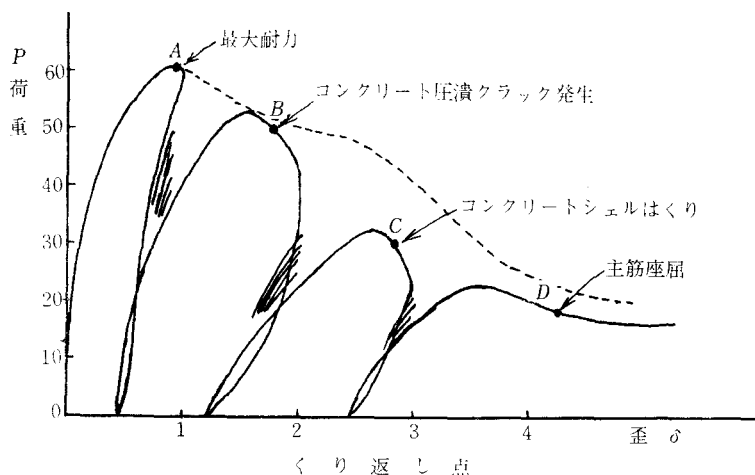


図5 破壊経過 (Aシリーズ)

表5 実験結果表 (Aシリーズ)

	最大耐力 P_{max} (t)	最大耐時の歪度 (%)	コンクリート破壊時の歪度 (%)	コンクリート終了時の歪度 (%)	第1回目の10回繰り返し載荷			
					載荷時の歪度 (%)	繰り返し前の荷重 U_p (t)	繰り返し後の荷重 L_p (t)	$\frac{U_p - L_p}{10}$
A-6H-0	50	0.25	0.25	—	—	—	—	—
A-6H-I	67.0	0.26	0.3	0.32	0.25	67	50.0	1.7
A-6H-II	72.0	0.21	0.3	0.36	0.30	57.5	37.0	2.06
A-6S _R -I	67.5	0.36	0.54	0.64	0.30	66	55.0	1.1
A-6S _C -I	67.5	0.23	0.72	0.84	0.24	67.5	55.0	1.25
A-6S _C -II	65.5	0.30	0.46	0.60	0.30	65.5	57.5	1.5
A-9H-I	65.0	0.40	0.66	0.98	0.30	55.0	40.0	1.5
A-9H-II	68.0	0.34	0.50	0.58	—	—	—	—
A-9S _R -I	71.0	0.41	0.66	0.76	0.30	69.0	58.0	1.1
A-9S _C -I	67.5	0.26	—	—	—	—	—	—
A-13H-I	65.0	0.40	0.60	0.72	0.30	58.0	45.0	1.3
A-13H-II	65.0	0.33	0.50	0.60	0.30	57.5	55.0	0.3
A-13S _R -I	66.0	0.60	0.90	1.10	0.30	64.0	35.0	1.5
A-13H _L -I	72.0	0.36	0.50	0.84	0.30	68.0	60.0	0.4

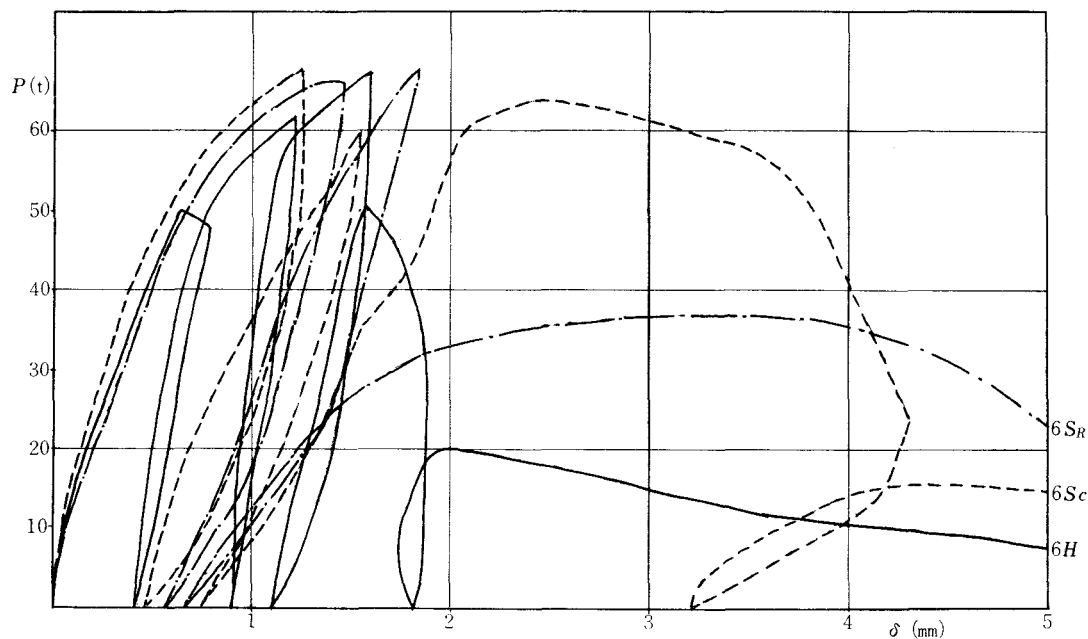


図6 荷重—たわみ曲線 (Aシリーズ)

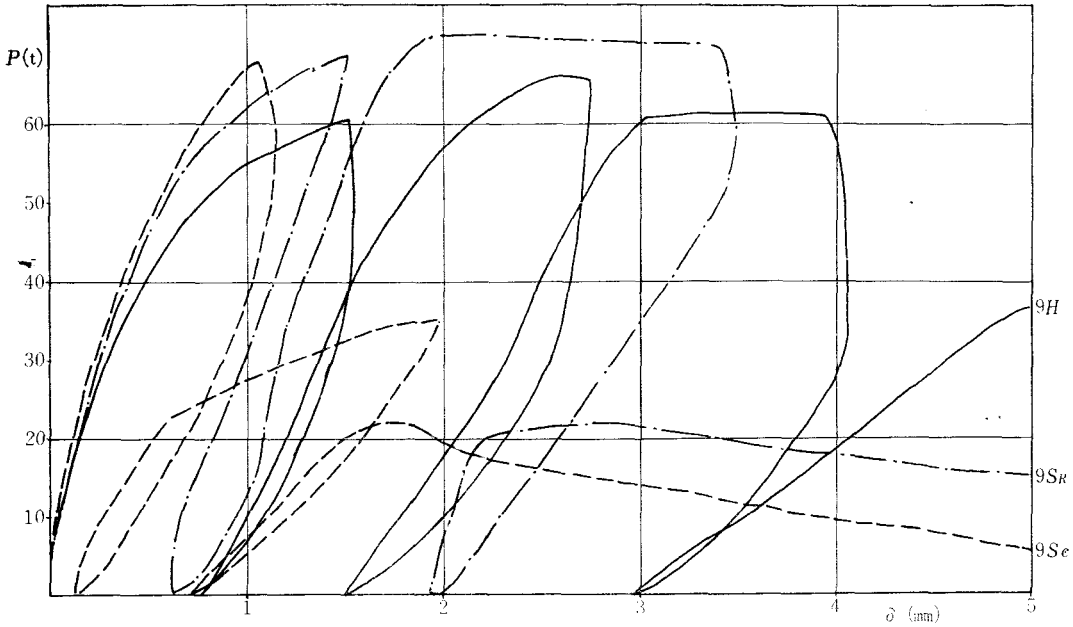


図7 荷重-たわみ曲線 (Aシリーズ)

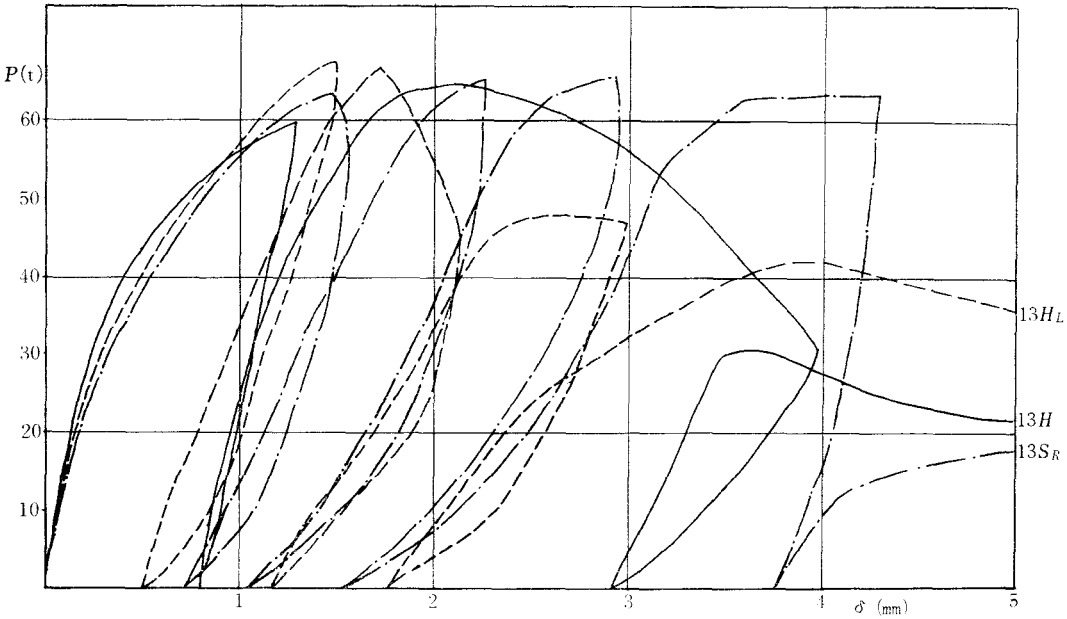


図8 荷重-たわみ曲線 (Aシリーズ)

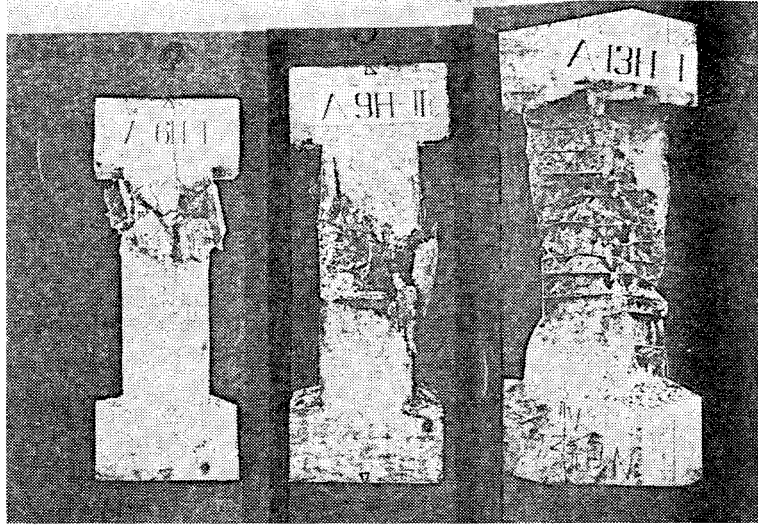


写真 4

Bシリーズ：

荷重たわみ曲線は図9のようなカーブを描くが、初期の弾性剛性はすべての試験において同じであり、A点で最大曲げ応力を受ける点の引張側材端に、クラックを生じ剛性が急低下する。図10にもみるようにこの引張クラックは端部より15 cm以内の点に生じ徐々に表面から内部に広がっていく。そして歪が10mm前後で、最大耐力点Bに至るが、この時の歪は主筋径がそれほど大であった。さらに载荷を続けると圧縮側に圧縮クラックが生じ、耐力が上がらなくなる。そしてコンクリートのはくりが始まり、主筋が露出してくるが、主筋径の大きいものほどその度合はゆっくり行なわれ耐力低下も小さい。さらに载荷を続けるとD点で圧縮側主筋が座屈し、耐力は急低下してしまう

が、この場合も主筋径の大きいものほど低下が小さい。

以上のそれぞれの試験体の実験結果を表6、図11, 12, 13, 写真5に示す。

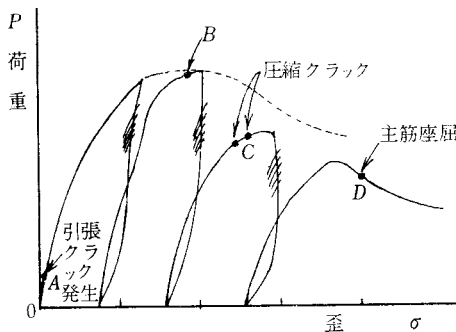


図9 Bシリーズ破壊経過

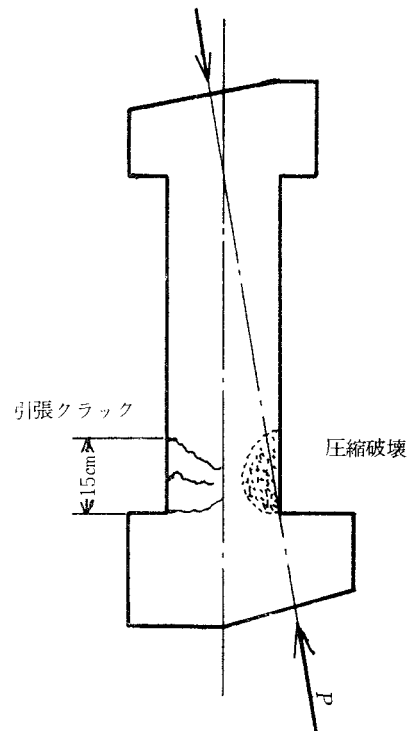


図10 破壊図

表6 実験結果表 (Bシリーズ)

