

な圧力ピックアップにて記録させた。またクランク軸端のVプーリに突起を設け、この突起が定置マグネットの磁束を切る際に発生する電圧パルスをおシロに入れ、第1図A側ピストンの上死点をオシログラムに記録した。

圧力波の伝播速度は音速 a と同じであり、

$$a = \sqrt{\frac{KP}{\rho}} = \sqrt{KgRT} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 K : 断熱圧縮指数 (空気に対し 1.4)

P : 圧縮空気の圧力

ρ : 圧縮空気の密度

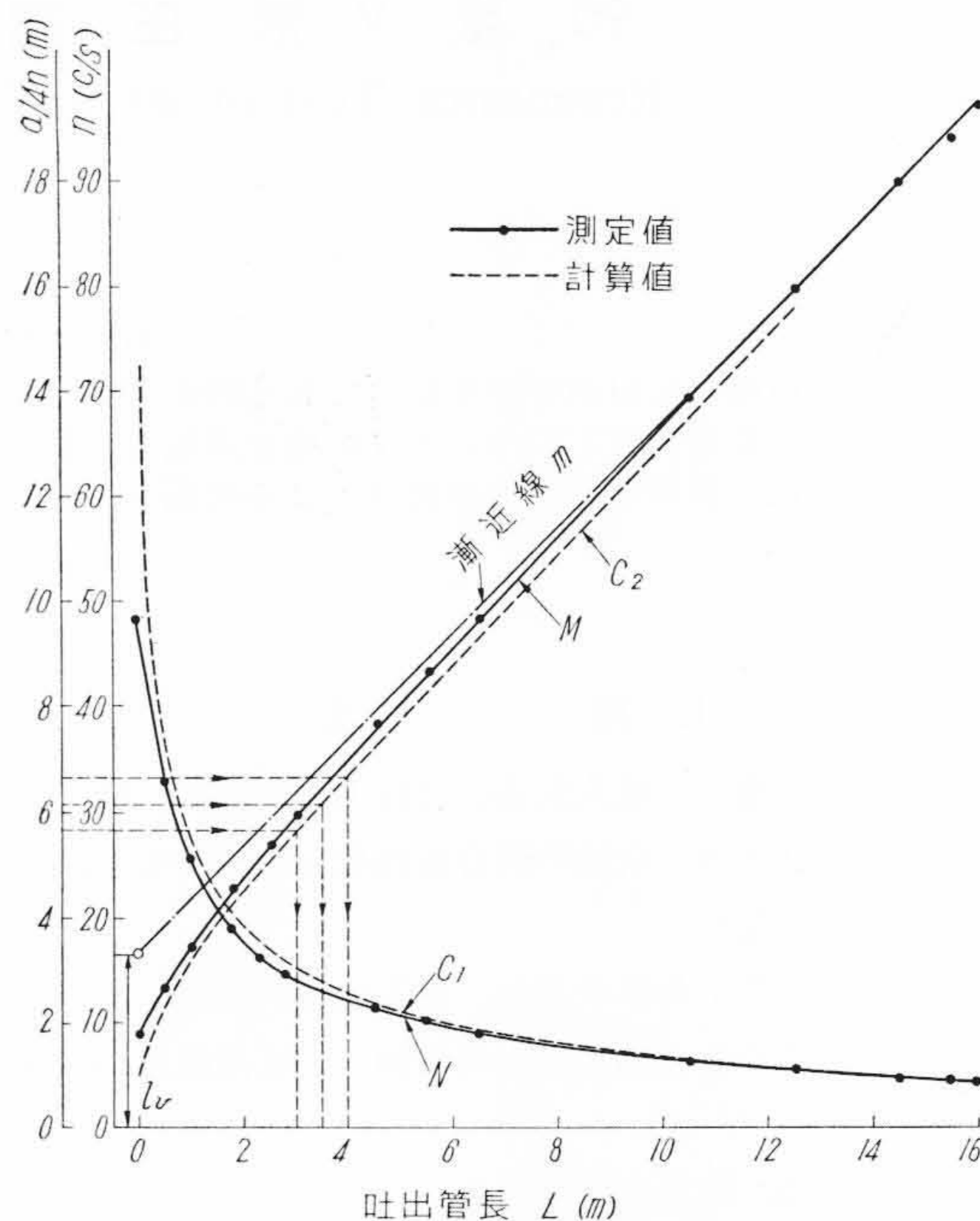
R : ガス常数

T : 圧縮空気の絶対温度

g : 重力の加速度

で表わされ、圧力波の伝播速度は温度によって変わるゆえ、第1図の集合管および空気槽入口付近の管内温度 t_1 および t_2 を測定した。

共振実験に先立ち吐出管系の固有振動数を調べた。この吐出管系は空気槽との接合部を開放端にし、根元は閉塞せる系である。そこで空気槽を吐出管端から取りはずし、圧縮機は停止したままにし、管端に手製のゴムピストンを挿入し、急激にこれを抜き出したときの気筒蓋の



