

高周波脈動吸収用 アキュムレータ (ハイ・パルソーバ) の開発

Development of Accumulator (Hi-Pulsobar) for High-frequency Ripple Absorption of Hydraulic System

一 柳 健*
Ken Ichiryu

要 旨

高速ポンプ（ピストン、ギヤー、ベーンポンプなど）を使用する油圧系では数百～数千サイクルにわたるポンプ脈動により配管の振動、それに伴う騒音が発生する。

また弁の絞り部においてキャビテーションなどに基づくランダムな脈動が発生する。

低騒音を要求される機械、たとえば油圧エレベータなどにおいてはこの脈動を効果的に除去することが必要であり、このためゴム袋を使用したコンパクトな高周波脈動吸収用のアキュムレータ（商標ハイ・パルソーバ）を開発した。これは共鳴器構造であるので減衰帯域を広くすることが必要であり、このため特殊構造となるのでゴムの耐久性についてじゅうぶん実験し実用性のあることを確認した。

種々なポンプを使用した実験によると、100～1,000 Hz の脈動に対し約 20～35 dB の減衰量が得られ、じゅうぶん脈圧減衰効果があり騒音低減に有効であることが明らかとなった。本ハイ・パルソーバは油圧エレベータおよびその他の機器に実用されている。

1. 緒 言

高速の油圧ポンプを使用する油圧系ではポンプ脈動により配管が振動し、機器の振動、騒音の原因となる。この油圧脈動を吸収する方法としてゴム袋式の共鳴形のアキュムレータ（ハイ・パルソーバ、H. P. と略称）の開発を行なった。種々の管径に適用できるように L, M, S の三つの形式をシリーズ化した。以下これらの構造、耐久性、減衰性能について述べる。

2. ハイ・パルソーバの目的、構造

ハイ・パルソーバ、H. P. の目的は油圧系にとどまらず、水そのほか流体系のポンプの脈動を効果的に吸収することにある。ここでは油圧系を対象として作用、構造を説明する。

これは概念的には図1のような構成をしており、ゴム袋の中に高圧のガスを封入している。ゴム袋はベローズ形状をしているから軸方向に変形可能でバネ作用をする。

図でハッチしたネック部分の流体質量およびゴム袋（当て金を含む）質量の約 1/2 がバネと一体となって動くので 1 自由度の振動系が構成される。したがってこれは音響学でいうヘルムホルツ共鳴器、あるいは振動学でいう動吸振器の作用をする。

たとえばポンプにより管路の流体が脈動する場合、これは動吸振器として動作し脈動吸収作用をする。ポンプ脈動は一般に基本波と高調波がはいっているので動吸振器としての減衰帯域を広くとることが必要である。

1/4"～4" 範囲の油圧管路および 50～3,000 Hz 範囲のポンプ脈動に対して適用できるように L, M, S 形の 3 種類の H. P. を作り、図2のように適用範囲を定めた。

これらに使用されているゴム袋の形状および H. P. 本体の形状は図3、4に示すとおりである。L, M, S のゴム袋の自然容積は 100, 40 および 10 cc である。