	最大耐力		$\delta_E=5\text{mm}$		$\sigma_E=10\text{mm}$		$\sigma_E=15\text{mm}$		$\sigma_E=20\text{mm}$		$\sigma_E=25\text{mm}$	
	P_{max} (t)	δ_E (mm)	P_1 (t)	比率	P_2 (t)	比率	P_3 (t)	比率	P_4 (t)	比率	P_5 (t)	比率
B-6H-I	26.0	8.71	26.0	1.00	22.0	0.85	18.5	7.1	17.0	0.65	15.0	0.58
B-6H-II	22.7	12.90	21.0	0.94	22.5	0.99	21.5	0.95	20.8	0.93	19.5	0.86
B-	24.5	7.75	23.0	0.98	22.4	0.92	21.0	0.86	18.5	0.76	18.0	0.74
B-6S _C -II	24.5	8.00	22.5	0.92	22.5	1.00	21.5	0.88	18.8	0.77	16.6	0.68
B-6S _R -I	25.0	5.00	25.0	1.00	24.5	0.94	21.5	0.86	19.8	0.79	16.6	0.67
B-9H-I	27.2	10.60	25.5	0.94	23.5	1.00	22.0	0.81	22.0	0.81	22.0	0.81
B-9H-II	27.0	10.50	24.5	0.91	27.1	1.00	22.5	0.83	20.0	0.74	20.0	0.74
B-9S _C -I	27.8	9.50	26.0	0.94	27.0	1.00	25.2	0.91	22.0	0.79	19.5	0.70
B9S _R -I	23.4	12.78	22.3	0.95	27.8	1.00	22.0	0.94	21.0	0.90	16.0	0.67
B-13H-I	26.0	7.52	23.4	0.91	23.4	1.00	25.0	0.96	22.9	0.88	21.0	0.81
B-13H-II	22.5	10.32	22.0	0.98	26.0	1.00	22.2	0.99	21.0	0.93	19.8	0.88
B-13S _R -I	23.0	10.40	22.5	0.98	22.5	1.00	22.0	0.96	21.5	0.94	19.5	0.85
B-13H _C -I	25.0	8.00	23.5	0.94	23.0	0.95	24.4	0.97	21.5	0.86	21.5	0.86
B-O-1	7.2	0.75	—	—	24.6	—	—	—	—	—	—	—

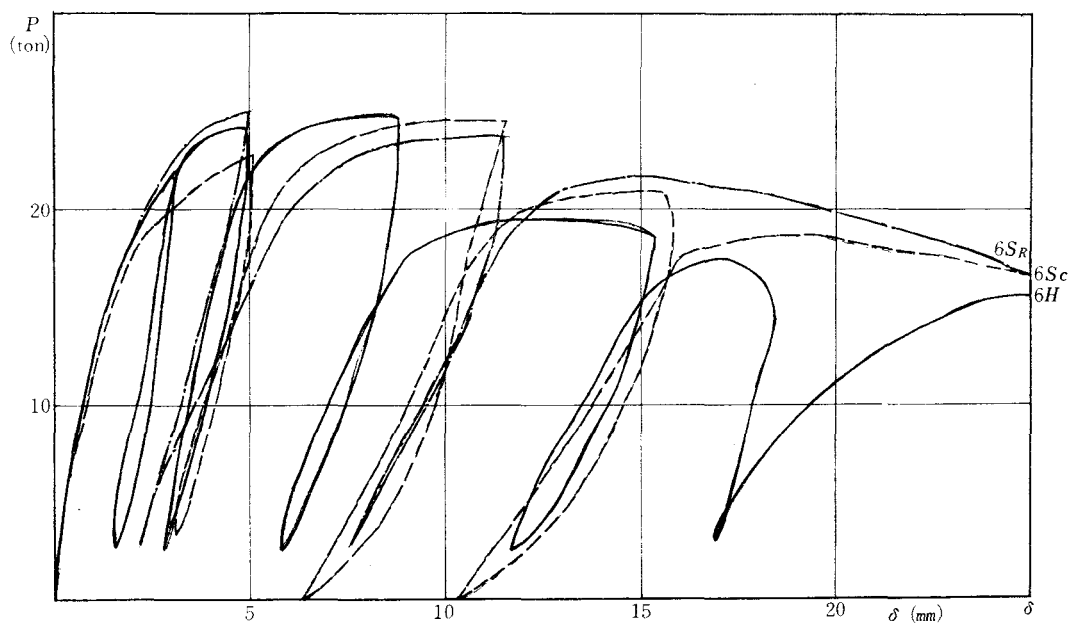


図11 荷重—たわみ曲線 (Bシリーズ)

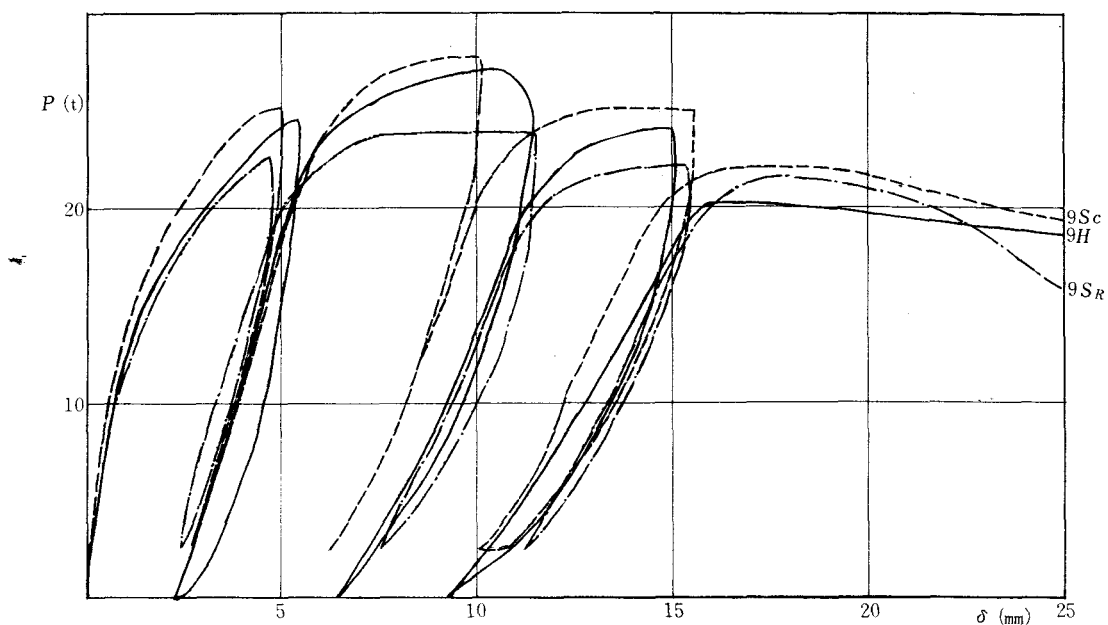


図12 荷重たわみ曲線 (Bシリーズ)

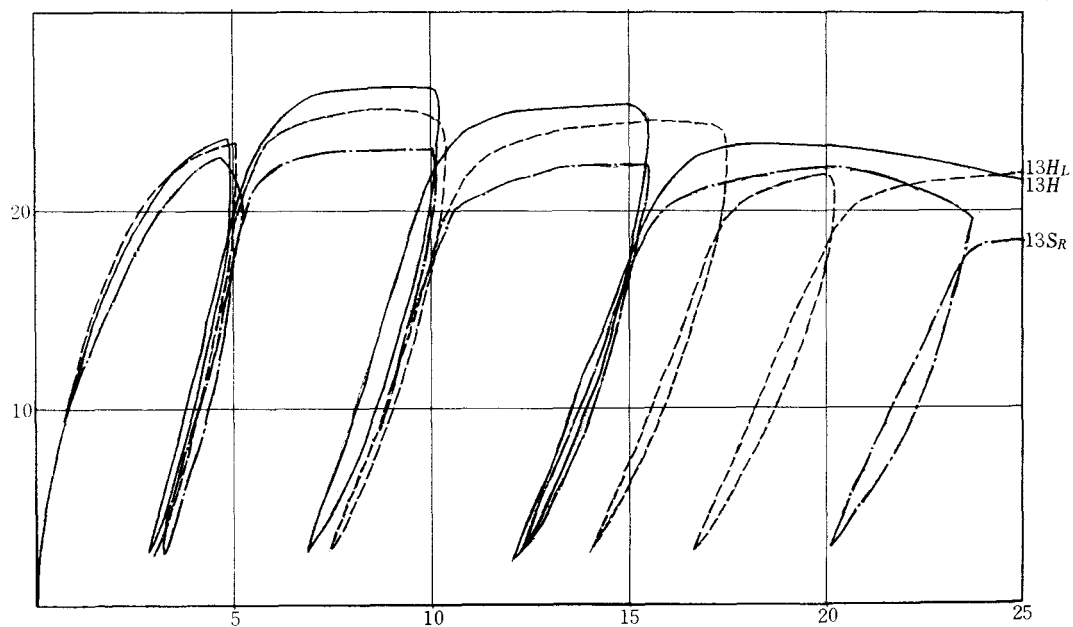


図13 荷重—たわみ曲線 (Bシリーズ)

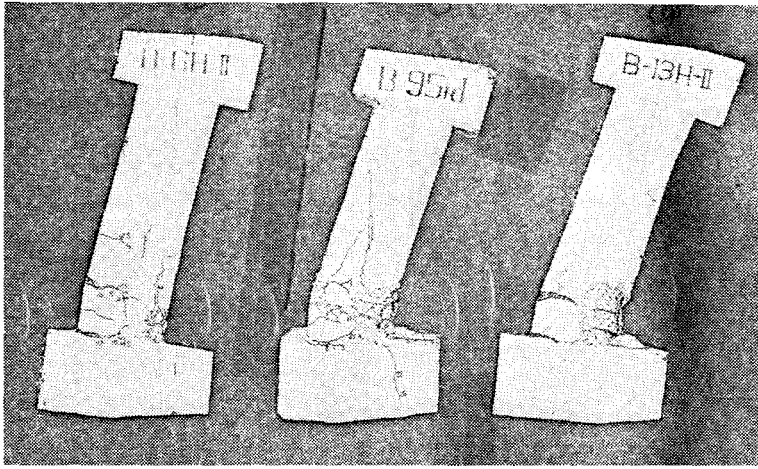


写真 5

§ 5 実験結果の検討と考察

i) 理 論

軸力のみを受ける鉄筋コンクリート柱の耐力は、コンクリート、主筋、フープの3つの耐力の和が主であると考えられる。又コンクリートの応力—歪カーブは、アムスラーによるシリンダー圧縮試験においては、図14に示す0→A範囲しか得ることができないのであるが、他の多くの研究より、A点の歪のK倍 ($K=1\sim 2$) の点で約0.85

$c\sigma_B$ の応力—歪を示すことがわかっている。(図14のB点)

しかし、鉄筋コンクリートにおけるコンクリート耐力は、外見上B点で破壊せず、より大きな歪でより小さい応力を負担する点C点を予想することができる。本研究において、大歪における耐力を考察する場合、このC点が重要となってくるのである。さて本研究の場合は、図15に示すような関係にあり、まず主筋降伏点においては耐力Pは

$$P = sA \cdot s\sigma_Y + cA \cdot c\sigma_{0.75}$$

sA : 主筋全体面積

cA : コンクリート全断面積

$s\sigma_Y$: 主筋降伏応力度

$c\sigma_{0.75}$: 主筋降伏時の歪 (0.75%) におけるコンクリート応力度

コンクリート最大耐力点においては

$$P = sA \cdot s\sigma_Y + cA \cdot c\sigma_B$$

$c\sigma_B$: コンクリート最大応力

最大耐力点においては

$$P = 0.85 c\sigma_B \cdot cA + s\sigma_Y \cdot sA + \alpha \sigma'_Y \cdot A'$$

σ'_Y : フープの降伏応力度

A' : フープの断面積

σ : 係数で $1.5 < \alpha < 2.5$

(本研究では $\alpha=2$ とした。)