第3図 固有振動数の測定結果

吐出室に生ずる圧力脈動を記録して、脈動の振動数を調べた。

3. 実験結果

3.1 各吐出管の長さに対する固有振動数

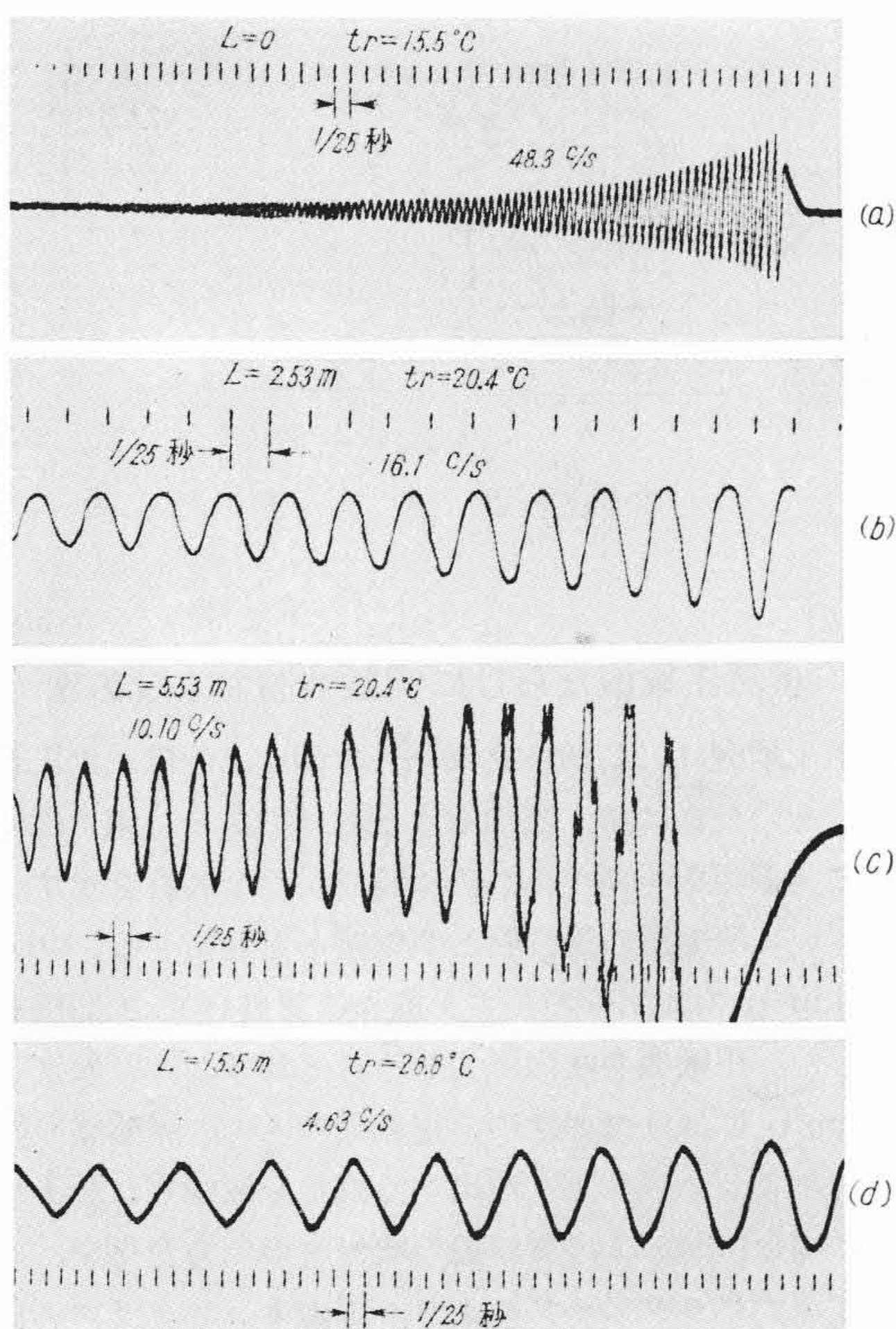
第2図(a)(b)(c)(d)は、吐出管の長さが種々の場合に、第1図のAシリンダの吐出室に、圧力ピックアップを取り付けて記録した固有振動である。図中の縦線は $1/25$ 秒のタイムマークであり、これから振動数を計算した値を図に記してある。振動数は管の長いほど低減しており、いずれの場合にも時間の経過に従い波形が減衰している。第3図の曲線 N は、これらの実測せる振動数 n を縦軸にとり、横軸に吐出管長 L をとって描いてある。また図中の右上りの曲線 M は、そのときの音速 a を $4n$ にて除した $\frac{a}{4n}$ を描いてある。一端を閉塞せる長さ l なる管の基本振動数を n とすると、

$$l = \frac{\lambda}{4} = \frac{a}{4n} \quad \dots\dots\dots (2)$$

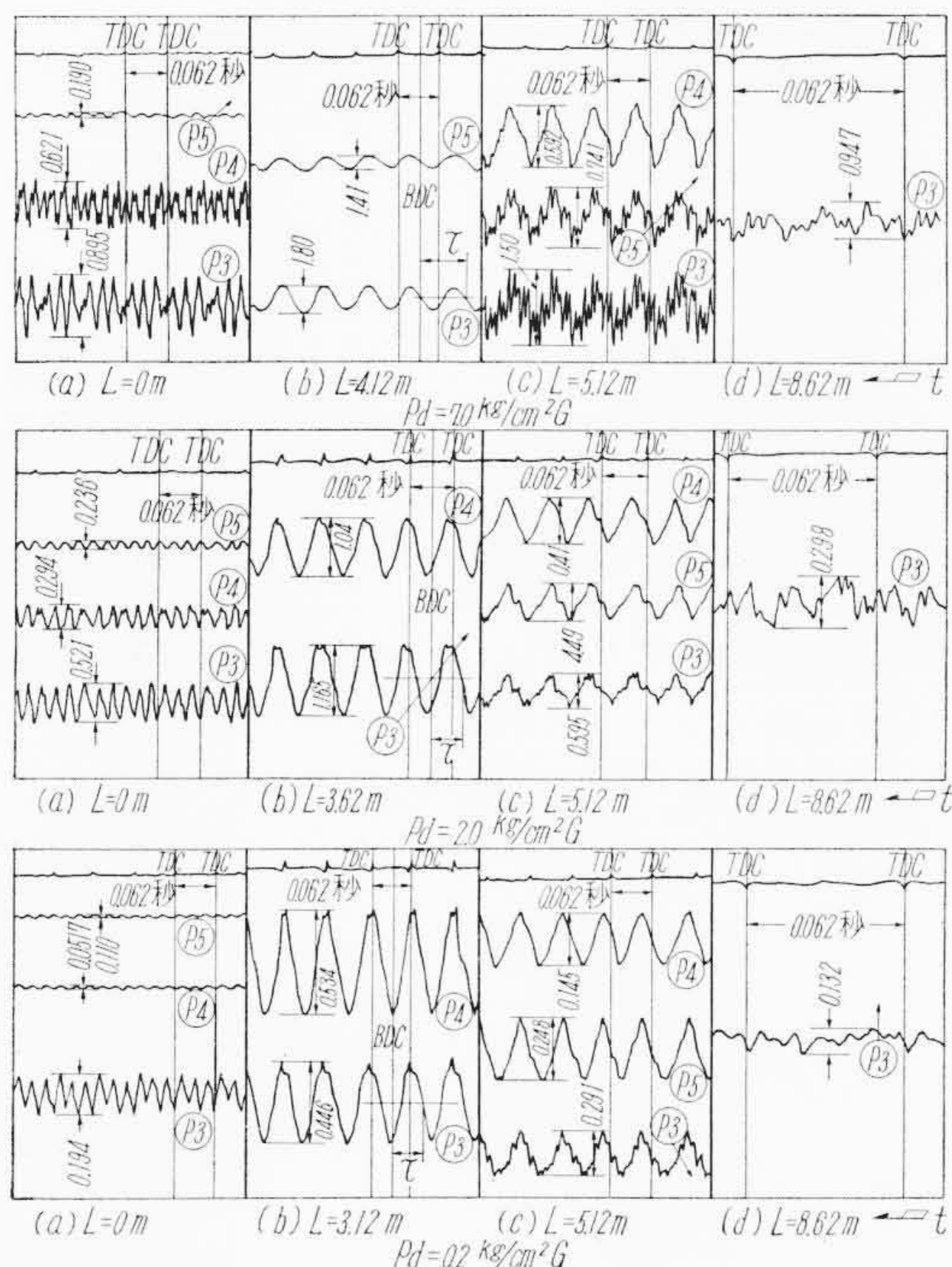
ここに、 λ : 管内に起る基本振動の波長である。それゆえ M 曲線は、各吐出管をつけた吐出管系の等価管長を意味している。