3. ハイ・パルソーバの耐久性

この H. P. のゴム袋は下側に当て金を有し、ベッセル内部でも軸方向に動くようにガイドされている。またネック径の大きいこ

* 日立製作所日立研究所

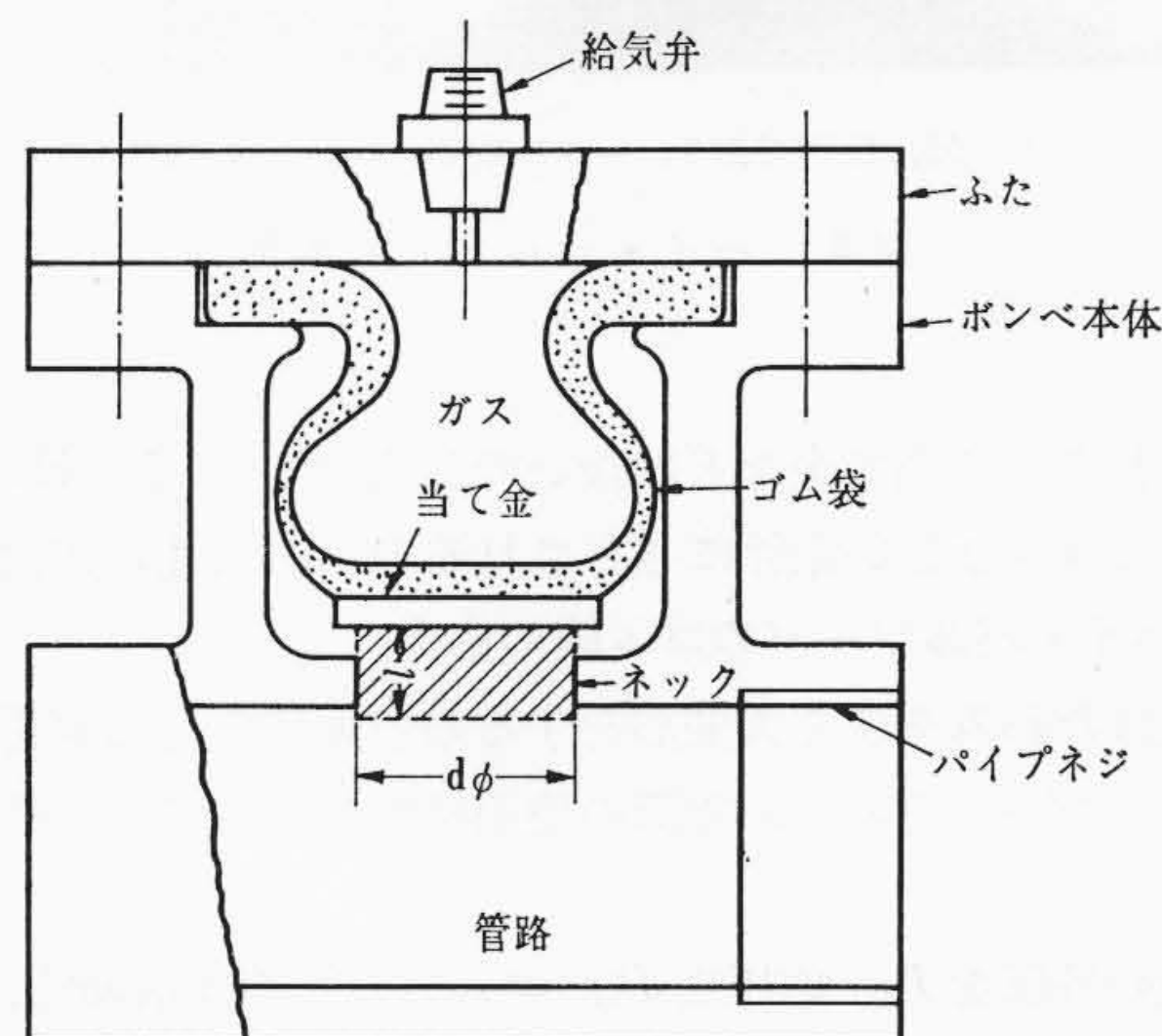


図1 ハイ・パルソーバの概念図

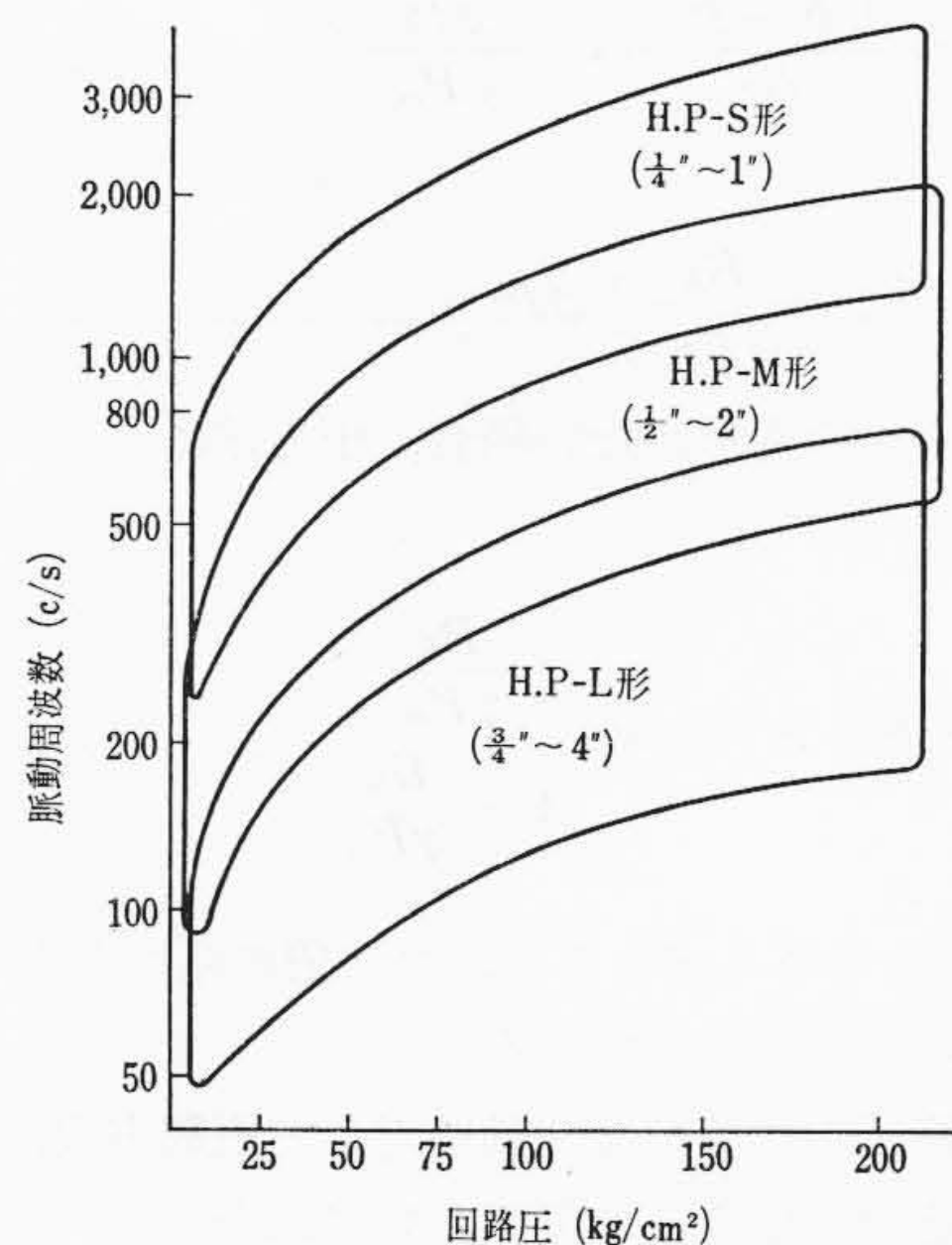
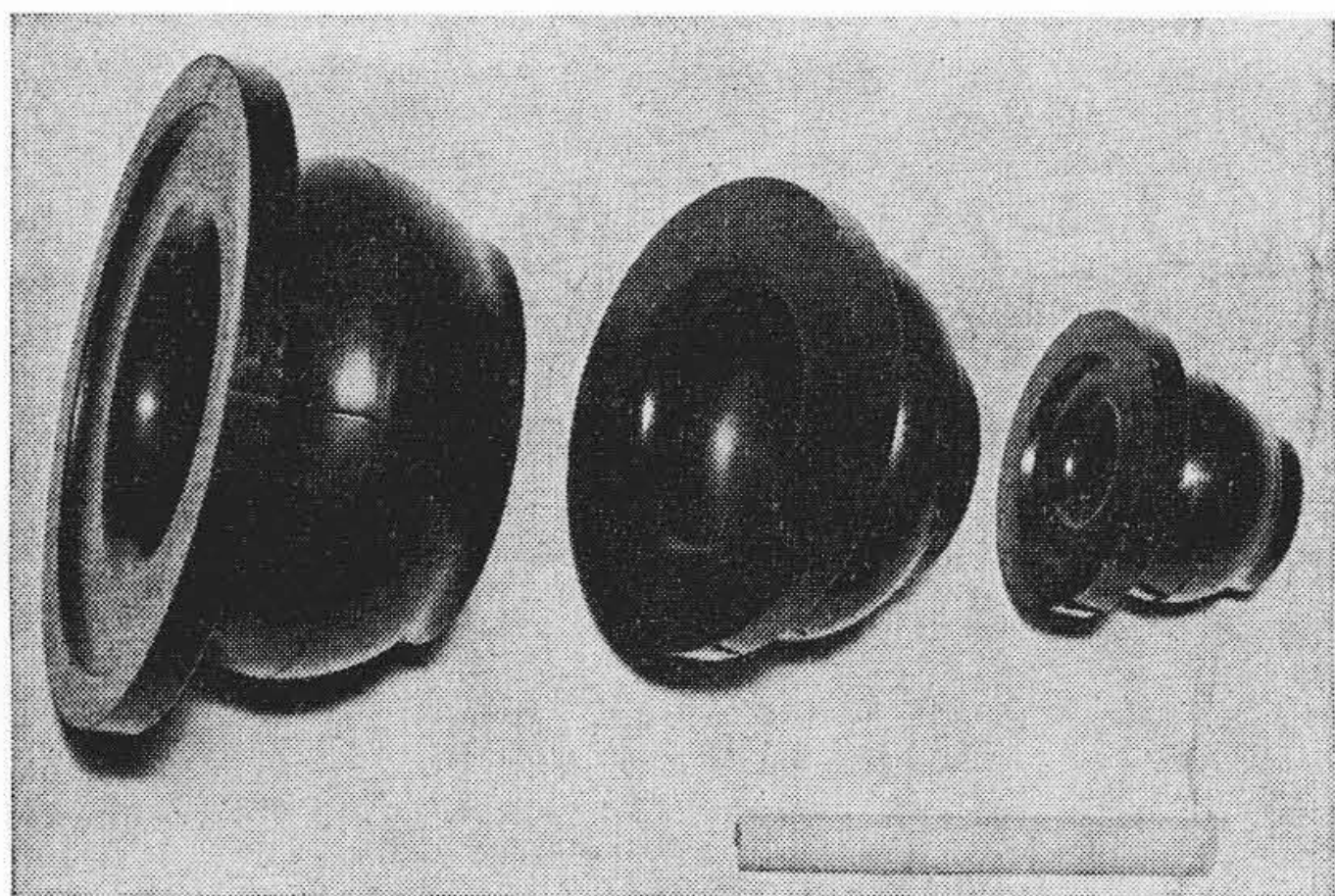