シェルはくり点では

$$P = sA \cdot s\sigma_Y + cA_C \cdot 0.85 c\sigma_B + \beta \sigma'_Y A'$$

cA_C : コンクリートコア部分断面積

β : 係数

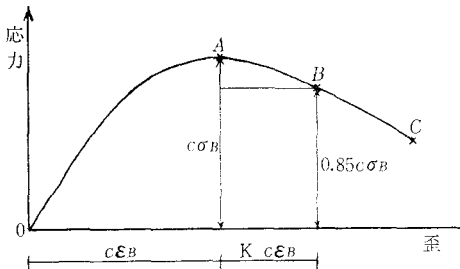


図14 コンクリート応力—歪曲線

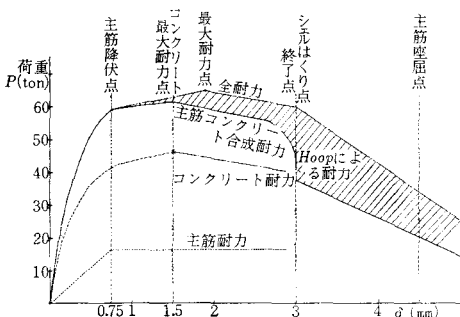


図15 荷重—縮み曲線と耐力分担図 (Aシリーズ)

主筋座屈点では

$$P=\varepsilon_s A \cdot s \sigma_Y + \eta_c A_c \cdot c \sigma_B + \gamma \sigma'_Y A'$$

$\varepsilon_s \cdot \eta \cdot \gamma$ ：係数

以上の理論式の中で、 $\alpha, \beta, \gamma, \varepsilon, \eta$ はいずれも主として、主筋径、主筋比、フープの形とフープ筋比により決まる係数と考えられる。

ii) 主筋径とフープ形

主筋の役割が材軸と直角方向への変形を防ぐことにもあるということを考えれば、主筋径が大きいほどその変形は小さくなりコンクリート耐力を保護することになり、部材のじん性に大きい効果を示すと考えられる。(図16)

このことは、図14のC点の耐力を増すことになり、コンクリートの破壊を遅らせる効果につながることになる。さらに径が大きいほど座屈時の歪も大であり、柱は大変形まで主筋による耐力を保つことができる。一方フープ形は十分なフープ量

を考えた場合、表7に示すような性質が言ええるが、本研究では、試験体 S_c はコアの断面積が小さいのでシェルはくり後の耐力低下は当然大きくなる。

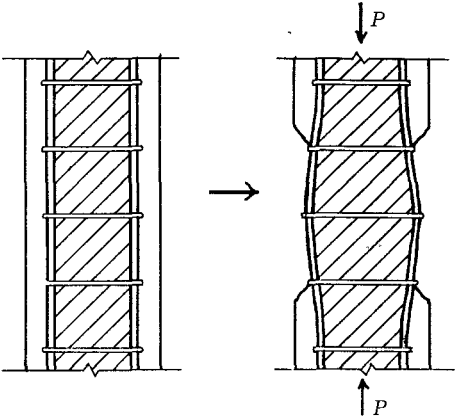


図16 主筋の変形

表7 フープ型とその性質

荷重時の変形 (破線で示す)		Hoop 施工と同時に加工 S_c	S_R	Hoopを別に加工 余裕がある H
フープに働く 引張力の大きさ		大	中	小
剛性		大	中	小
Hoop Yield		早	中	遅
Core 最大耐力		大	中	小
全体最大耐力		中	大	小
十分なフープのコアでは	コンクリート破壊	小	中	大
	最大耐力	大	中	小
	靱性	大	中	小

iii) 最大耐力

最大耐力は、表8、図17に示すようにフープによる差はないが主筋径が大ほど理論値に対する比が小さい。このことは主筋径の小さい場合は鉄筋の付着力が大きくコンクリート強度が増すためである。又この時の変形は、図18に示すように、主筋径が大ほど大変形で最大耐力に至る。

iv) 最大耐力以後

最大耐力以後の荷重—たわみ曲線を見ると、主筋径が大ほど耐力低下は変形に対してゆっくり行なわれ（又非常に大きい変形の時は6φの耐力低下が特に大きいことが言える）。フープ形では S_R の耐力低下の小さい事が明らかである。図19はコンクリート破壊時の変形とシェルはくり時の変形を最大荷重時の変形に対する比率で表わしたものであるが、これも最大荷重時の変形に対する比率で表わしたものであるが、これも主筋径が大ほどその比率も大きく、 S_R の比率が大であることを示している。

これらのことは主筋径が大である程コアのコンクリート破壊を保護して耐力を保つ効果が大でありかつ S_R が最もフープとしての効果を十分に表わすものであることを示す。又 H_L はフープ量

が他のものの2倍であるが、その効果が小さいことを示す。

表8 最大耐力比較表

	理論値 P_{max} (t)	理論値 ϵP_{max} (%)	実 P_{max} 理 P_{max}	実 δ 理 δ
A-6H-I	64.1	0.26	1.045	0.87
A-6H-II	64.1	0.26	1.121	0.70
A-6S _R -I	64.1	0.26	1.052	1.20
A-6S _C -I	64.1	0.26	1.052	0.79
A-6S _C -II	64.1	0.26	1.01	1.00
A-9H-I	64.8	0.26	1.020	1.33
A-9H-II	64.8	0.26	1.050	1.13
A-9S _R -I	64.8	0.26	1.098	1.04
A-9S _C -I	64.8	0.26	1.043	0.87
A-13H-I	66.0	0.26	0.985	1.33
A-13H-II	66.0	0.26	0.985	1.10
A-13S _R -I	66.0	0.26	1.000	2.0
A-13H _L -I	66.0	0.26	1.091	1.20

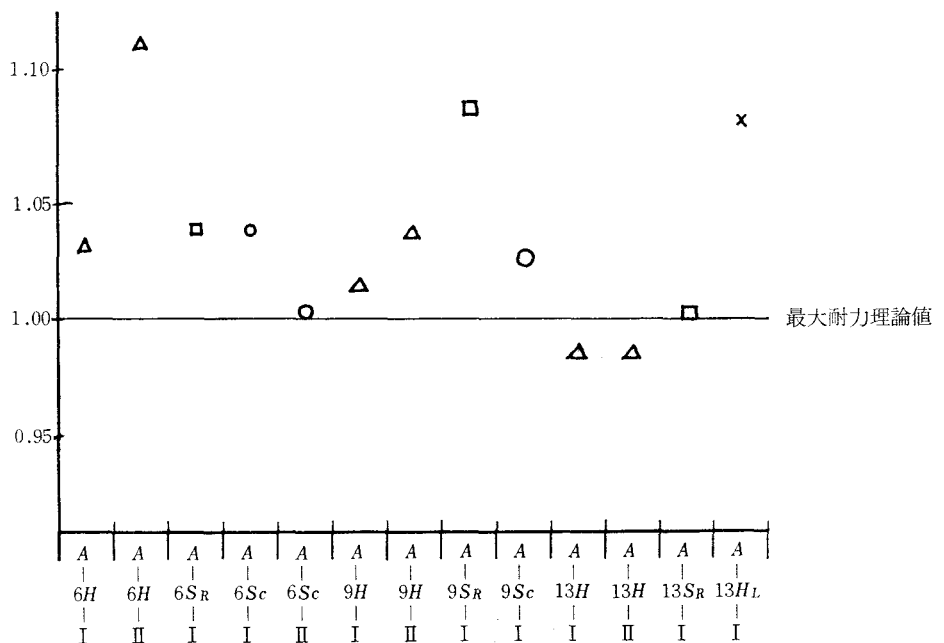


図17 最大耐力比較グラフ

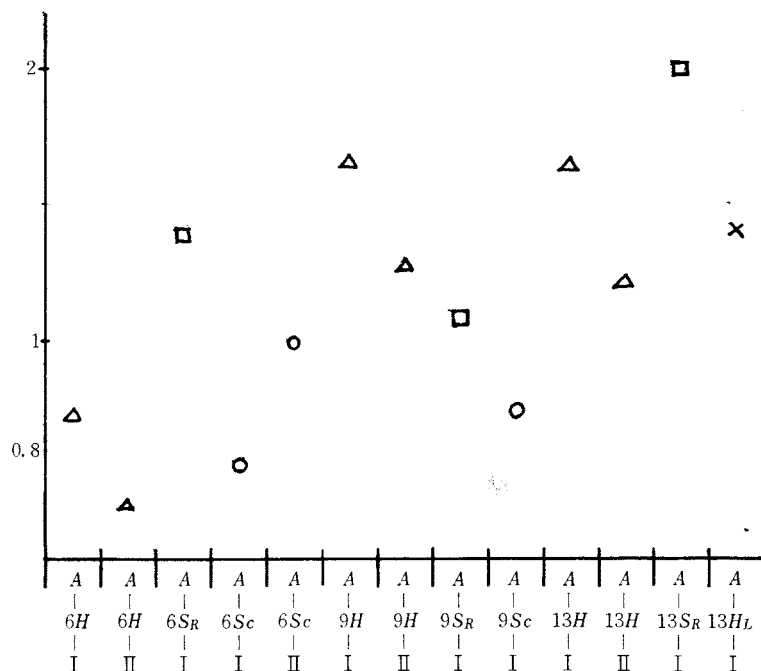


図18 最大耐力時の雀の埋論雀に対する比

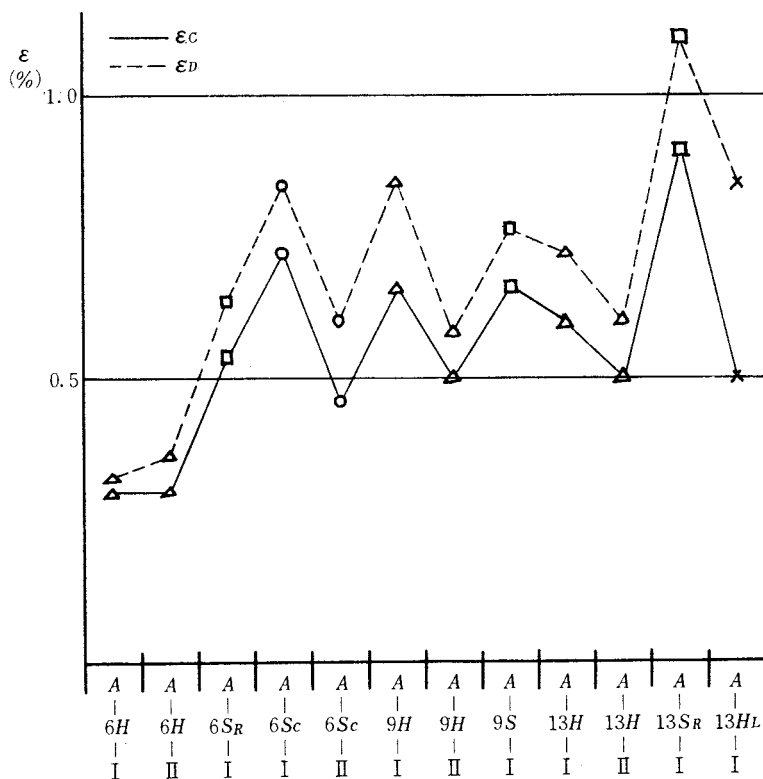


図19 ϵ_c 点, ϵ_d 点のひずみ量 (%)

v) 繰り返し耐力

図20に示すように主筋径の大きいほど繰り返しによる耐力低下が小さいこと。かつフープ形では S_R の場合低下が小さいと言える。

§ 6 Bシリーズの実験結果の検討と考察

i) 降伏耐力までの理論値及び検討

理論解析のために次の仮定をする。(図21参照)