3.2 吐出管の長さを変えて圧縮機を運転した場合

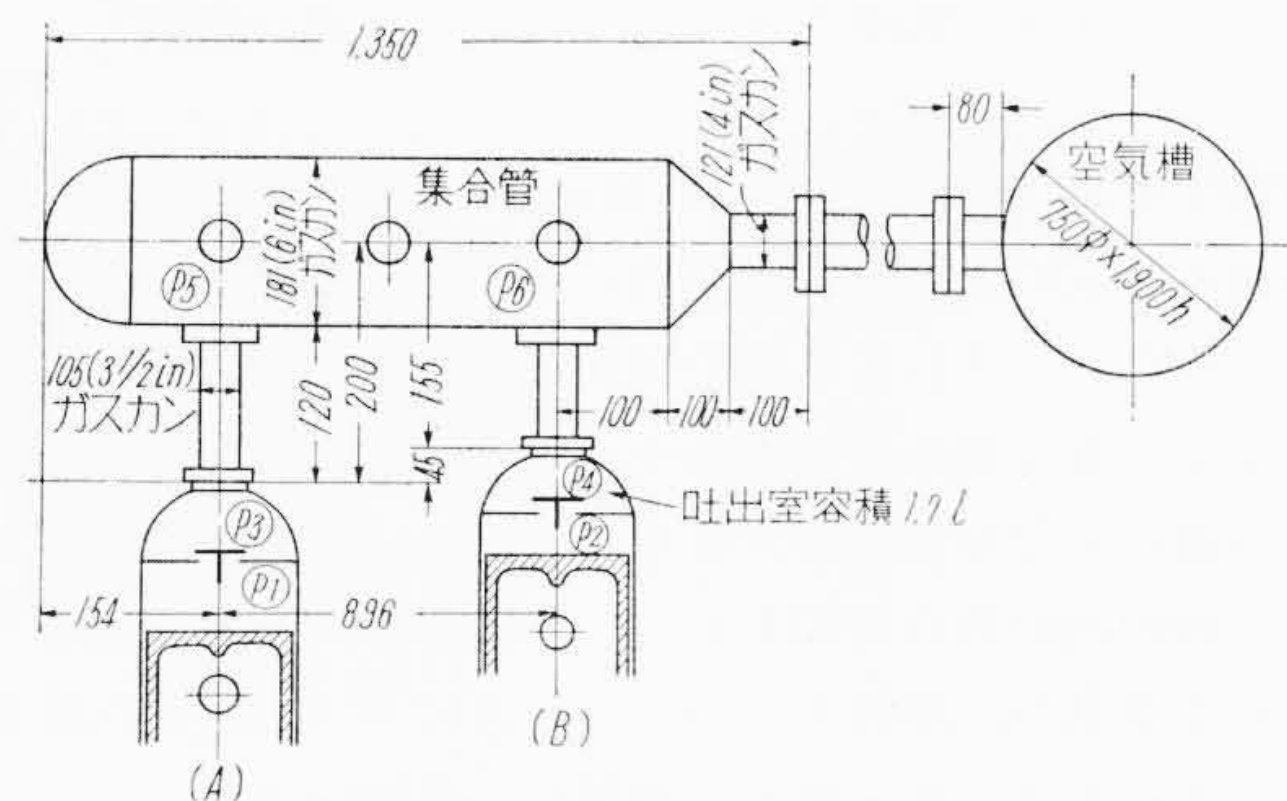
集合管に付加せる吐出管の長さを、漸次長くしていった際に観察された代表的な波形を第4図に示す。これらのオシログラムに、㊶㊷㊸…と記入したのは、それぞれ第5図の㊶㊷㊸…と記入した位置で測った圧力である。