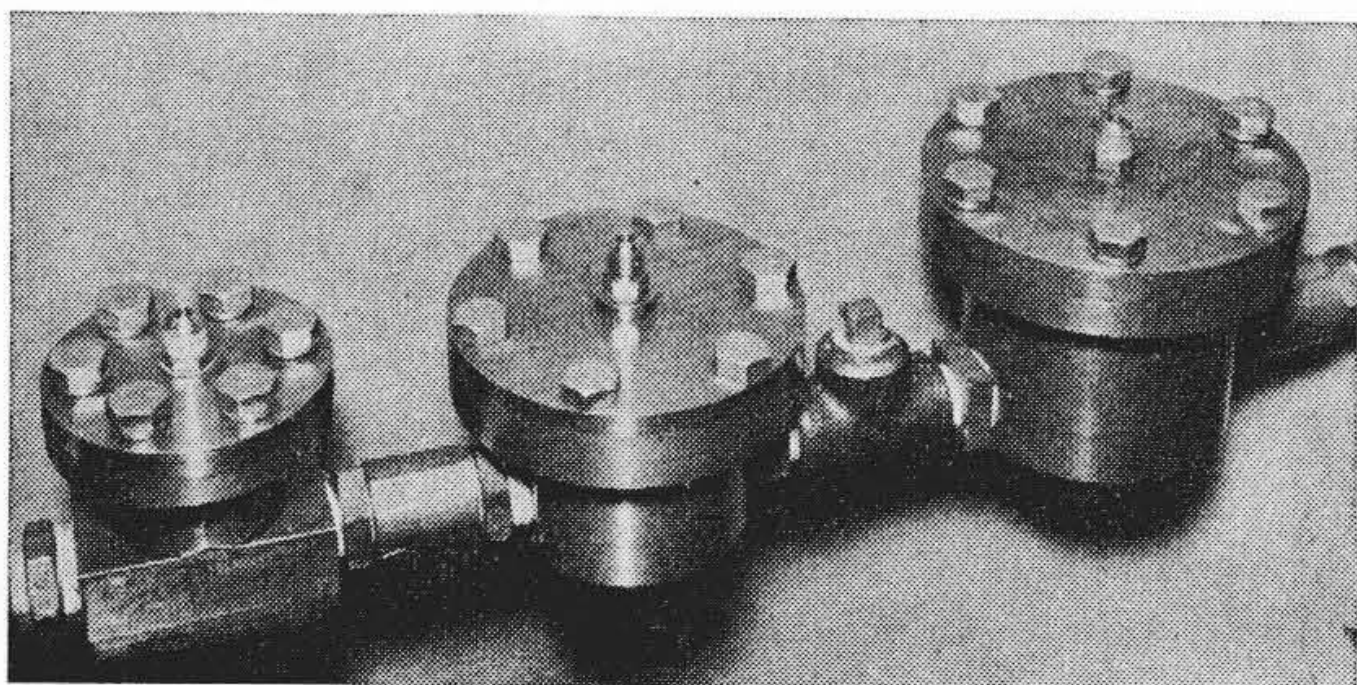
図2 ハイ・パルソーバ L, M, S 形の適用範囲

とが特長で、回路の圧力変動に対しゴム袋の応答は早い。通常のアキュムレータはネック部分が絞られており、またゴム袋は一体とし



(左から順に L, M, S 形用のゴム袋である)

図3 ハイ・パルソープに使用しているゴム袋の形状



(右から順に L, M, S 形であり、一つの配管にタンデムに接続した例である)