1) クラック発生以前ではコンクリートも鉄筋も一体の弾性体とする。

2) 常に平面保持を仮定する。

3) クラック発生後はコンクリートの引張側強度を0にする。

4) 中立軸を材の中心とする。

5) 主筋降伏後、最大曲げモーメントを受ける材端から 15cm をイールドヒンジとする。

6) イールドヒンジ内ではどの断面も同じ状態であるとする。

7) 最大コンクリート応力は、圧縮側で一様で $0.85\sigma_B$ とする。

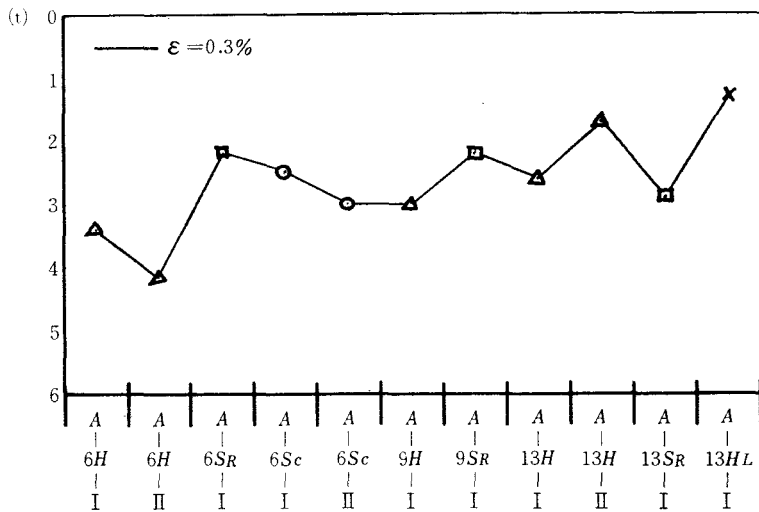


図20 繰り返し荷重による耐力低下グラフ

クラック発生前

イールドヒンジ発生後

最大耐力時の断面仮定

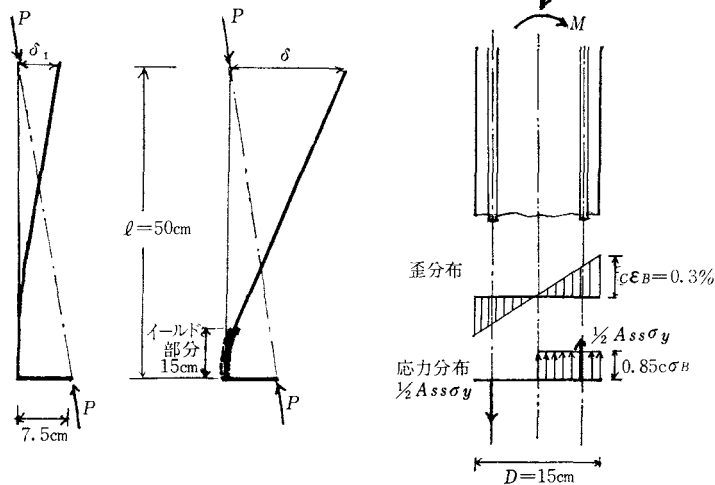


図21 理論計算のための設定

以上より水平変位と荷重との関係を求めると、クラック発生以前では、水平変位 δ_1 は

$$\begin{aligned}\delta_1 &= \int \frac{M \bar{M}}{EI} d_s \\ &\approx 4.5 \times 10^{-5} P \\ EI &= E_c I_c + E_s I_s \\ M &= \frac{6}{\sqrt{37}} \times 7.5 P\end{aligned}$$

最大荷重 P_{max} は最大曲げモーメントを受ける部分において全鉄筋が降伏し、圧縮縁のコンクリートが最大応力 $c\sigma_B$ に達した時とする。

$$\begin{aligned}P_{max} &= \sqrt{\frac{37}{6}} \times 0.85 c\sigma_B \times B \cdot \frac{D}{2} \\ &= 23.4 (t)\end{aligned}$$

B：部材巾

D：部材せい

又この時の水平たわみ δ は、イールドヒンジによる水平たわみを δ_2 とすると

$$\begin{aligned}\delta &= \ell \times \frac{c\varepsilon_B}{D/2} \times L \\ &= 0.3 \text{ cm}\end{aligned}$$

ℓ ：部材長

$c\varepsilon_B$ ： $c\sigma_B$ 時のコンクリート歪度

L：イールドヒンジ長さ (15 cm)、これは実験結果より決定した。

となり、 δ'_1 を P_{max} 時のたわみとすると

$$\delta = \delta'_1 + \delta_2 = 1.1 + 3.0 = 4.1 \text{ mm}$$

以後イールドヒンジの形成により耐力上昇がないものとする。さらに以後はコンクリートのほく

落が生じ、イールドヒンジ点での剪断ずれも大きくなり、理論把握は不可能となる。以上の理論線を図22に示す。

実験による荷重—たわみ曲線と比較してみると、図22に示すように最大耐力は5%実験値が大きい。又、イールドヒンジ状態での変形量は、鉄筋比が大ほど大きいことが明らかである。これらの差は鉄筋付着力や座屈及びフープの様子による影響である。

ii) 降伏以後の耐力

図23に見られるように降伏耐力以後の性状は、Aシリーズと同様で、主筋径の大きいものほど耐力低下は遅い。又フープ形による性状はHは耐力低下がたわみに対して早く S_R は遅い。さらに S_R については、たわみが25mmを越えると S_R については、たわみが25mmを越えると急に耐力低下が大きくなるが、これはここでフープが降伏するためと考えられる。従って S_R , S_C , H の順に十分な靱性を有することが言える。

§ 7 結 び

本実験結果より初期に予測した2つの結論を明らかにすることができた。即ち

- 1) 太径主筋を用いることによりコンクリートの破壊を遅らせ剛性の低下を防ぎかつ十分な靱性を持たせることが可能である。
- 2) いわゆるフープよりも巻筋とした方が靱性増大に効果がある。

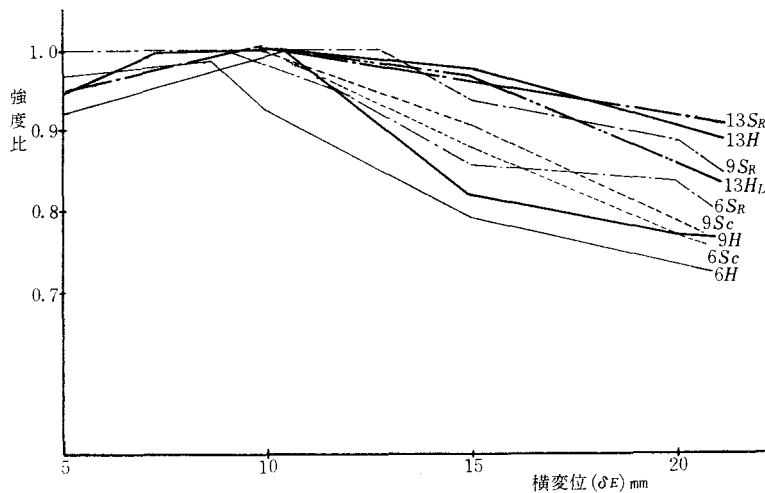


図22 耐力の低下率

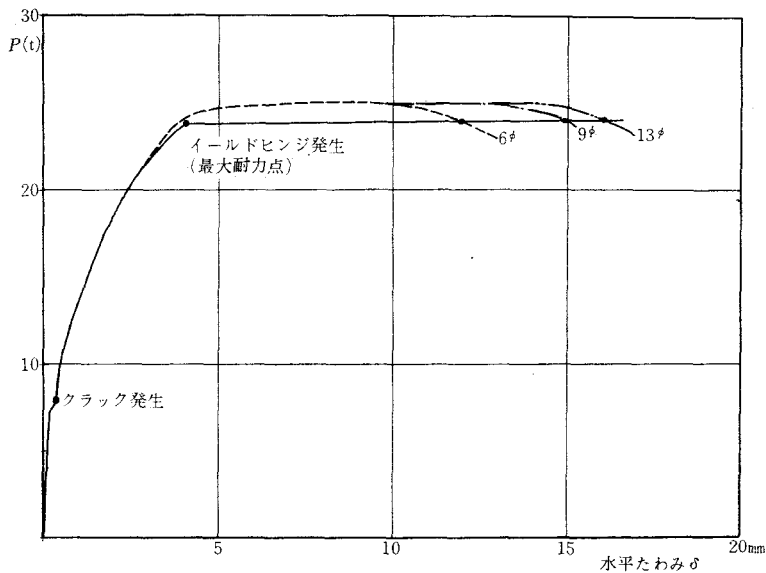


図23 主筋径による耐力の低下 (Bシリーズ)

しかしながら円形フープにおいては剛性が大きく有利ではあるが、フープ量が少いと、フープの降伏が早く、十分な靱性を持たせることができないことが言える。

以上の成果は、先年の十勝沖地震の良き教訓の賜物であるが、本研究をさらに生かし、太径主筋の施工面での有利性、及びフープを巻筋の性質により近く改良する事を追求すれば、より大きな成果となるものと考ええる。

謝辞

本研究にあたり終始、親切なる御指導、御助言を頂きました広島大学・島津孝之助教授、ならびに卒業研究として実験研究の労苦を共にした、荒川道男、梶山芳信、村上和紀、山本達雄各君に深く感謝致します。

文 献

- 1) 黒正清治：鉄筋コンクリート部材の終局強度，コンクリートジャーナル，Vol. 5, No. 9, 10, 11.
- 2) 日本建築学会：1968年十勝沖地震災害調査報告
- 3) ACI Building Code Requirements for Reinforced Concrete, (ACI 318-63) A.C.I.
- 4) Shear Strength of Reinforced Concrete Frame Members Without Web Reinforcement. JOEAN MORROW, I.M. VIEST. Journal of ACI March 1957.
- 5) Effect of Axial Compression on Shear Strength of Reinforced Concrete Frame Members. J.W. BALDWIN, I.M. VIEST. Journal of ACI. November 1958.
- 6) Influence of Ties on the Behavior of Reinforced Concrete Columns. JAMES F. PFISER. Journal of ACI May, 1964.
- 7) Tie Requirements for Reinforced Concrete Columns. B. BRESLER, P.H. GILBELT. Journal of ACI, Nov. 1961.
- 8) Tie Requirements for Reinforced Concrete Columns. RUSSELL S. FLING, FRED M. HUDSON, F.N. PANNEL, E.M. RENSAA, A. ZASLAVSKY. Journal of ACI. Part. 2, June 1962.
- 9) Progress Report on Column Tests at the University of Illinois. F.E. RICHART, G.C. STAEBLE, Journal of ACI. Proceeding, 1931.
- 10) The Structural Effectiveness of Protective Shells on Reinforced Concrete Columns. F.E. RICHART, Journal of ACI, Dec., 1946.
- 11) On the Formula for Spiral Reinforcement. T.I. HUNG.
- 12) Rectangular Spiral Binders Effect on Plastic Hinge Rotation Capacity in Reinforced Concrete Beams. EDWARD G. NAWY, RODOLFO F. DANESI, JOHN J. GROSKO, Journal of ACI. DEC. 1968.
- 13) Plastic Hinging at the Intersection of Beams and Columns. G.C. ERNST. Journal of ACI. June 1957.
- 14) 島津孝之：太径鉄筋コンクリート柱の実大実験，日本建築学会論文報告集
- 15) 武藤 清：鉄筋コンクリートの塑性設計
- 16) 武藤 清：構造物の強度と変形
- 17) Study on Shearing Resistance of Reinforced Concrete Members of Frameworks under Combined Stress (Part 5). Y. 増井, Y. 末永…日本建築学会論文集. No. 68, June 1961.

(昭和45年1月12日受付)

本校学生の体位・体力・運動能力についての研究（第2報）

（保・体） 堀 武夫・石嶋 篤司

A Study on the Physical Constitution, Strength, and Faculties of the
Students of Kure Technical College

(Report 2)

Takeo HORI and Tokusi ISIJIMA

The physical structure of the Japanese youth has shown a remarkable development recently. The physical strength, however, does not go together with the development, but rather it declines. This phenomenon is noticed not only in Japan, but in almost all countries in the world. This is perhaps because of their excessive study for the entrance examination, excessive nutrition or lack of exercise. In Japan, the Welfare Ministry is seriously considering the counter-measures for fat children. The students of our college are not exceptions. This paper, the second report, shows the actual conditions of the students' health.