第2図 固有振動のオシログラム

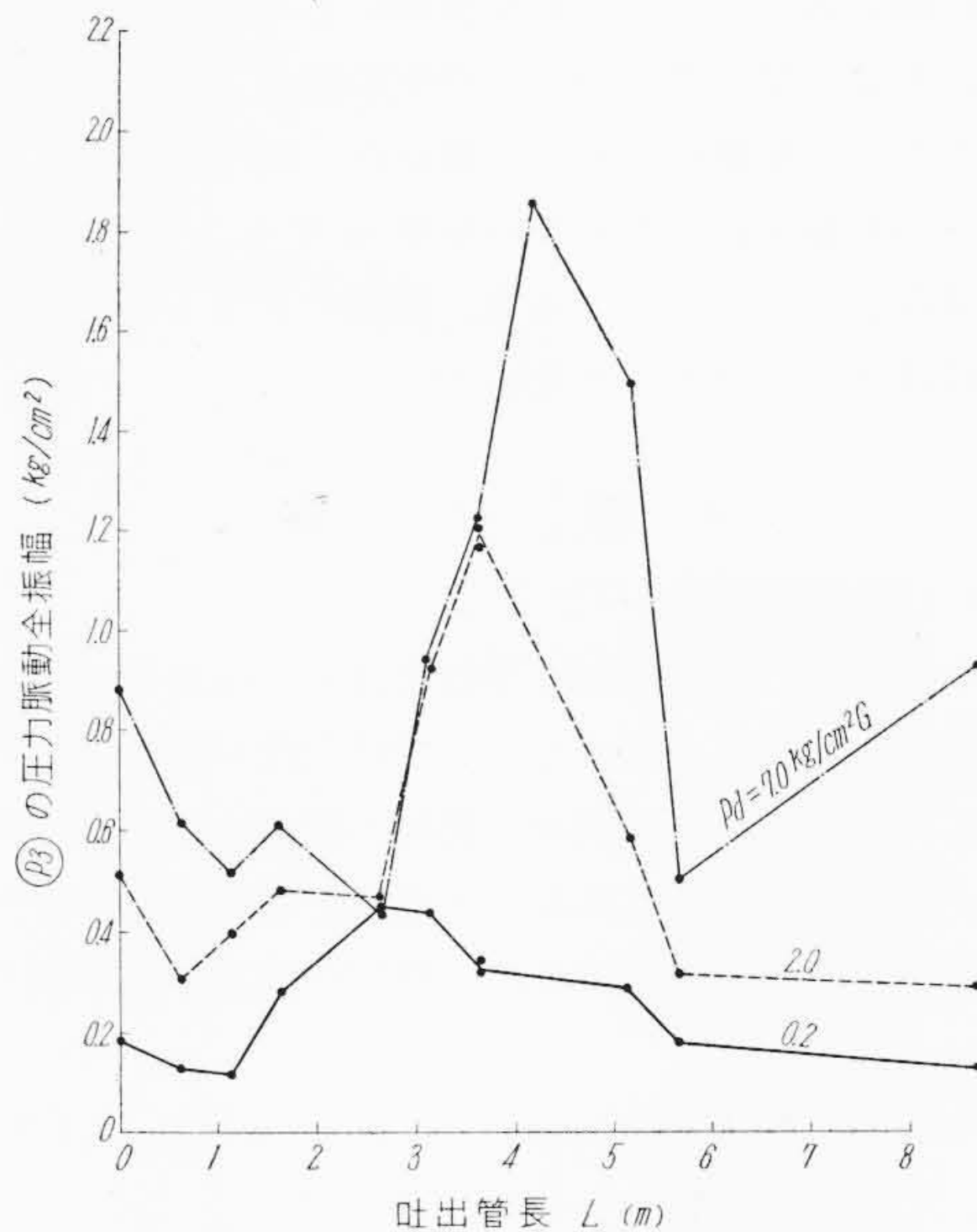


第4図 種々の吐出管長および吐出圧力における諸所の圧力変化

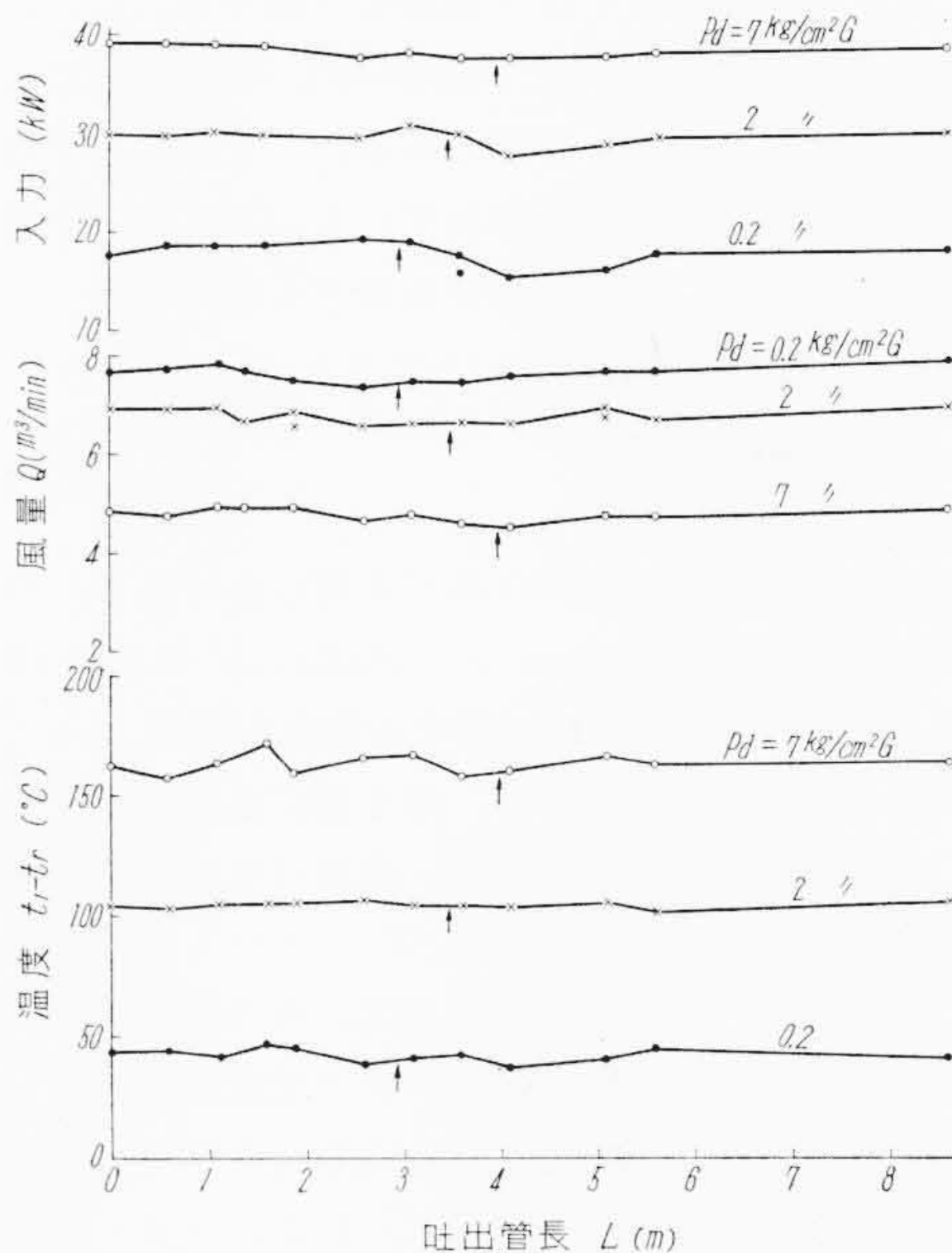


第5図 吐出集合管系

第4図 (a) 列のオシログラムでは吐出圧力が 0.2 と 2.0 kg/cm²G においては、諸所の波形は回転数の 3 倍の 49 c/s の振動が表われ、吐出圧力が 7 kg/cm²G の時は回転数の 4 倍の 56 c/s の振動が表われている。(b) および (c) のオシログラムでは、振動数は回転数に一致した 16.2 c/s が支配的である。振幅の絶対値は、各オシログラムの中に記入してあるが、(b) の場合が著しく大きくなっている。最後に (d) は実験の都合によりフィルムが速くなっているが、③に明瞭な周期が認められない。これらのオシログラムから、吐出管長 L と圧力脈動の全振幅との関係を第6図の線図に描いた。圧力振幅の大きいところは共振が起っていると判断され