図4 ハイ・パルソープ本体

て成形されていて当て金などはないのが普通である。H. P. はこれらの点でよりきびしい条件にさらされるので耐久性の検討をした。

3.1 ハイ・パルソープのゴム膜の応力

ゴム膜はたわみやすく大変形をするので通常の応力解析をそのまま適用できない。そのため実際の使用条件を考えて初等的に検討してみた。

ゴム袋の外圧を P_0 、内圧を P_i 、ゴム袋の等価体積弾性係数を B_R (内外圧差によるゴム袋の容積変化の係数)、平均回路圧 P_m におけるゴム袋の内容積を V_m 、圧力差の変化分 $\Delta(P_i - P_0)$ により生ずるゴム袋の容積変化を ΔV とすると、

$$\frac{\Delta V}{V_m} = \frac{\Delta(P_i - P_0)}{B_R} = -\frac{\Delta P_i}{\gamma P_m} \quad \dots\dots\dots (1)$$

したがって

$$\Delta P_0 = \left(1 + \frac{B_R}{\gamma P_m}\right) \Delta P_i \quad \dots\dots\dots (2)$$

ゴム袋の軸方向の変形がない場合、圧力差によってゴム袋の受ける応力 σ は、

$$\sigma \propto \Delta(P_0 - P_i) = \Delta P_0 \frac{\frac{B_R}{\gamma P_m}}{1 + \frac{B_R}{\gamma P_m}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

すなわち B_R を小さくすること、ゴム袋の剛性を下げることが応力を小さくするのに効果的である。

ゴム袋は回路圧の準静的な変動に対して円周方向、子午線方向に曲げおよび膜応力が生ずる。荷重としては上記の内外圧力差と軸荷重となるが大きな圧力変動がある場合、ベローズはストッパまで当るので軸荷重の代わりに軸変位を入力と考えたほうが妥当である。

軸変位および内圧を受ける場合のベローズの応力分布は図5に示すようになり、肉厚が均一の場合は上下の固定部で応力が大きくなる。これに対して肉厚を固定部で増加させることにより応力を均一