目	次
§ 1 測定検査の目的と方法	a 全国平均値との比較
1の1 測定検査の目的	b 本校学生の運動能力の特徴
1の2 測定検査の実施方法	2の4 T—スコアによる得点の作成について
a 体位	2の5 体位および運動能力の相関係数とその有意性について
測定方法……省略	a 結果の整理について
b 体力診断テスト	b 結果の比較
測定方法……省略	§ 3 総括
c 運動能力テスト	
測定方法……省略	§ 1 測定検査の目的と方法
1の3 測定検査の時期・対象	1の1 測定検査の目的
1の4 結果の整理	すでに第1報において、目的の概要をのべてきたので第2報においては、特に次にのべる意図をもって、本校に学ぶ学生の実態を把握しようとしたものである。第1報においては、主として学生の生活実態、心理的な特性を究明するためのものであったので、次いで身体的な面における実態を明らかにし、高等専門学校教育の目標達成に資しようとするものである。
§ 2 結果の考察	最近激しさを加えている受験競争は、青少年に
2の1 本校学生の体位について	
a 全国平均値との比較	
b 本校学生の体位の特徴	
2の2 本校学生の体力診断テストについて	
a 全国平均値との比較	
b 本校学生の体力の特徴	
2の3 本校学生の運動能力について	

過大な受験勉強を強制する結果、体力の低下を招いているということが各方面から指摘されている。とくに世界各国に共通な青少年の発育現象によって形態面の発育は著しいが、機能面の発育がこれに伴わないという不均衡が問題となっている。この現象は、本校の学生についても例外でない。特に、本校は中堅技術者養成を目指す、工業高等専門学校であるだけにより一層の健康度が要求されるものである。かかる意味からも身体的な面における学生の指導はことさらに重大であると考えらる。

従来学生の健康管理については、諸般の事情から定期健康診断以外には、積極的な対策は講じられていない。また学生の体力や健康問題に直接関係をもつ保健・体育の授業においても、諸施設の不備や、いわゆる時間数不足などのため、必ずしも個々の学生の体力や健康について、十分に配慮ができない実情にある。このときに当り、学生の一般的健康度を把握し、本校5ヶ年間の一貫教育の中に健康についての対策を充分に取り組む必要があると考え、その基礎調査の段階をこの報告の目的とする。

1の2 測定検査の実施方法

a 体位

定期健康診断における身体計測の結果を年令別に集計した。

b 体力診断テスト

運動の基礎的 要因 としては、敏しょう性、筋力、持久性、柔軟性、瞬発力などをあげることができる。体力診断テストはこれらの要因を診断するためにつくられたテストである。各要因とテスト種目を表示すれば次の通りである。

<要因>

<テスト種目>

敏しょう性	反復横とび
瞬発力	垂直とび
筋力	背筋力、握力
持久性	踏み台昇降運動
柔軟性	伏臥上体そらし
	立位体前屈

測定方法……省略、文部省のスポーツテスト実施要項による。

c 運動能力テスト

体力を問題とする場合、まず基礎的な運動能力

を取り上げる必要がある。そこで走、跳、投、懸垂を測定内容とする運動能力テストを実施した。

<測定種目>

走	50m走
跳	走り幅とび
投	ハンドボール投げ
懸垂	懸垂腕屈伸
持久走	1,500m走

測定方法……省略、文部省のスポーツテスト実施要項による。

1の3 測定検査の時期・対象

定期健康診断は毎年5月全学生を対象に体力診断テスト、ならびに運動能力テストは、体育授業時間および特別に編成された時間を9月初めから10月初めの時期に設けて実施した。全学生を対象として、年令は5月1日をもって満年令とし20才以上と女子については少人数のために除外とし、全体的には約2～3%の棄権者があった。

1の4 結果の整理

平均値および標準偏差値の算出は下記の公式を利用した。

$$\bar{x} = A \cdot M + \left(\frac{\sum f d}{N} \times \text{級間の値} \right)$$

$$S \cdot D = \sqrt{\frac{\sum f d^2}{N} - \left(\frac{\sum f d}{N} \right)^2 \times \text{級間の値}}$$

\bar{x} = 平均値、 $A \cdot M$ = 仮想平均、 N = 調査人数

$S \cdot D$ = 標準偏差値

有意差の検定は下記の公式を利用した。

$$t = \frac{(\bar{x} - u)}{S \cdot D / \sqrt{N}}$$

\bar{x} = 標本の平均値、 u = 母集団の平均値

$S \cdot D$ = 標本の標準偏差値、 N = 調査人数

§2 結果の考察

2の1 本校学生の体位について

a 全国平均値との比較(表1・図1)

身長、体重、胸囲、座高については年令別にまとめたものが表1である。

本校学生の体位は同年令全国平均とそれほどの差は認められなかった。ただし胸囲においては僅少ではあるが、15才、16才、17才は劣っている傾向がみられた。なかでも17才の1.2 cmが目立ち18才、19才においては全国よりもすぐれているよう

である。座高については17才，18才，19才が全国平均より劣ってはいるが，さほど差はないようである。以上のうち，身長15才，胸囲の19才については平均値の差に5%水準で有意性があると認められ，胸囲の17才，18才についても1%水準にて有意性が認められた。

b 本校学生の体位の特徴

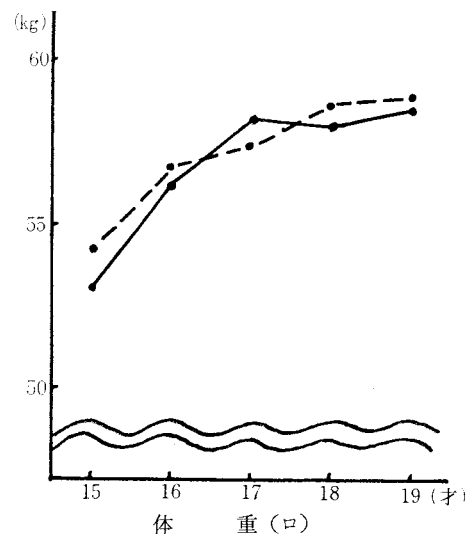
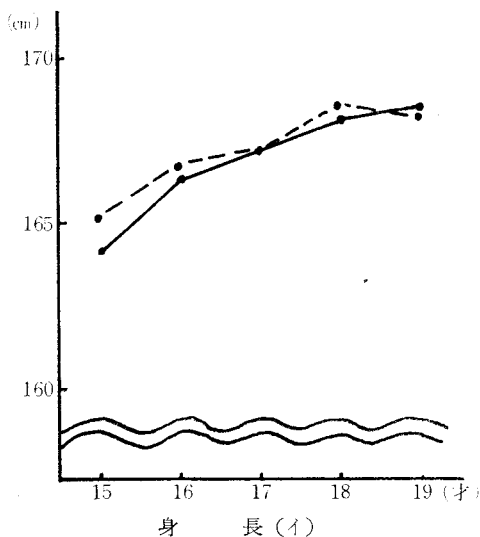
以上に示されたように本校学生の体位を全国平均値と比較すると，本校学生の体位は総体的にやや細長狭胸型に近い体型と考えざるをえない。

＜注＞ 全国平均値，標準偏差の資料は文部省調査による。体力，運動能力，体位の15才，16才，

表 1 全国と本校との年齢別体位平均値一覧表

種 目	1 5 才			1 6 才			1 7 才			1 8 才			1 9 才			
	N	\bar{x}	S・D	N	\bar{x}	S・D	N	\bar{x}	S・D	N	\bar{x}	S・D	N	\bar{x}	S・D	
身長 (cm)	全	164.1	5.94		166.4	5.70		167.4	5.25		168.2	5.31		168.5	5.36	
	本	120	165.2	5.14	125	166.7	5.58	127	167.4	4.20	108	168.5	4.86	113	168.1	5.08
	平均値差		1.1		0.3		0		0.3					(0.4)		
	有意性		*													
体重 (kg)	全	53.0	6.65		56.1	6.42		58.1	6.30		57.8	6.17		58.4	6.11	
	本	120	54.1	5.52	125	56.8	5.42	127	57.2	5.80	108	58.4	5.92	113	58.7	5.50
	平均値差		0.9		0.7		(0.9)		0.6					0.3		
	有意性															
胸 囲 (cm)	全	81.7	5.03		84.1	4.74		86.0	4.82		85.2	4.72		86.0	4.64	
	本	115	81.5	4.44	126	83.6	3.90	110	84.8	4.38	102	86.5	4.02	112	86.9	4.38
	平均値差		(0.2)		(0.5)		(1.2)		1.3					0.9		
	有意性						**		**				*			
座 高 (cm)	全	88.0	3.59		89.3	3.30		89.9	3.22		90.2	3.28		90.1	3.26	
	本	115	88.3	2.88	126	89.4	2.82	110	89.7	2.64	102	89.9	2.40	112	89.9	2.82
	平均値差		0.3		0.1		(0.2)		(0.3)					(0.2)		
	有意性															

（注）全国の平均値は昭和42年度文部省調査による。表中平均値差に（ ）印のあるのは本校学生が劣ることを示す。有意性のらん中に*印のものは5%水準，**印のものは1%にて有意であることを示す。



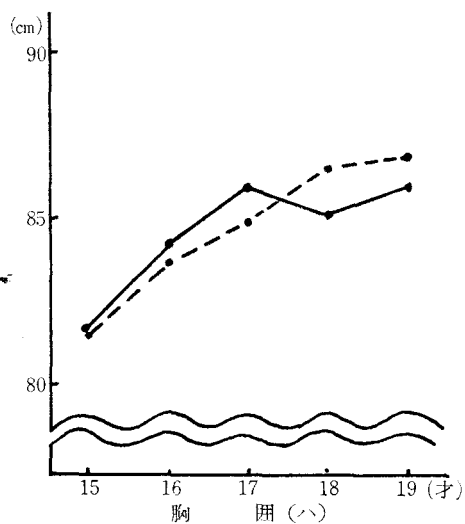
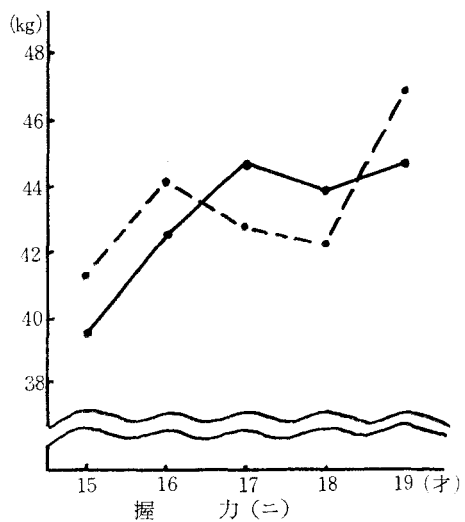
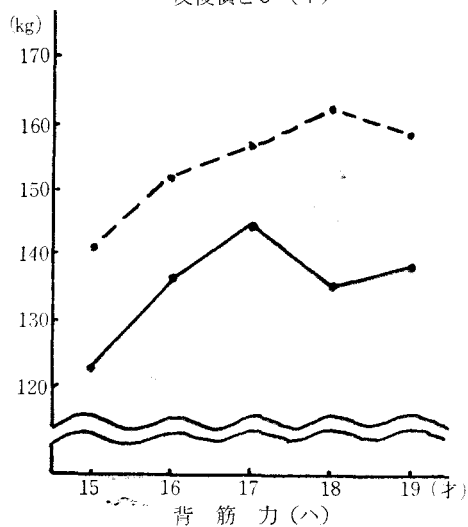
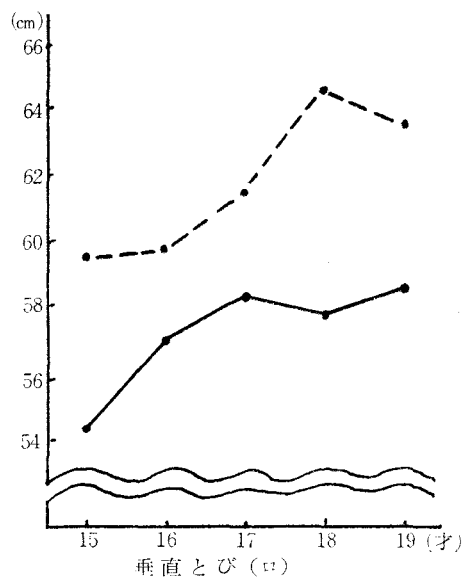
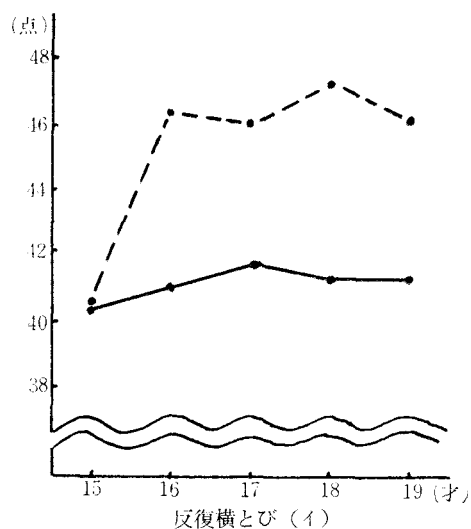
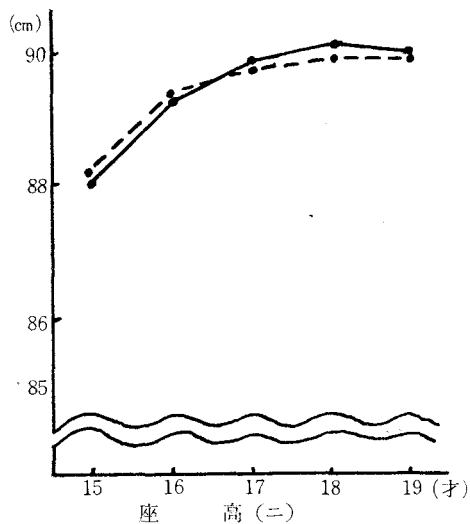