第6図 吐出管の長さによる圧力振幅の変化



第7図 吐出管長と入力、風量、温度上昇との関係

る。吐出圧力 $P_d = 0.2$ kg/cm²G のとき $L = 0$ および $L \div 3$ m, $P_d = 2$ kg/cm²G のとき $L = 0$ および $L \div 3.5$ m, $P_d = 7$ kg/cm²G のとき $L = 0$ および $L \div 4$ m で共振が起っている。ただし $L = 0$ と、 $L = 3.5$ m 付近とではまったく振動数を異にしており、従来問題にされているのは後者である。共振を起す管長は、吐出圧力に応じて吐出空気温度が異なり、圧力波の伝播速度 a が変化するゆえ、差異を生じている。

次に第7図は吐出管長 L を横軸にとり、圧縮機の入力、風量、および集合管内の吐出空気温度上昇（試験時の室温との差）を縦軸にとって描いた。図中矢印を入れたところが共振を起したところを指示する。これをみると、共振状態において、馬力、温度の異常上昇、風量の減少はほとんど認められない。

4. 考察

4.1 固有振動数

第3図に描いた曲線 M は等価管長 l と吐出管長 L との関係を表わし、 L が長いところでは勾配45度の直線に漸近している。この漸近線 m が縦線と交わる点の縦座標の値 l_v （ $\div 3.3$ m）は、気筒蓋の吐出室と集合管との合計体積 V を、吐出管の断面積 A にて除した換算管長に相当する。

$$\text{すなわち、} l = L + l_v \dots\dots\dots (3)$$

$$l_v = \frac{V}{A} \dots\dots\dots (4)$$

しかして、実際の $V = 0.0283 \text{ m}^3$ 、 $A = 0.0083 \text{ m}^2$ より計算すると $l_v = 3.24 \text{ m}$ となり実測と一致する。したがって管長 L が長いときは、この振動系は $l = l_v + L$ なる一端閉管とみなしうることが知られるが、管長が短くなると、 M 曲線は漸近線 m から離れている。これは、一般に容積 V なるタンクに一端開放せる長さ L なる管のついた振動系の、固有円振動数を ω とすると、

$$\tan \frac{\omega L}{a} = \frac{Aa}{V\omega} \dots\dots\dots (5)$$

にて計算せられることからみても明らかである。今 15°C における音速 $a = 340 \text{ m/s}$ と、前述の V の値を用いて、(5)式から種々の L に対する固有振動数 $n = \frac{\omega}{2\pi}$ ならびに $a/4n$ を計算すると、第3図に点線で示す曲線 C_1 および C_2 のごとくなる。 C_1 曲線は実測せる振動数の曲線 N とかなりよく合っている。ただし管長 L が 0.5 m 以下に短くなったところでは、両曲線の差が大きくなっている。これは集合管をタンクで置換できないことを意味している。今吐出管内の実測せる空気温度と、これに対する音速より、(2)(3)および(4)式により計算せる共振吐出管長 $L = l - l_v$ 、ならびに(5)式により計算せる共振吐出管長を、第6図に示した実測せる共振吐出管長と、比較し第2表に示す。これによると、(5)式により計算した値は実測値によく合っている。なお(5)式より L を見出すには、第3図の曲線 C_2 において、上表中の l に対応する点の横座標より求めた。

4.2 フーリエ級数に分けての考察

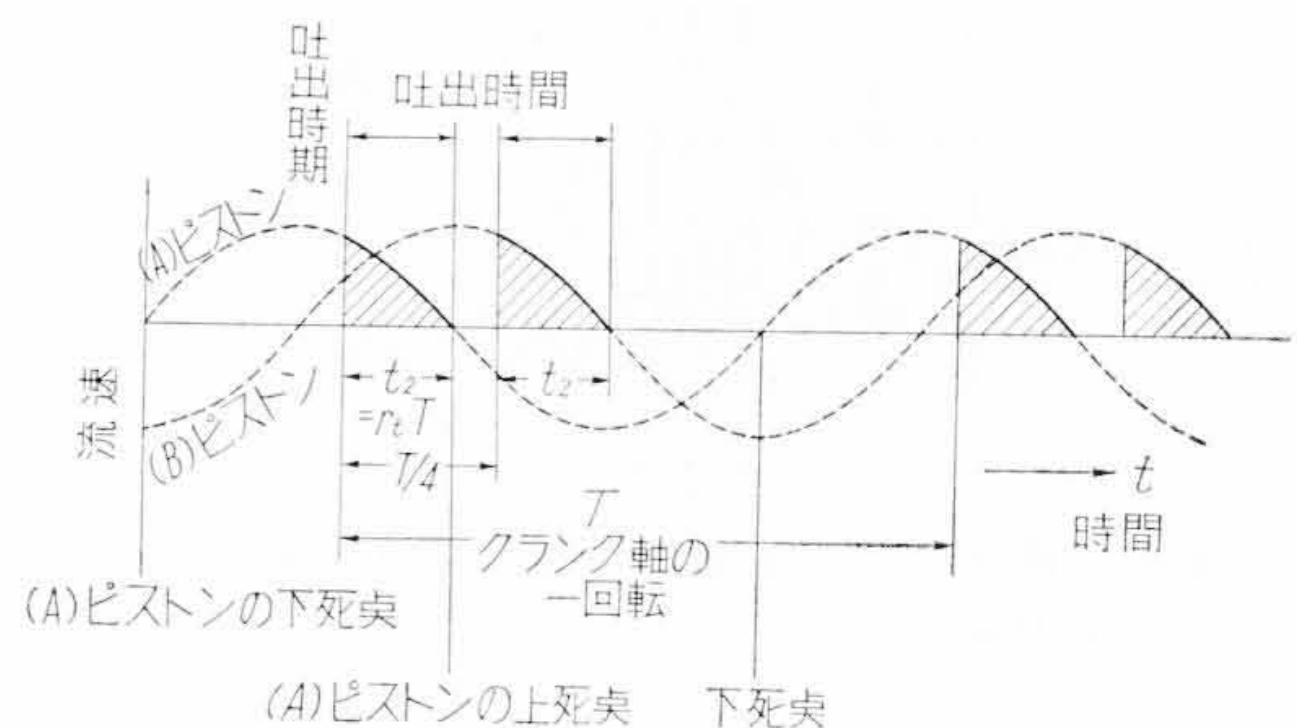
吐出弁を通して吐出される空気の流れは、時々刻々のピストン速度に比例し、かつ、自動弁は気筒内の圧力が吐出圧力に等しくなったとき、瞬間的に全開するものと