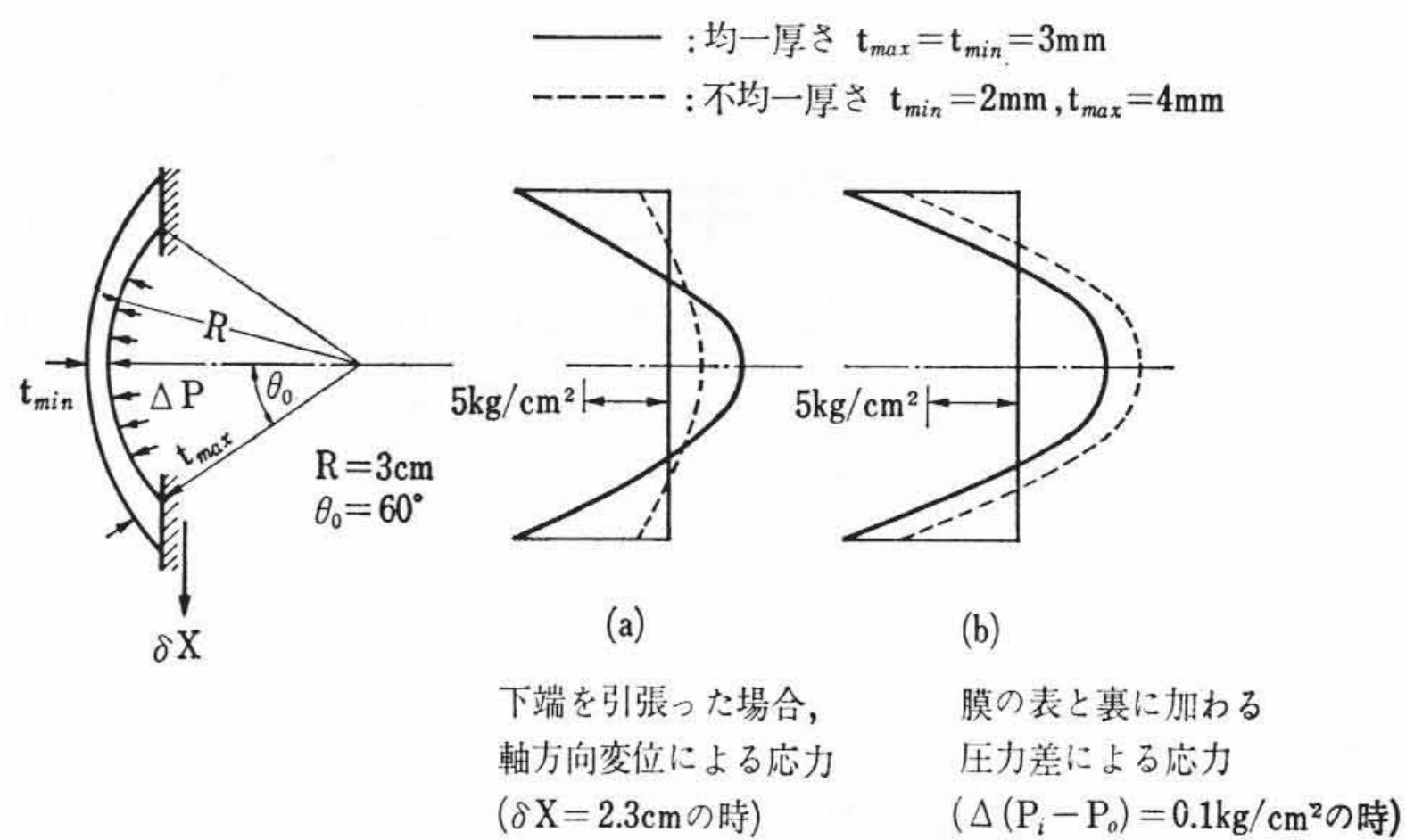


図5 ベローズの受ける応力

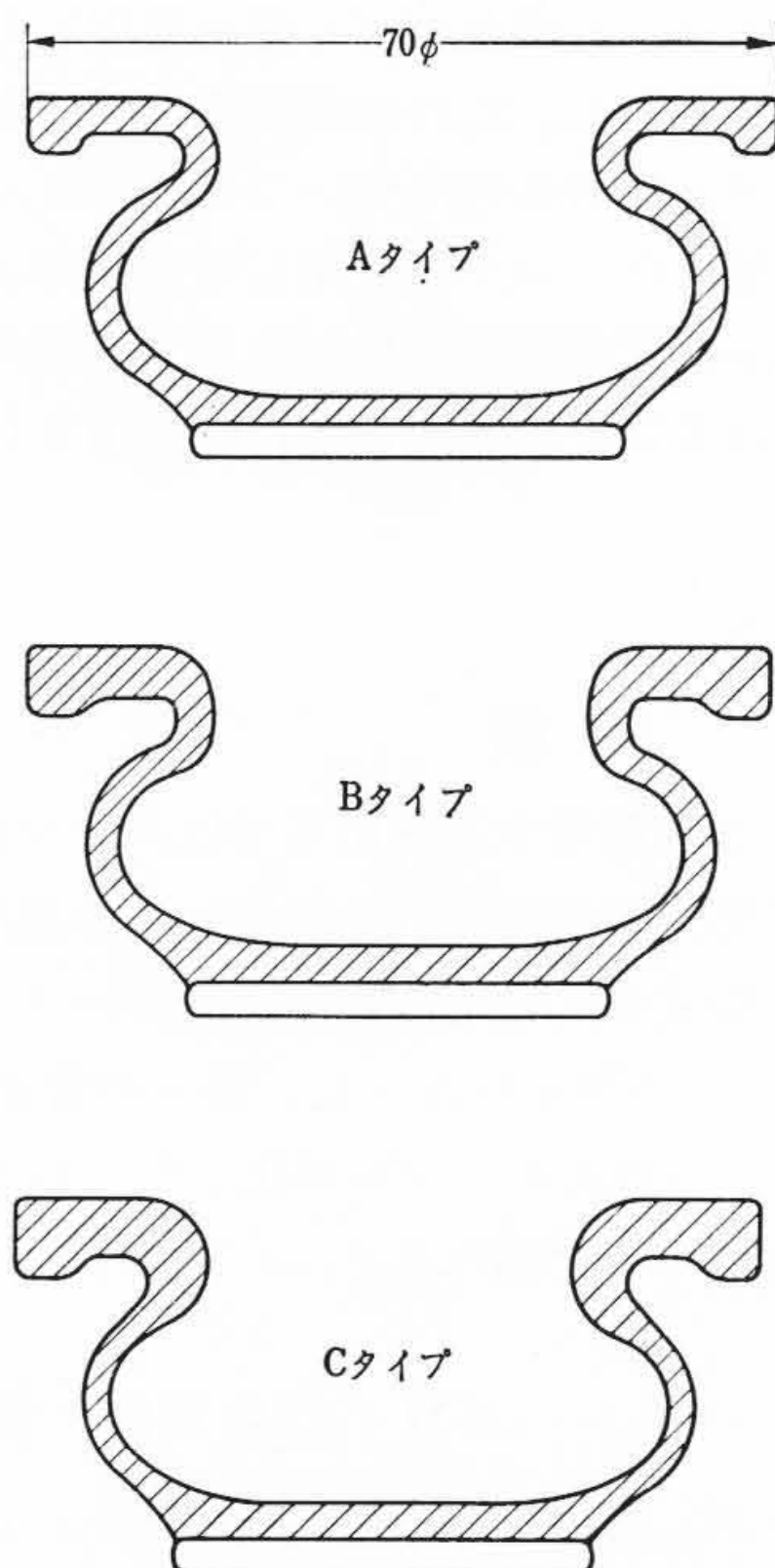


図6 寿命試験に供したゴム袋の構造

化すると同時に軸方向のバネ定数を小さくすることができる。

ゴム袋の耐久性を向上するために、ゴム袋の軸方向のバネ定数を小さくすると同時にフランジおよび当て金部のゴム厚を増して応力緩和を図っている。

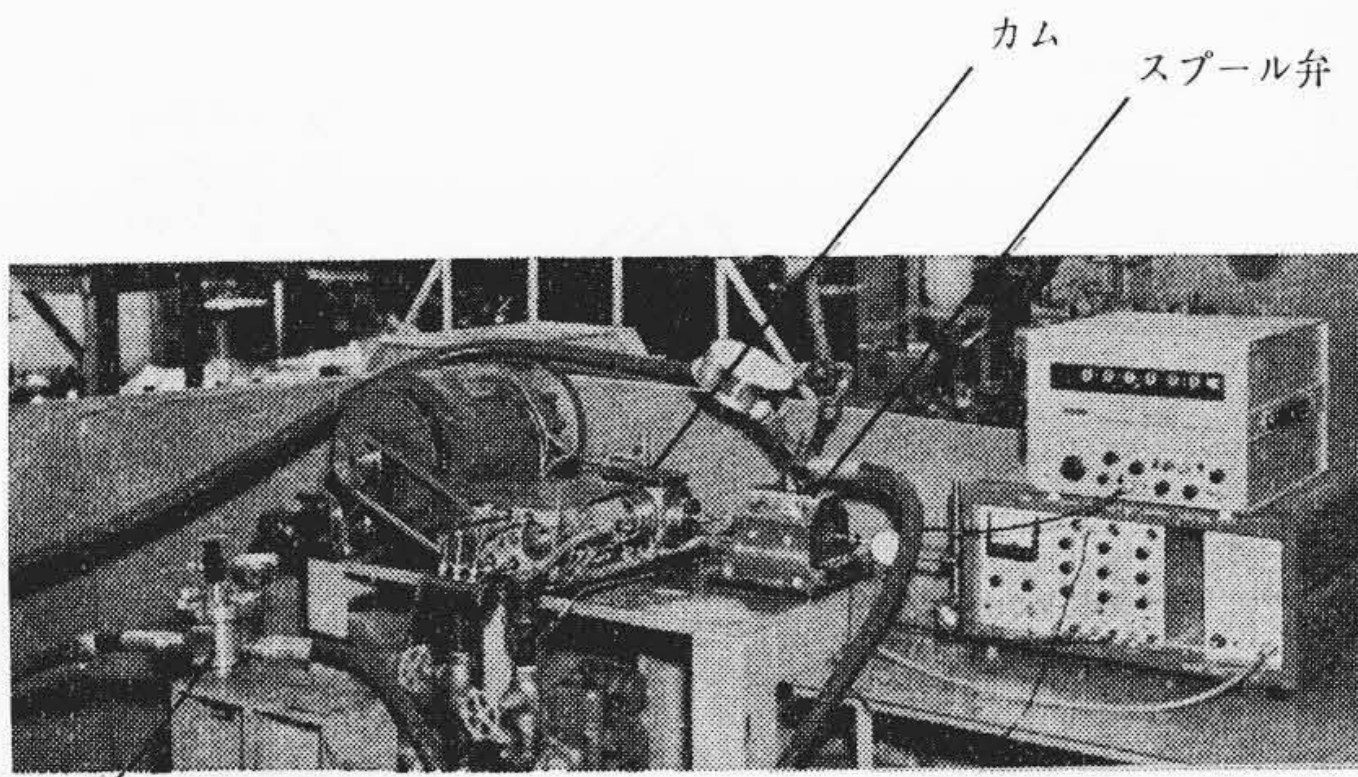
3.2 ハイ・パルソープの構造と寿命

ハイ・パルソープのゴム形状を選定するにあたりM形を例にとり図6に示すような3種類のゴム袋を試作して機械式脈動発生機により耐久試験を行なった。(A)タイプはゴム厚がほぼ各部一様である。(B)タイプはフランジおよび当て金部のゴム厚を厚くし、ベローズ部を一律の厚さにしたものである。(C)タイプは(B)と同様にフランジおよび当て金部のゴム厚を厚くし、ベローズ部の山の肉厚を薄くし、谷部の肉厚を厚くしたものである。

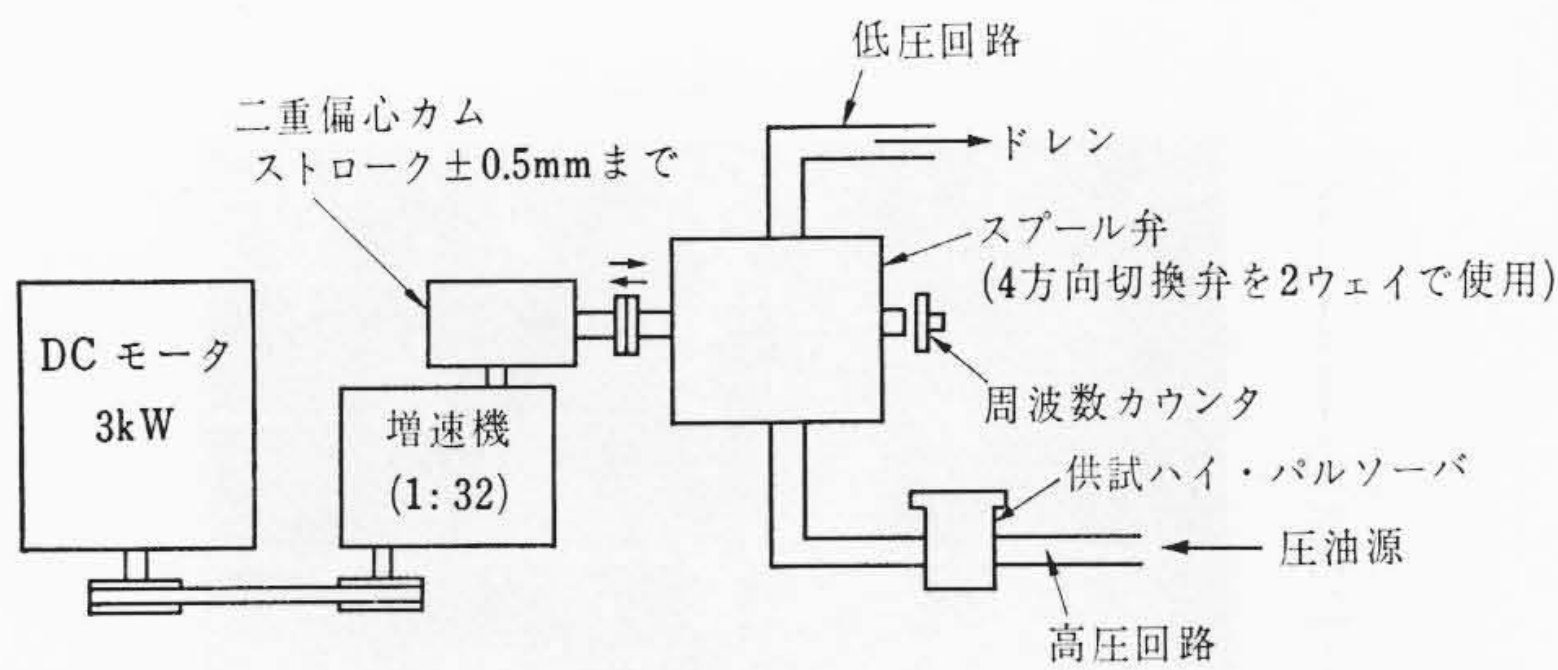
本試験機は図7に示すようにスプール弁をカムで往復運動させ、流路を断続させることにより脈圧を任意のサイクルで発生せしめるものであり、その平均圧 P_M と変動圧全振幅 P_V の関係は、 $P_V = 0.7 P_M$ (0~10 Hz) で与えられる。

Aタイプはフランジ部の締代(しめしろ)を約20%と適正化した場合には $P_M = 40 \text{ kg/cm}^2$ で500万回程度の繰返しではなんらの異常は認められなかった。しかしフランジの締代を過大にするとゴム厚が薄いためそこからクラックの進行が見られた。

これに対して、B、Cタイプは同じ条件でフランジ締代を強くし



供試ハイ・パルソーバ(a)全体図



(b) 系統図

図7 ハイ・パルソーバ寿命試験装置

すぎてもゴム厚大のため500万回の繰返しに対しなら異常はなくじゅうぶん耐久性があることがわかった。

これらの試験により(a)ゴム袋のフランジ部の厚味を増すことが効果的であり、逆にベローズ山の肉厚を薄くしても問題ないこと、(b)フランジの締代を適正にすることおよびビードに応力集中が生じないようにすることが効果的であることがわかった。