図 1 全国と本校との年齢別体位平均値の変動

— 全国 本校



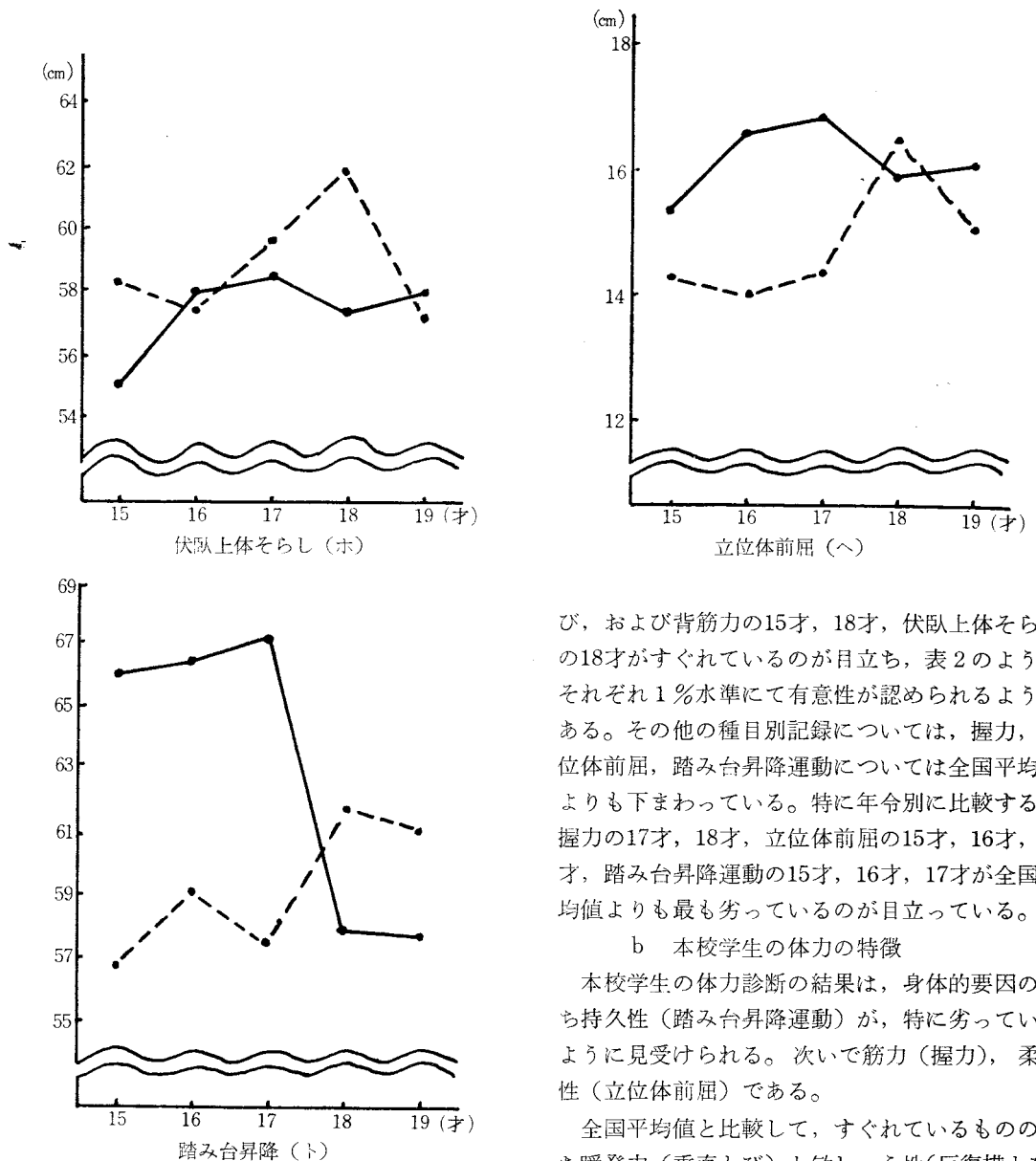


図2 全国と本校との体力診断テスト年令別平均値の変動 ——— 全国 …… 本校

17才は全日制高校を、18才、19才は大学の資料を利用した。

2の2 本校学生の体力診断テストについて

a 全国平均値との比較 (表2・図2)

種目別の集計の結果を比較すると、反復横とび、垂直とび、背筋力、伏臥上体そらしについては各年令とも、全国平均値より上まわっているようである。特に反復横とびの16才、18才、垂直と

び、および背筋力の15才、18才、伏臥上体そらしの18才がすぐれているのが目立ち、表2のようにそれぞれ1%水準にて有意性が認められるようである。その他の種目別記録については、握力、立位体前屈、踏み台昇降運動については全国平均値よりも下まわっている。特に年令別に比較すると握力の17才、18才、立位体前屈の15才、16才、17才、踏み台昇降運動の15才、16才、17才が全国平均値よりも最も劣っているのが目立っている。

b 本校学生の体力の特徴

本校学生の体力診断の結果は、身体的要因のうち持久性(踏み台昇降運動)が、特に劣っているように見受けられる。次いで筋力(握力)、柔軟性(立位体前屈)である。

全国平均値と比較して、すぐれているもののうち瞬発力(垂直とび)と敏しょう性(反復横とび)については、本校の測定条件が体育館の中で実施され極めて被検者に有利な条件が整いすぎたとも考えられる、そうすると特にすぐれているものはない。しかし表4に示すとおり、全体的にはAとBの上級者が各年令層とも5%以上あり、本校学生の身体機能としては一般的に劣っているとは認められない。持久性が特別に劣っていることは体位の項目において胸囲の狭いことを指摘したがこれとも多少関連のあることかもしれない。これについては今後研究テーマとして究明していき

表 2 全国と本校との体力診断テスト年令別平均値一覧表

種 目	15才			16才			17才			18才			19才		
	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D
反横 と 復び (点)	116	40.4	4.45	121	41.2	4.54	116	41.8	4.60	97	41.5	4.29	93	41.6	4.13
		40.6	2.91		46.5	4.23		46.0	3.45		47.5	3.78		46.1	3.69
		0.2			5.3			4.2			6.0			4.5	
					**			**			**			**	
垂直 とび (cm)	117	54.3	7.09	120	57.1	7.09	117	58.3	7.07	96	57.9	6.70	94	58.7	6.82
		59.5	6.82		59.8	5.23		61.5	5.47		64.8	6.32		63.6	7.41
		5.2			2.7			3.2			6.9			4.9	
		**			**			**			**			**	
背筋 力 (kg)	117	124.2	24.78	119	136.8	24.39	116	144.5	26.13	95	136.4	21.85	90	138.0	22.72
		141.1	21.07		152.5	21.80		156.9	21.19		163.2	23.59		157.5	22.94
		16.9			15.7			12.4			26.8			19.5	
		**			**			**			**			**	
握 力 (kg)	117	39.5	6.84	110	42.5	6.38	116	44.7	6.53	96	44.0	6.17	92	44.8	6.41
		41.3	6.26		44.2	6.31		42.9	5.88		42.4	7.96		46.9	4.88
		1.8			1.7			(1.8)			(1.6)			2.1	
		*			**			**			*			**	
伏そ 臥ら 上 体し (cm)	117	55.0	7.65	120	58.0	7.92	117	58.5	8.09	99	57.6	7.80	92	58.0	7.78
		58.2	6.48		57.6	6.11		59.8	6.66		61.9	6.64		57.4	7.28
		3.2			(0.4)			1.3			4.3			(0.6)	
		**									**				
立前 位 体屈 (cm)	117	15.4	5.14	120	16.6	5.09	115	16.9	5.14	95	15.8	5.20	91	16.2	5.14
		14.3	5.13		14.0	4.93		14.4	5.57		17.2	4.72		15.1	4.57
		(0.8)			(2.6)			(2.5)			1.4			(1.1)	
					**			**			**			*	
踏み 台昇 降	115	66.1	12.27	119	66.6	13.16	116	67.3	13.06	97	58.1	9.92	93	57.8	10.04
		56.8	7.43		59.0	8.77		57.6	8.42		61.9	11.60		61.2	8.47
		(9.3)			(7.6)			(9.7)			3.8			3.4	
		**			**			**			**			**	

たいと思う。

2の3 本校学生の運動能力について

a 全国平均値との比較(表3・図3)

基礎運動能力のうち各種目の年令別全国平均値と、本校学生の平均値を比較して見ると、50m走18才、19才、走り幅とび15才、18才、懸垂18才、19才がすぐれているように判断できるが、全体的には特別にすぐれているとは考えられない。逆にハンドボール投げと、1,500m走については全国平均値よりも多少劣っていることが表3、図3によって見受けられる。

b 本校学生の運動能力の特徴

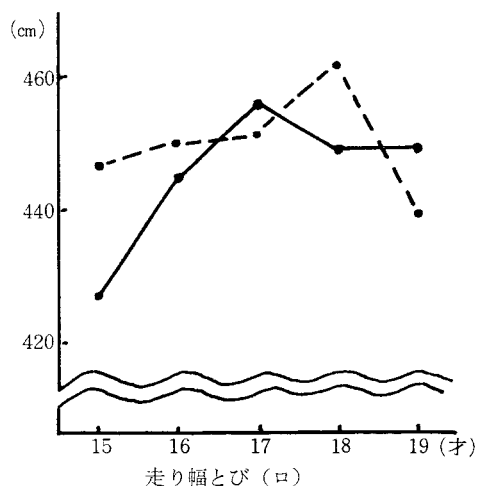
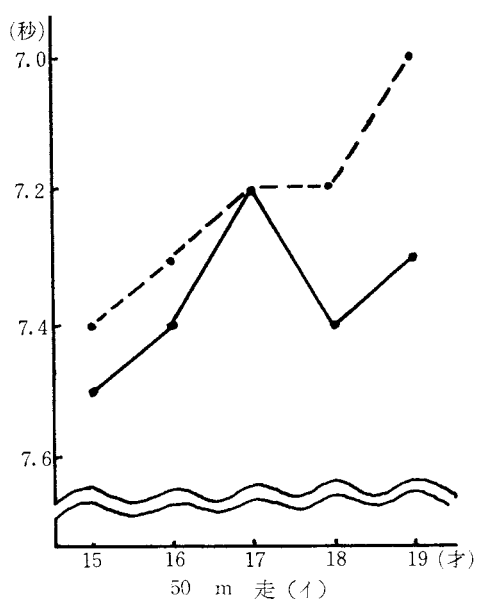
本校の学生は表5にみられるように、どちらかというと運動能力下級者に近いものが多く、やはり体格はよいけれども運動能力の劣っている現代青少年の特徴そのままを示しているようである。このことから本校の学生は前述の如く一般的に体力診断テストの結果としては機能的には特別に劣っているとは考えられなかったけれども狭胸型であって、多少トレーニング不足の傾向が全校的に認められるといっても過言ではないだろう。

2の4 T—スコアによる得点の作成について(表6・図4、5)

本校の学生個々について、体位・体力診断およ

表 3 全国と本校との運動能力テスト年令別平均値一覧表

種 目	15才			16才			17才			18才			19才		
	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D	N	\bar{x}	S·D
50 m 走	116	7.5	0.45	117	7.4	0.42	117	7.2	0.41	97	7.4	0.39	84	7.3	0.37
平均値差		7.4	0.32		7.3	0.30		7.2	0.34		7.2	0.33		7.0	0.35
有意性		0.1			0.1			0			0.2			0.3	
		*			*						**			**	
走り幅	117	427.1	41.76	117	445.7	39.79	116	456.9	39.98	97	450.0	38.54	84	450.0	38.60
平均値差		446.5	34.50		449.5	22.75		451.2	35.00		462.0	32.25		439.2	37.75
有意性		19.4			3.8			(5.7)			12.0			(10.8)	
		**									**			*	
ハンドボール投	117	26.4	4.33	117	28.0	4.22	118	29.4	4.40	97	28.0	4.17	84	28.4	4.23
平均値差		25.9	3.66		27.4	3.45		29.1	3.66		29.0	3.72		28.8	3.12
有意性		(0.5)			(0.6)			(0.3)			1.0			0.4	
											*				
懸垂	118	7.2	3.33	120	8.3	3.45	117	9.2	3.74	97	7.8	3.45	84	8.1	3.50
平均値差		7.4	3.12		7.5	3.33		9.2	3.84		10.2	3.93		9.3	3.48
有意性		0.2			(0.8)			0			2.4			1.2	
					*						**			**	
1,500 m 走	113	355.0	28.62	115	352.0	29.66	117	352.1	30.17	97	364.9	31.50	83	366.3	33.98
平均値差		363.0	26.58		356.4	26.34		356.8	29.20		364.0	30.99		367.8	30.31
有意性		(8.0)			(4.4)			(4.7)			0.9			(1.5)	
		**													