第2表 共振管長の計算値

吐出圧力 P_d (kg/cm ² G)	0.2	2.0	7.0
吐出管内の実測温度 t (°C)	65	125	185
t °Cにおける音速 a (m/s)	369	400	429
(2)式による $l = \frac{a}{4n}$	5.71	6.20	6.64
(3)および(4)式により計算せる共振吐出管長 L (m)	2.41	2.90	3.34
(5)式により計算せる共振吐出管長 L (m)	3.05	3.50	4.0
実測せる共振吐出管長 L (m)	3	3.5	4

注：表中の n は

$$n = \frac{\text{圧縮機の回転数}}{60} = \frac{970}{60} = 16.2 \text{ c/s とした}$$



第8図 90度V形圧縮機の吐出流速の模型

仮定すると、90度V形配列の場合に、2個の気筒から吐出される空気の流れは、模型的にかくと第8図のようになる。ただし、これら2個の気筒が吐出す位置は異なっているが、集合管に付加せる吐出管の先方においては、吐出位置の相違を無視できるものとする。このようにクランク軸の回転数の周期をもって、2つの山をもって吐出される空気が、配管系を流れるときに生ずる圧力脈動は、これをフーリエ級数に展開し、各展開項により生ずる圧力振幅を考えればよい。第8図の各波の風量を、A側のピストンに対し $I \sin \omega t$ とし、B側のピストンに対し $I \sin(\omega t - \frac{\pi}{4})$ とおき、これらを合成せるフーリエ級数を

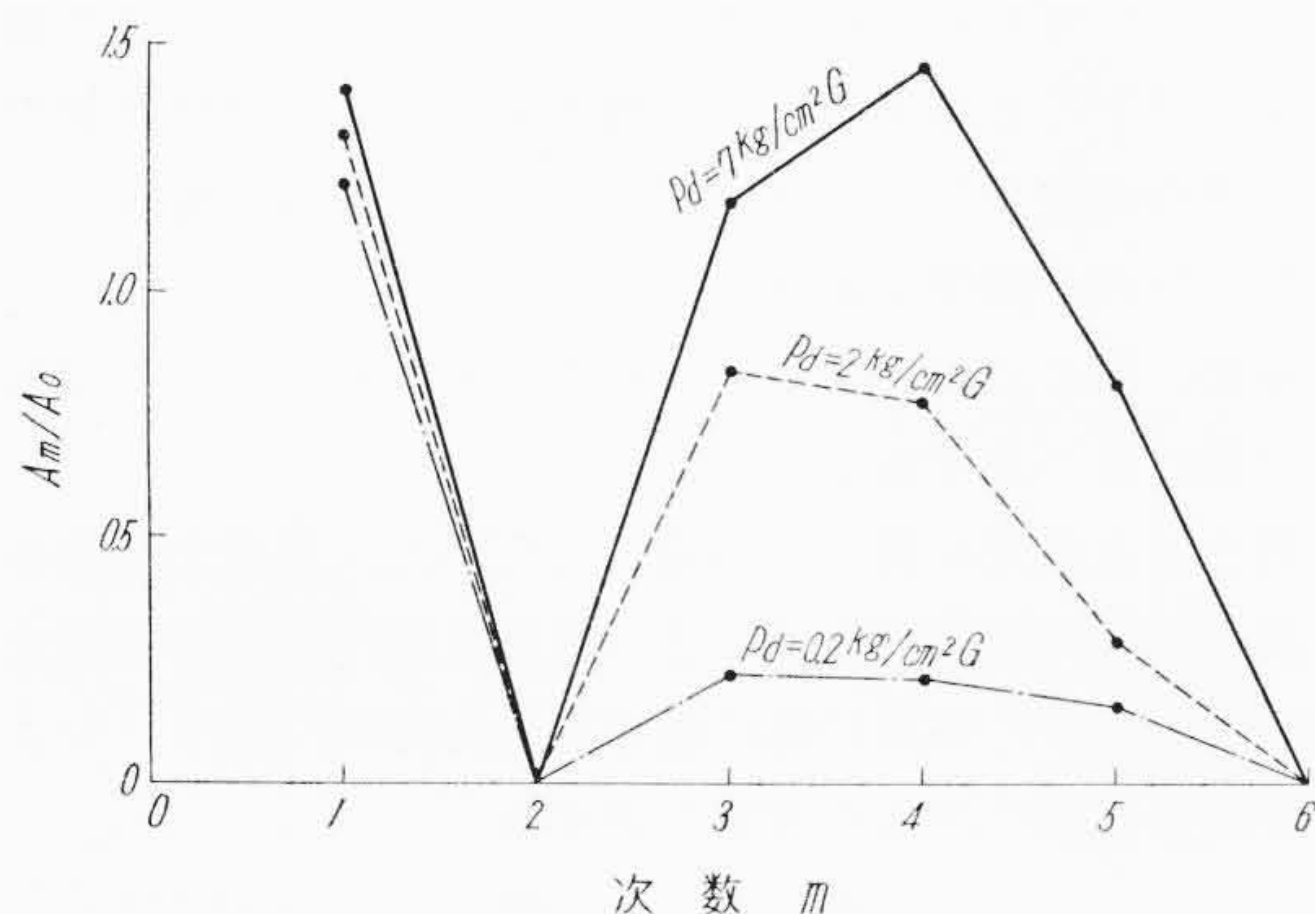
$$i = \sum_{m=1}^{\infty} \alpha_m \sin m \omega t + \sum_{m=0}^{\infty} \beta_m \cos m \omega t \\ = \sum_{m=0}^{\infty} A_m \sin(m \omega t + \varphi_m) \dots\dots\dots (6)$$