$P_M=40\text{ kg/cm}^2$ の試験ではH.P.の封入圧を 25 kg/cm^2 にしたので、この場合ゴム袋は最小圧でストップまでいっぱい膨張し、最高圧でゴム容積は約1/2に収縮する変形を行ない、一般の油圧回路の圧力変動に対してはじゅうぶんな試験であると思われる。

実用にあたっては軸方向の剛性の小さい(c)タイプを採用した。

4. ハイ・パルソーバの減衰特性

A_{cc} の脈圧吸収能力は脈圧発生源の性質により左右される。たとえば図8(a)の油圧系の電気等価回路は図8(b)のようになり、脈圧源の内部インピーダンス Z_i (脈圧源の圧力-流量特性により定まる)により、H.P.の示すインピーダンス Z_A の影響が異なってくるからである。 Z_{p1} , Z_{p2} , Z_{q1} , Z_{q2} などはH.P.の入口、出口管のインピーダンスであり、たとえば流体の粘性抵抗がない場合は、

$$Z_{p1} = \frac{j\rho c}{S} \frac{\cos \frac{\omega l}{c} - 1}{\sin \frac{\omega l}{c}}$$

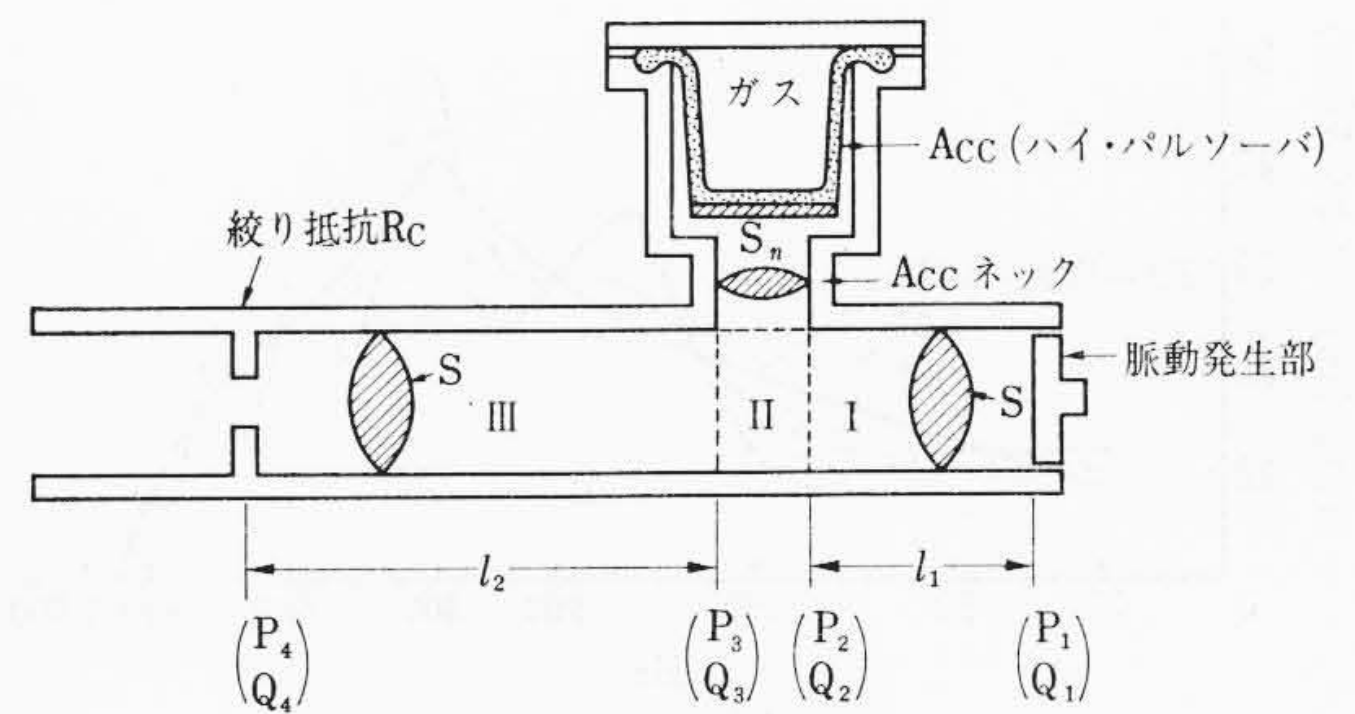
$$Z_{p2} = \frac{j\rho c}{S} \frac{1}{\sin \frac{\omega l}{c}}$$