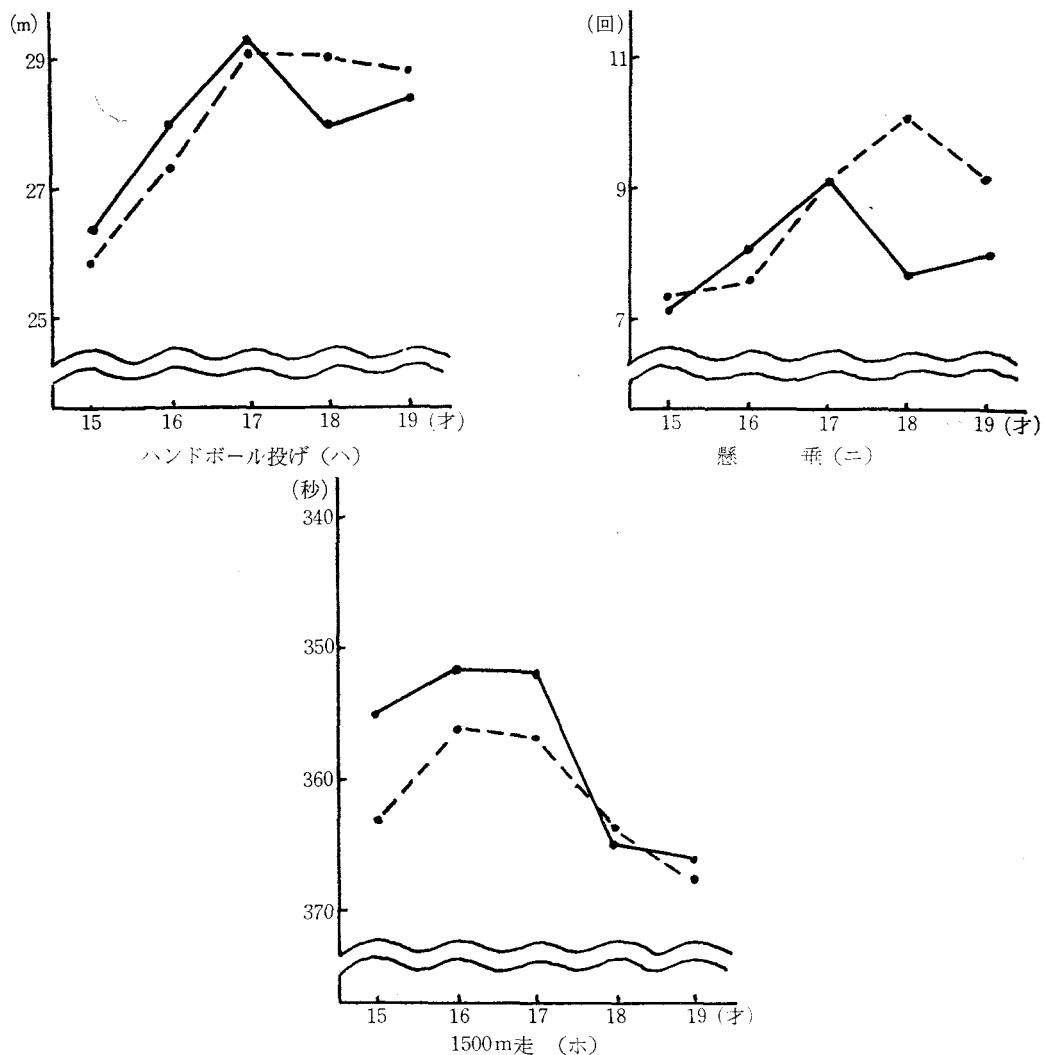


図 3 全国と本校との運動能力テスト年令別平均値の変動 ——— 全国 …… 本校

表 4 本校学生の体力診断テスト年令別総合成績判定結果
Aが上級, Eが最下級, ()印%

段階 年令	A	B	C	D	E	計
15	12 (10.2)	57 (48.7)	45 (38.5)	3 (2.6)		117 (100)
16	28 (25.5)	53 (48.2)	26 (23.6)	3 (2.7)		110 (100)
17	7 (6.1)	48 (41.7)	55 (47.8)	5 (4.4)		115 (100)
18	20 (21.0)	43 (45.3)	28 (29.5)	4 (4.2)		95 (100)
19	10 (11.1)	39 (43.3)	35 (38.9)	5 (5.6)	1 (1.1)	90 (100)

表 5 本校学生の運動能力テスト年令別総合成績判定結果
1が上級, 5が最下級, ()印%

級別 年令	1	2	3	4	5	計
15		2 (1.7)	41 (35.4)	69 (59.5)	4 (3.4)	116 (100)
16		3 (2.5)	45 (38.5)	56 (47.9)	13 (11.1)	117 (100)
17		13 (11.2)	66 (56.9)	36 (31.0)	1 (0.9)	116 (100)
18	2 (2.1)	7 (7.2)	64 (65.9)	22 (22.7)	2 (2.1)	97 (100)
19		5 (5.9)	45 (53.6)	32 (38.1)	2 (2.4)	84 (100)

表 6 T-ス コ ア による 得 点 表

体 位		表 6 1ー5 コー に よ る 得 点 表					
種目		Tー ス コ ア	1 5 才	1 6 才	1 7 才	1 8 才	1 9 才
身 長 (cm)	5	65 以 上	172.9以上	175.2以上	173.8以上	175.9以上	175.9以上
	4	55 ～ 64	167.8～172.8	169.6～175.1	169.6～173.7	171.1～175.8	170.8～175.8
	3	45 ～ 54	162.7～167.7	163.9～169.5	165.3～169.5	166.1～171.0	165.6～170.7
	2	35 ～ 44	157.5～162.6	158.4～163.8	161.1～165.2	161.3～166.0	160.5～165.5
	1	34 以 下	157.4以下	158.3以下	161.0以下	161.2以下	160.4以下
体 重 (kg)	5	65 以 上	62.5以上	65.0以上	66.0以上	67.4以上	67.1以上
	4	55 ～ 64	56.9～ 62.4	59.6～ 64.9	60.2～ 65.9	61.5～ 67.3	61.6～ 67.0
	3	45 ～ 54	51.3～ 56.8	54.1～ 59.5	54.3～ 60.1	55.4～ 61.5	56.0～ 61.5
	2	35 ～ 44	46.8～ 51.2	48.7～ 54.0	48.5～ 54.2	49.5～ 55.3	50.5～ 55.9
	1	34 以 下	46.7以下	48.6以下	48.4以下	49.4以下	50.4以下
胸 囲 (cm)	5	65 以 上	88.3以上	89.5以上	91.4以上	93.2以上	93.6以上
	4	55 ～ 64	83.9～ 88.2	85.6～ 89.4	87.0～ 91.3	88.6～ 93.1	89.2～ 93.5
	3	45 ～ 54	79.3～ 83.8	81.6～ 85.5	82.6～ 86.9	84.5～ 88.5	84.7～ 89.1
	2	35 ～ 44	74.9～ 79.2	77.7～ 81.5	78.2～ 82.5	80.4～ 80.3	80.3～ 84.6
	1	34 以 下	74.8以下	77.6以下	78.1以下	80.3以下	80.2以下
座 高 (cm)	5	65 以 上	92.7以上	93.7以上	93.7以上	93.6以上	94.2以上
	4	55 ～ 64	89.9～ 92.6	90.9～ 93.6	91.1～ 93.6	91.2～ 93.5	91.4～ 94.1
	3	45 ～ 54	86.9～ 89.8	88.0～ 90.8	88.4～ 91.0	88.7～ 91.1	88.5～ 91.3
	2	35 ～ 44	84.0～ 86.8	85.2～ 87.9	85.7～ 88.3	86.3～ 88.6	85.7～ 88.4
	1	34 以 下	83.9以下	85.1以下	85.6以下	86.2以下	85.6以下
体力診断							
種目		Tー ス コ ア	1 5 才	1 6 才	1 7 才	1 8 才	1 9 才
反横 と 復び (点)	5	65 以 上	45.1以上	53.0以上	51.3以上	53.3以上	51.8以上
	4	55 ～ 64	42.2～ 45.0	48.7～ 52.9	47.8～ 51.2	49.6～ 53.2	48.1～ 51.7
	3	45 ～ 54	39.2～ 42.1	44.0～ 48.6	44.3～ 47.7	45.7～ 49.5	44.3～ 48.0
	2	35 ～ 44	36.3～ 39.1	40.2～ 43.9	40.8～ 44.2	41.9～ 45.6	40.6～ 44.2
	1	34 以 下	36.2以下	40.1以下	40.7以下	41.8以下	40.5以下
垂 直 と び (cm)	5	65 以 上	69.8以上	67.8以上	69.8以上	74.4以上	74.9以上
	4	55 ～ 64	63.0～ 69.7	62.5～ 67.7	64.4～ 69.7	68.1～ 74.3	67.5～ 74.8
	3	45 ～ 54	56.1～ 62.9	57.2～ 62.4	58.8～ 64.3	61.7～ 68.0	60.0～ 67.4
	2	35 ～ 44	49.3～ 56.0	52.0～ 57.1	53.3～ 58.2	55.3～ 61.6	55.3～ 59.9
	1	34 以 下	49.2以下	51.9以下	53.2以下	55.2以下	55.2以下
背 筋 力 (kg)	5	65 以 上	172.4以上	184.9以上	184.9以上	198.6以上	192.1以上
	4	55 ～ 64	151.3～172.3	163.1～184.8	167.5～184.8	175.0～198.5	169.1～192.0
	3	45 ～ 54	131.1～151.2	142.2～163.0	146.4～167.4	151.5～174.9	146.1～169.0
	2	35 ～ 44	110.1～131.0	121.4～142.1	125.2～146.3	127.9～151.4	123.1～146.0
	1	34 以 下	110.0以下	121.3以下	125.1以下	127.8以下	123.0以下
握 力 (kg)	5	65 以 上	50.8以上	53.9以上	51.8以上	54.4以上	54.3以上
	4	55 ～ 64	44.6～ 50.7	47.5～ 53.8	46.0～ 51.7	46.5～ 54.3	49.4～ 54.2
	3	45 ～ 54	38.2～ 44.5	41.1～ 47.4	40.0～ 45.9	38.4～ 46.4	44.5～ 49.3
	2	35 ～ 44	31.9～ 38.1	34.8～ 41.0	34.1～ 39.9	30.5～ 38.3	39.6～ 44.4
	1	34 以 下	31.8以下	34.7以下	34.0以下	30.4以下	39.5以下
伏 臥 上 体 し (cm)	5	65 以 上	68.1以上	66.9以上	70.0以上	72.0以上	68.5以上
	4	55 ～ 64	61.6～ 68.0	60.8～ 66.8	63.3～ 69.9	65.3～ 71.9	61.2～ 68.4
	3	45 ～ 54	55.0～ 61.5	54.6～ 60.7	56.6～ 63.2	58.6～ 65.2	53.8～ 61.1
	2	35 ～ 44	48.5～ 54.9	48.5～ 54.5	49.9～ 56.5	52.0～ 58.5	46.6～ 53.7
	1	34 以 下	48.4以下	48.4以下	49.8以下	51.9以下	46.5以下
立 前 位 屈 体 屈 (cm)	5	65 以 上	22.1以上	21.6以上	22.9以上	24.4以上	22.1以上
	4	55 ～ 64	17.0～ 22.0	16.6～ 21.5	17.3～ 22.8	19.7～ 24.3	17.6～ 22.0
	3	45 ～ 54	11.7～ 16.9	11.6～ 16.5	11.6～ 17.2	14.9～ 19.6	12.9～ 17.5
	2	35 ～ 44	6.6～ 11.6	6.7～ 11.5	6.1～ 11.5	10.2～ 14.8	8.3～ 12.8
	1	34 以 下	6.5以下	6.6以下	6.0以下	10.1以下	8.2以下
踏 み 台 昇 降	5	65 以 上	68.1以上	72.3以上	70.4以上	79.4以上	74.1以上
	4	55 ～ 64	60.7～ 68.0	63.5～ 72.2	62.0～ 70.3	67.8～ 79.3	65.6～ 74.0
	3	45 ～ 54	53.1～ 60.6	54.7～ 63.4	53.5～ 61.9	56.1～ 67.7	57.1～ 65.5
	2	35 ～ 44	45.7～ 53.0	45.9～ 54.6	45.1～ 53.4	44.5～ 56.0	48.6～ 57.0
	1	34 以 下	45.6以下	45.8以下	45.0以下	44.4以下	48.5以下