ここに、 $\omega = 2\pi n$

n : 圧縮機の回転数

m : フーリエ級数の次数

φ_m : 時間 $t = 0$ における初期値を決定する位相角で、A側のピストンの下死点よりも進んでいる角度を示し、これに対応する



第9図 各吐出圧力における流速をフーリエ展開した A_m/A_0 の図表

クランク角度は φ_m/m に相当する。

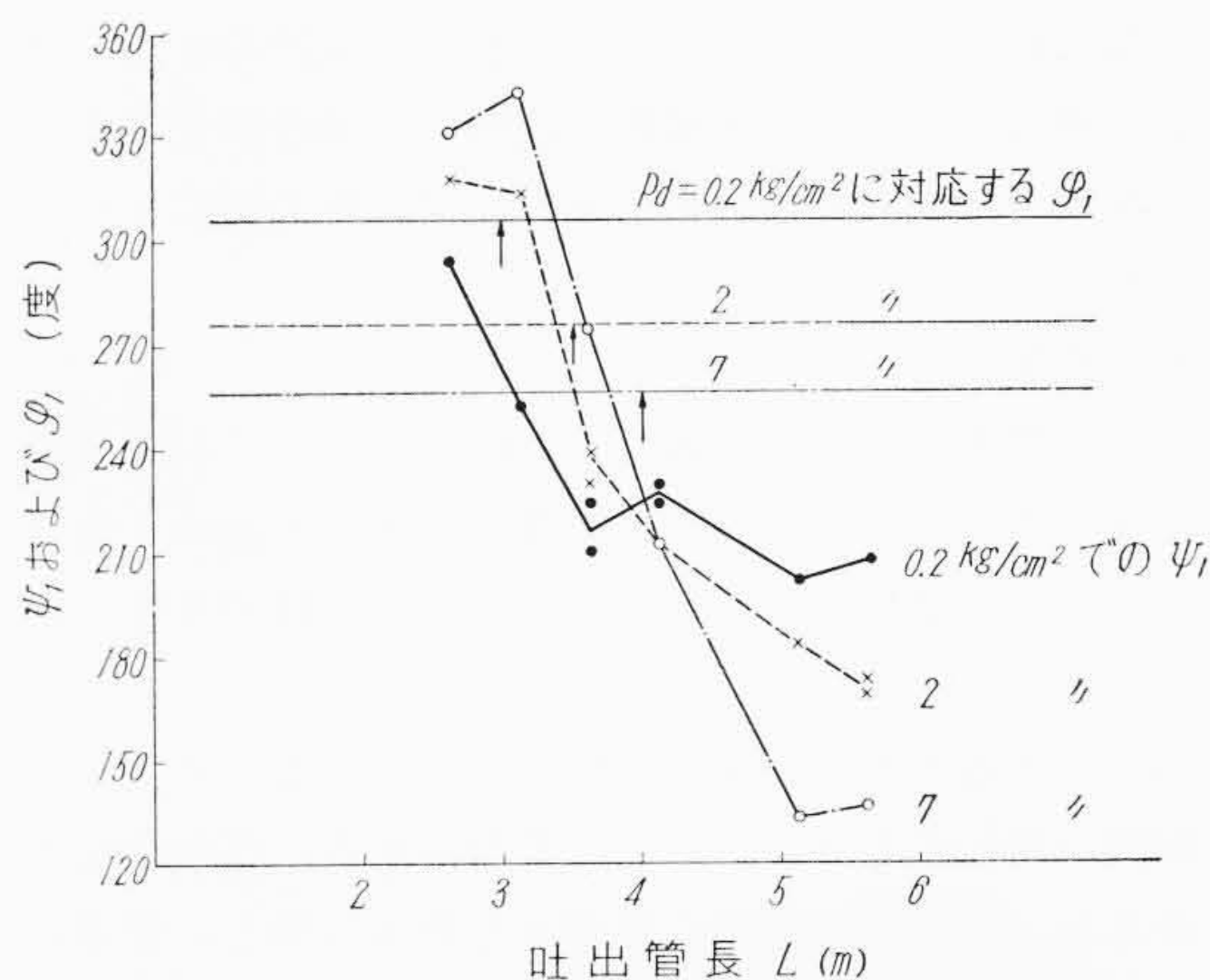
筆者らは、(6)式のフーリエ級数の各次の項の振幅 A_m および位相角 φ_m を、吐出期間の割合 $r_t = t_2/T$ が種々の場合について計算した。その結果によれば、 $m=2$ 、および6の項は存在せず、 $m=0, 3$ 、および4が大きく表われてくる。本圧縮機の間隙容積比 $\varepsilon_0 = 6.5\%$ に対して本実験の各吐出圧力における吐出期間の割合 r_t を計算し、この r_t に対する A_m/A_0 の値を図示すると第9図のごとくなる。 A_0 は平均吐出状態の風量を表わすから、 A_m/A_0 は平均流量に対する脈動流の割合を表わしている。図において、吐出圧力が高いほど、特に高次の値が大きくなることが知られる。前述の第4図の(a)列において、脈動の振動数が回転数の3倍乃至4倍が表われているのは、フーリエ級数の展開項に3次および4次が存在し、これが管系の固有振動数に近くなっているためと考えられる。第4図には示さなかったが、フーリエ級数の2次の項がないゆえ、固有振動数が回転数の2倍にほぼ等しくなるような管長の場合にも、2次の共振は認められなかった。

最後に、振動学の知識によれば、圧縮機の吐出管系が(6)式の m 次の流量の作用により、共振を起している場合には、吐出室に表われる圧力変化の波と、 m 次の流量とは同位相になることが知られている。この点を第4図の(b)および(c)列に示せる1次の流量($m=1$)の作用による共振波形に対して調べてみた。すなわち、第4図(b)に示すごとく圧力波形の中心の位置が、Aシリンダの下死点よりも進んでいる時間 τ を見出し、次式により ψ_1 を計算した。

$$\psi_1 = \frac{\tau}{T} \times 360^\circ \dots\dots\dots (7)$$

ここに、 T : クランク軸の回転する周期

第10図は、種々の管長および吐出圧力において採取せる多数のオシログラフより算出した、 ψ_1 の値を縦軸



第10図 一次共振付近における位相の変化

にとり横軸に吐出管長をとって、管長 L の変化に応じて ψ_1 の変化する有様を描いたものである。図中の吐出圧力 0.2, 2 および 7 kg/cm²G と記入せる3本の横線は、第8図に示せる吐出模型を、各吐出圧力について(6)式の形の、フーリエ級数に分けたときの位相角 φ_1 の値を目盛ったものである。図中の矢印が共振の起った管長を指示している。これをみると共振時には実測せる圧力波の位相 ψ_1 と、フーリエ級数に分解せる流量の位相角 φ_1 とは、ほぼ一致することがわかり、前記振動学の知識に合っている。

4.3 共振時に起る諸現象

往年日立製作所亀戸工場において、HSD 圧縮機について行われた共振実験によると、入力が増加したと報告されているが、今回われわれが行った90度V形の実験では、第7図に示すごとく、入力、風量ならびに吐出空気温度になんら異常が認められない。この原因としては、気筒から空気が不等間隔に吐出されるので、圧力波の位相と、各気筒の吐出時期との関係が相異なること、2個の気筒から吐出す空気がいったん集合管により溜められるために、脈動の振幅が小さいこと、電動機の入力中に占める圧縮機の空気馬力の占める割合が異なることなどが考えられる。とにかく本機のごとき不等間隔吐出をなし、集合管を有する圧縮機においては、共振時に外部に表われる影響が小さく、したがって障害も軽度であることが確認された。しかしながら共振時には、脈動圧力の振幅が増し、配管などの振動も増大するので、共振管長を避けるべきはもちろんである。

5. 結 言

吐出が不等間隔に行われる90度V形圧縮機の吐出管の長さを種々に変えて、管系の固有振動数を測定し、ついで圧縮機を運転した際の圧力脈動をオシロに記録させ

て共振の起るところを確かめた。他方各気筒の吐出を合同した流出を、フーリエ級数に展開した場合の各次の大きさを調べ、この結果と吐出室に生ずる圧力脈動とを比較した。

その結果

(1) 管系の固有振動数は、(5)式によって計算すると実測値によく合う。しかし管長が著しく短くなると、もはや集合管をタンクにみなすことはできなくなる。

(2) 90度V形圧縮機を運転する場合にも、単気筒圧縮機を運転する場合と同じく共振が起る。これは吐出流量を、フーリエ級数に展開せる各次の項と、管系の固有振動数が一致したときに相当する。この場合発生する共振の強さは、フーリエ級数の係数の大きさに応ずると思われる。

(3) 管長が0の場合に、3次以上の共振が明瞭に認められ、管長が3.5m付近では1次の共振が認められ、圧力脈動は増大している。

(4) いずれの共振の場合にも馬力の増加、風量の減少はほとんど認めがたい程度である。これは集合管の気蓄作用ならびに吐出室の圧力変化と、指圧線図との間の位相の関係も影響している。しかし圧力脈動は、振動、騒音の源となるからもちろん共振管長での運転は避けるべきである。

終りに本研究に種々御指導いただいた、東京大学藤井教授はじめ、終始御鞭撻下さった日立製作所川崎工場大貫課長ならびに実験計算に従事された古川、鈴木、および伊藤の三君に深甚の謝意を表する。

参考文献

- (1) 芥川、大塚：日立評論 22, 9 (昭 14)
- (2) 藤井、伊藤ほか3名：機械学会誌 52, 369 (1949年)
- (3) 下山、伊藤：機械学会論文集 23, 25 (昭和32年)
- (4) Klaus Groth: Untersuchung über Schwingungen in der Druckleitung von Kolbenverdichtern. VDI. Forschungsheft 440
- (5) E. G. Chilton & A. S. Hall: Pulsations in Gas-Compressor Systems. Trans. ASME. 74, 1952, P. 931



日立製作所社員社外講演一覧

(その2)

(第56頁より続く)

(昭和33年11月受付分)

講演月日	主 催	演 題	所 属	講 演 者
34. 11. 29	電電公社通研金属研究室	真 空 熔 解 用 耐 火 材 料 に つ い て	中央研究所	岩 田 篤
34. 4. 1~7	日 本 機 械 学 会	むだ時間を含む系の近似非線形最適制御	中央研究所	三 卷 達 夫 須 藤 卓 郎
34. 4. 1~7	日 本 機 械 学 会	歯車歯面のピッチングについて(第3報)	中央研究所	橋 本 誠 也
33. 12. 5	熊本電子顕微鏡研究会, 熊本癌懇談会	超 遠 心 機 の 原 理 と 構 造 に つ い て	中央研究所	須 藤 卓 郎
34. 4/上旬	電 気 四 学 会	工 業 計 器 の 標 準 電 流 電 源	中央研究所	木 下 敏 雄 阿部 善右エ門
34. 2. 15	日 本 学 術 会 議	中性子エネルギースペクトルと反応度の温度係数に及ぼすプルトニウムの蓄積の影響	国際電機 中央研究所	加 藤 定 男 北 爪 定 幸 長 谷 川 和雄 川 合 敏 雄
34. 12. 11	日本学術振興会	化学実験室に便利な新しい器具と操作(第7報)	中央研究所	栗 田 常 雄
34. 12. 11	日本学術振興会	鋼種簡易鑑別法の研究(第22報)	中央研究所	栗 田 常 雄
34. 12. 11	日本学術振興会	鋼種簡易鑑別法の研究(第23報)	中央研究所	栗 田 常 雄
34. 4/上旬	電 気 四 学 会	電気ルミネセンス板のけい光体濃度と輝きの関係	中央研究所	中 村 孔 治
34. 4/上旬	電 気 四 学 会	電気ルミネセンスけい光体層の厚みと輝きの関係	中央研究所	中 村 純 之 助
34. 4/上旬	電 気 四 学 会	固体光増巾板の特性式	中央研究所	西 村 武
33. 12. 9	通 信 学 会	チョッパ回路の伝達関数	中央研究所	沼 倉 俊 郎 阿部 善右エ門
34. 4/上旬	電 気 四 学 会	BF ₃ 計 数 管 の 放 電 特 性	中央研究所	三 橋 登
34.2.12~13	日 本 学 術 会 議	大 気 放 射 能 汚 染 度 監 視 装 置	日立研究所	木 村 鍾 治夫 諫 早 典
34.2.12~13	日 本 学 術 会 議	ウ ラ ン の β 一 処 理 法 の 研 究	日立研究所	小 野 健 二 添 野 浩 飯 塚 富 雄

(第76頁へ続く)