運動能力

種目	T-ス	コ	ア	15才	16才	17才	18才	19才
50m走 (秒)	5	65	以上	6.8以上	6.8以上	6.6以上	6.6以上	6.4以上
	4	55	～ 64	7.2～ 6.9	7.1～ 6.9	7.0～ 6.7	6.9～ 6.7	6.8～ 6.5
	3	45	～ 54	7.6～ 7.3	7.5～ 7.2	7.4～ 7.1	7.3～ 7.0	7.2～ 6.9
	2	35	～ 44	7.9～ 7.7	7.8～ 7.6	7.7～ 7.5	7.7～ 7.4	7.5～ 7.3
	1	34	以下	8.0以下	7.9以下	7.8以下	7.8以下	7.6以下
走り幅 び (cm)	5	65	以上	498.4以上	491.2以上	503.9以上	510.5以上	496.1以上
	4	55	～ 64	463.9～498.3	463.5～491.1	468.9～503.8	478.2～510.4	458.2～496.0
	3	45	～ 54	429.3～463.8	435.6～463.4	433.8～468.8	445.9～478.1	420.4～458.1
	2	35	～ 44	394.8～429.2	407.9～435.5	398.8～433.7	413.6～445.8	382.6～420.3
	1	34	以下	394.7以下	407.8以下	398.7以下	413.5以下	382.5以下
ハンド ボール 投げ (m)	5	65	以上	31.5以上	32.7以上	34.7以上	34.7以上	33.7以上
	4	55	～ 64	27.9～ 31.4	29.3～ 32.6	31.1～ 34.6	31.0～ 34.6	30.6～ 33.6
	3	45	～ 54	24.1～ 27.8	25.7～ 29.2	28.3～ 31.0	27.2～ 30.9	27.3～ 30.5
	2	35	～ 44	20.4～ 24.0	22.3～ 25.6	24.6～ 28.2	23.4～ 27.1	24.2～ 27.2
	1	34	以下	20.3以下	22.2以下	24.5以下	23.3以下	24.1以下
懸 垂 (回)	5	65	以上	12.2以上	12.6以上	15.1以上	16.3以上	14.7以上
	4	55	～ 64	9.1～ 12.1	9.3～ 12.5	11.3～ 15.0	12.3～ 16.2	11.2～ 14.6
	3	45	～ 54	5.9～ 9.0	5.9～ 9.2	7.3～ 11.2	8.3～ 12.2	7.6～ 11.1
	2	35	～ 44	2.8～ 5.8	2.5～ 5.8	3.5～ 7.2	4.4～ 8.2	4.4～ 7.5
	1	34	以下	2.7以下	2.4以下	3.4以下	4.3以下	4.3以下
1,500m走 (秒)	5	65	以上	323.0以上	316.8以上	313.0以上	317.4以上	322.3以上
	4	55	～ 64	349.6～323.1	343.1～316.9	342.2～313.1	348.4～317.5	352.6～322.4
	3	45	～ 54	376.3～349.7	369.6～343.2	371.5～342.3	379.5～348.5	383.0～352.7
	2	35	～ 44	402.9～376.4	395.9～369.7	400.7～371.6	410.5～379.6	413.3～383.1
	1	34	以下	403.0以下	396.0以下	400.8以下	410.6以下	413.4以下

図 4

氏名	種目	身長	体重	胸囲	座高	50m走	走り幅 び	ハンド ボール 投げ	懸垂	1,500 m 走
A	やせ型	174.0	49.0	80.8	89.1	7.7	460.0	23.0	6.0	4.02
B	太り型	169.1	69.0	90.0	90.0	7.4	408.0	25.0	4.0	3.54
全	国	164.1	53.0	81.7	88.0	7.5	427.1	26.4	7.2	3.55

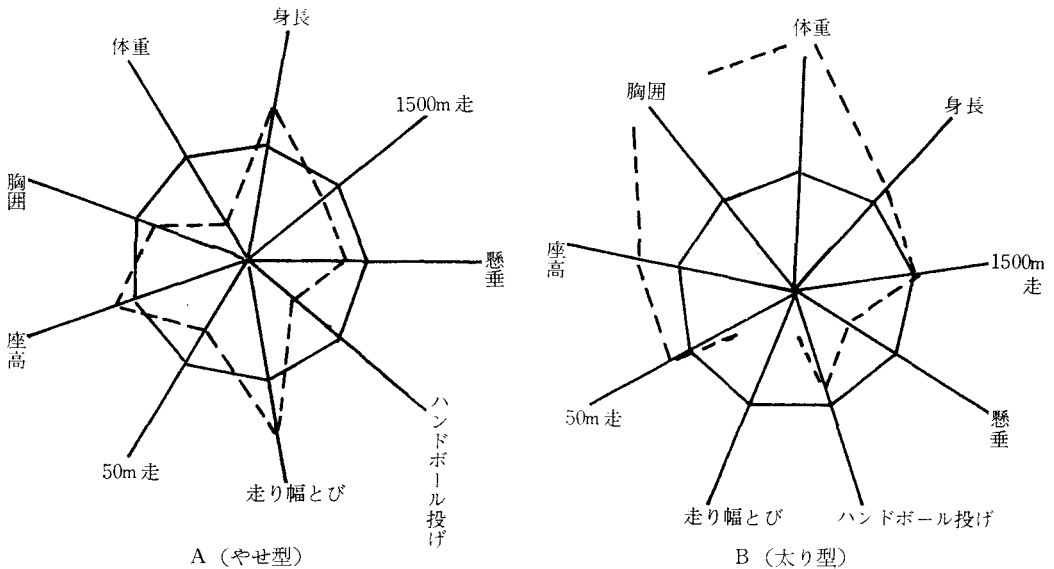


図 5 — 全 国 A・B 者

表 7 相 関 係 数 の 有 意 水 準 表 () 印15才の調査標本数

	体 重	胸 囲	座 高	50 m 走	走 幅 と び	ハンドボ ール投げ	懸 垂	持 久 走 1,500 m
身 長	0.59*** (115)	0.37*** (117)	0.59*** (114)	0.24* (112)	0.32** (114)	0.36*** (114)	0.14— (115)	0.16— (107)
	体 重	0.76*** (116)	0.54*** (115)	0.26** (114)	0.30** (114)	0.47*** (114)	0.02— (115)	0.17— (110)
			0.37*** (115)	0.32** (108)	0.31** (114)	0.43*** (113)	0.10— (115)	0.29** (110)
			座 高	0.35*** (114)	0.22* (114)	0.36*** (114)	0.01— (115)	0.01— (109)
				50 m 走	0.59*** (114)	0.38*** (113)	0.14— (114)	0.36*** (109)
					走 幅 と び		0.47*** (113)	0.19— (112)
						ハンドボ ール投げ	0.13— (112)	0.29** (106)
							懸 垂	0.15— (110)
								持 久 走 1,500 m

び運動能力の観点から、自己の測定成績を比較させ、各種目別の能力を向上させ、各年令別の平均値と標準偏差を利用して、どんな関連性があるか認めさせるために次の公式を作成した。

$$T\text{—スコア} = 50 + \frac{10(X - \bar{x})}{S \cdot D}$$

X = 個人の測定値, \bar{x} = 母集団の平均値

$S \cdot D$ = 母集団の標準偏差値

本校学生の体型（やせ型と太り型）に差異のある15才A・B両者を実例として図4、5にその記録を示し観察してみた。

2の5 体位および運動能力の相関係数とその有意性について（表7）

a 結果の整理について

本校学生15才を対象として、体位・運動能力の全種目別に相関係数をつかって相関表を作成した結果、表7に示すように認められた。

相関係数の検定は次の公式によって算出した。

$$r = \frac{S \times Y}{\sqrt{S(XX)S(YY)}} \quad t = r \sqrt{\frac{n-2}{1-r^2}}$$

r = 相関係数, t = 相関のあるなしの検定

表7の相関係数の有意水準表で水準を示すため次の記号であらわす。

$P > 0.05$ ならば差なしとして記号—

$P \leq 0.05$ ならば差ありとして記号*

$P \leq 0.01$ ならば差ありとして記号**

$P \leq 0.001$ ならば差が著しいとして記号***

b 結果の比較

表7の結果から比較すると、ほとんど相関がな

い種目は身長と懸垂、身長と持久走(1500m走)、体重と懸垂、体重と持久走(1500m走)、胸囲と懸垂、座高と懸垂、座高と持久走(1500m走)、50m走と懸垂、走り幅とびと懸垂、ハンドボール投げと懸垂、懸垂と持久走(1500m走)であった。

低い相関ありが身長と胸囲、身長と50m走、身長と走り幅とび、身長とハンドボール投げ、体重と50m走、体重と走り幅とび、胸囲と座高、胸囲と50m走、胸囲と走り幅とび、胸囲と持久走(1500m走)、座高と50m走、座高と走り幅とび、座高とハンドボール投げ、50m走とハンドボール投げ、50m走と持久走(1500m走)、走り幅とびと持久走(1500m走)、ハンドボール投げと持久走(1500m走)であった。

かなりの相関ありが身長と体重、身長と座高、体重と座高、体重とハンドボール投げ、胸囲とハンドボール投げ、50m走と走り幅とび、走り幅とびとハンドボール投げであった。高い相関ありが体重と胸囲であった。きわめて高い相関ありの種目はないという結果が認められた。

また体位と体力診断、体力診断と運動能力の全種目別についての相関係数ならびに有意性の算出や、運動選手と非運動選手、通学生と寮生などの体位、体力診断、運動能力などについては次期第3報にて報告したい考えである。

§ 3 総 括

前述の測定記録の結果、体位や体力診断につい

ては殆んどすぐれているのが認められるが、基本的応用能力である運動能力については発揮できないものが多数みうけられたということは、わが国の青少年の一般的傾向とはいえ特に本校の学生は前述の如く狭胸型であり、多分にトレーニング不足の傾向が全校的に認められるといっても過言ではないと思い、これからの学習指導上の留意点の一つにし健康教育をすすめるなければならないとおもわれる。今後、現在までの資料を基礎として、個人や全体の発達変動とか、各学生の体型別の指導や回帰とか、信頼性と妥当性について、いっそう研究を進めて行く次第である。

おわりに、以上の報告は分析も考察も不十分で、しかも不確実であるが、本校学生の身体的側

面の実態をよく理解することは高等専門学校教育の目標達成の一助ともなればと考えて報告する次第である。

なお、この稿をなすにあたっては非常勤の平松教官の協力を得て調査研究を作成したものである。

文 献

- 1) 文部省体育局, 昭和42年度体力・運動能力調査報告書
- 2) 松島茂善 スポーツテスト
- 3) 日丸哲也, 永田晁 体力統計法
- 4) 松井三雄, 他 体育測定法

(昭和45年1月12日受付)

編 集 委 員

中 村 正 三

糸 島 寛 典

改 発 正

篠 田 治 夫

高 井 芳 治

富士田 瑞 穂

呉工業高等専門学校
研 究 報 告

第5巻 第2号 (1970)

(通巻第6号)

昭和45年3月印刷

昭和45年3月発行

編集兼
発行者 呉工業高等専門学校

〒737 呉市豊栄2丁目2ノ1

電話 呉 (0823) 71—9121

印刷所 中本総合印刷株式会社

〒730 広島市大州5丁目1番1号

電話 広島 (0822) 81—1221

MEMOIRS OF THE KURE TECHNICAL COLLEGE

Theoretical Study upon Fuel Consumption Characteristics of a Diesel EngineIsao KUBOTA..... 1
On the Application of Ca-Si-Deoxidized Steel to Drilling (Cutting Force and Machined Accuracy)	(Report 1).....Toshiyuki SATONOBU..... 7
On the Application of Ca-Si-Deoxidized Steel to Drilling (Tool Life)Toshiyuki SATONOBU.....13
Studies on the Compound Chains of the KitesHironori ITOSHIMA.....19
On the Specific Sliding of the Disc CamHironori ITOSHIMA.....29
Studies on 4-Gear Drives (Report 2).....Hironori ITOSHIMA and Benji KATAOKA.....41
Studies on Phase Velocities of Coaxial Helical Lines.....Shozo NAKAMURA.....53
The Work Efficiency in the Sodium Vapour Lamp LightingKazuhiko HARADA.....57
Simple wideband Multiplier and Divider using MOSFETHiroshi ŌTAGAKI and Yoshinobu KUROSE.....63
The Characteristics of Electrical Discharge in SF ₆ -Gas (Report 1).....Masaaki WAKAMIYA and Toshihide NOMURA.....75
Studies on the Traffic Noise (Report 3)Takeshi FUJII.....81
(On the Noise from Broader Motorway)	
Investigation of Actual Condition of Structures Supported by Direct Footings on the Weathering Granite or SoilYoshiji TAKAI and Mitsumasa NISHIMURA.....87
(Investigation Result around Kure City)	
Effect of Arrangement of Reinforcement on Ultimate Strength of Reinforced Concrete ColumnsYasuhiro FUKUHARA... 101
A Study on the Physical Constitution, Strength, and Faculties of the Students of Kure Technical College (Report 2).....Takeo HORI and Tokusi ISIJIMA... 119