ただし、 ρ : 流体の密度、 c : 音速。

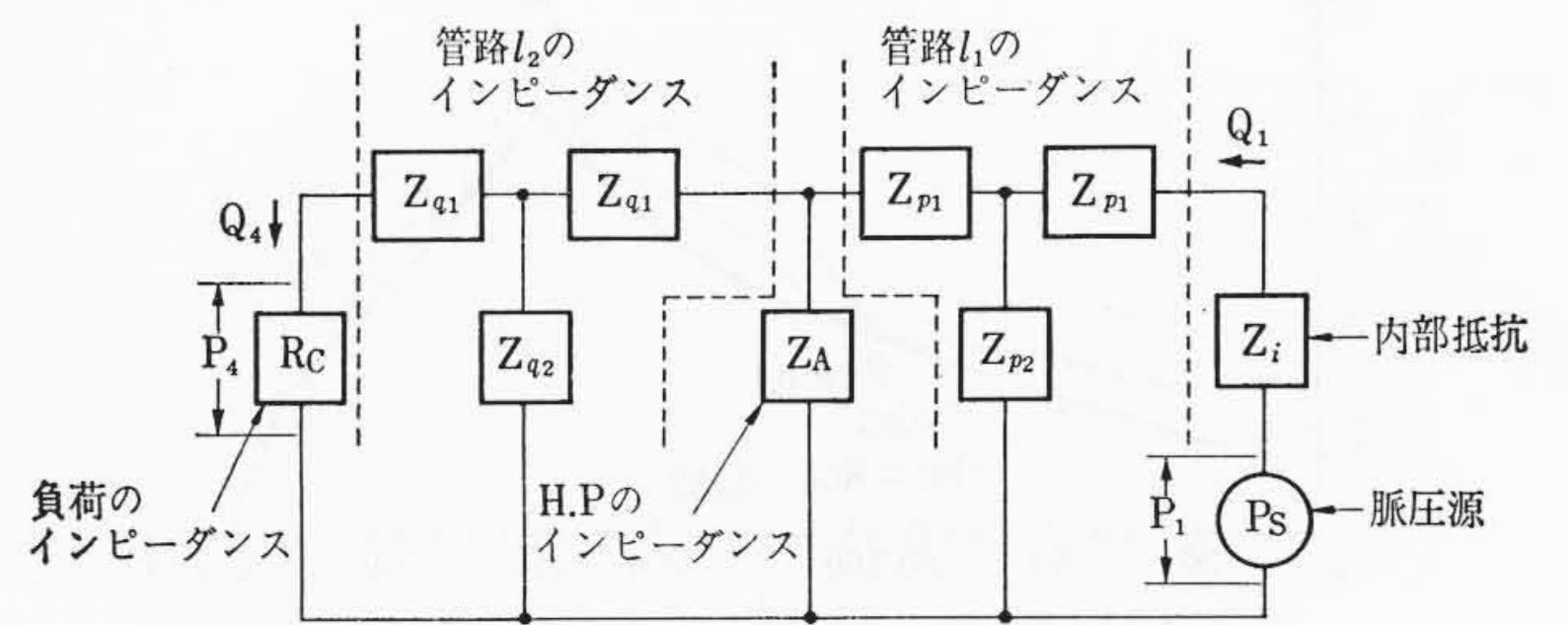
ここでは $Z_i \rightarrow \infty$ に対応する定流量源(ポンプの流量変動のように幾何学的原因によるもので流量が入力のもの)および $Z_i=0$ に対応する定圧力源(キャピテーションによる圧力変動のように圧力が入力と考えられるもの)の二つが重要であるのでこの二つについて検討した。

4.1 定流量源(ポンプ脈動)

図8(a)の系において、右端が定流量源で定常脈動流が発生して

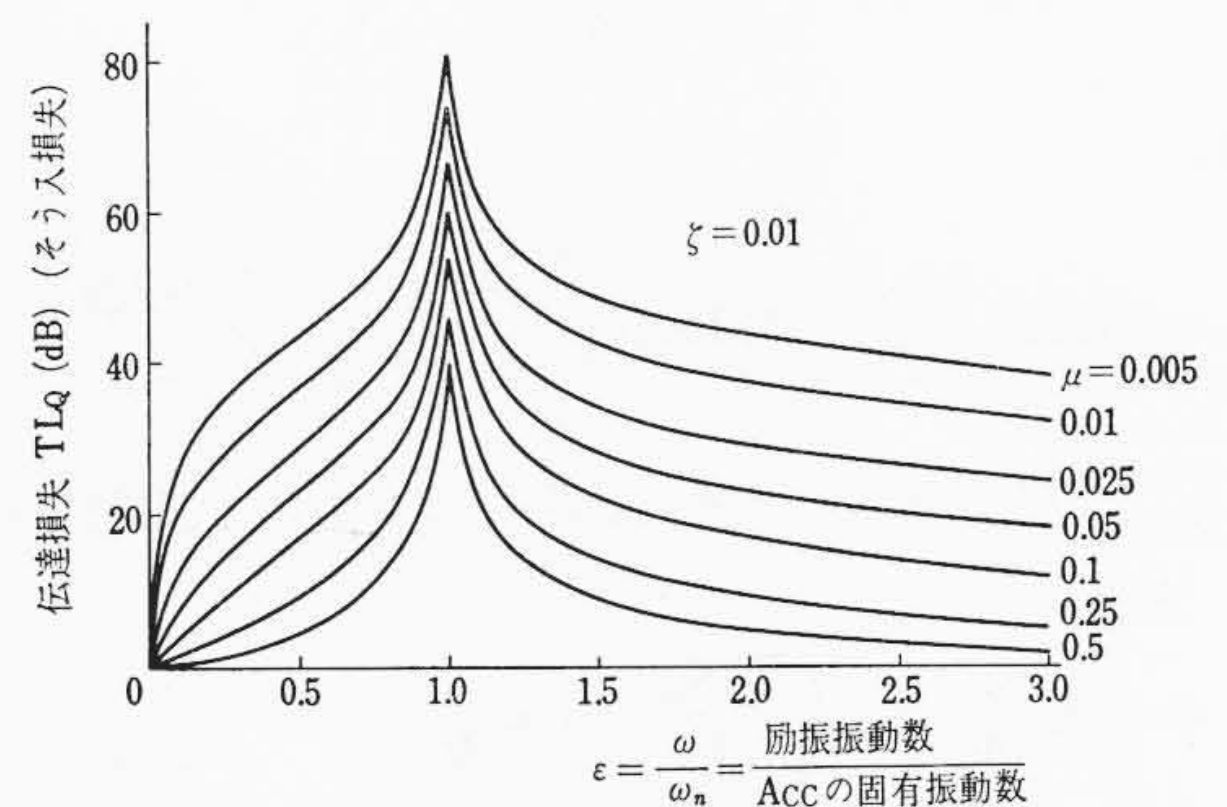


(a) 絞り負荷に接続されたH.P.の模型図



(b) (a)図の電気等価回路

図8 ハイ・パルソーバのある管路の等価回路



$$R_C = R_{CP}, l_1 = 0$$

図9 定流量源の場合のハイ・パルソーバの理想特性

いるとする。左端は抵抗 R_c の絞り抵抗で終端しているとする。 $I_1 \sim I_3$ をI~III部分の伝達関数とすると、

$$\begin{pmatrix} P_4 \\ Q_4 \end{pmatrix} = I_3 \cdot I_2 \cdot I_1 \begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} \dots \dots \dots (4)$$

$$I_{1,3} = \begin{pmatrix} \cosh\left(\frac{\beta l}{c}\right), & -\left(\frac{\rho c \beta}{S \cdot s}\right) \sinh\left(\frac{\beta l}{c}\right) \\ -\left(\frac{S \cdot s}{\rho c \beta}\right) \sinh\left(\frac{\beta l}{c}\right), & \cosh\left(\frac{\beta l}{c}\right) \end{pmatrix}$$

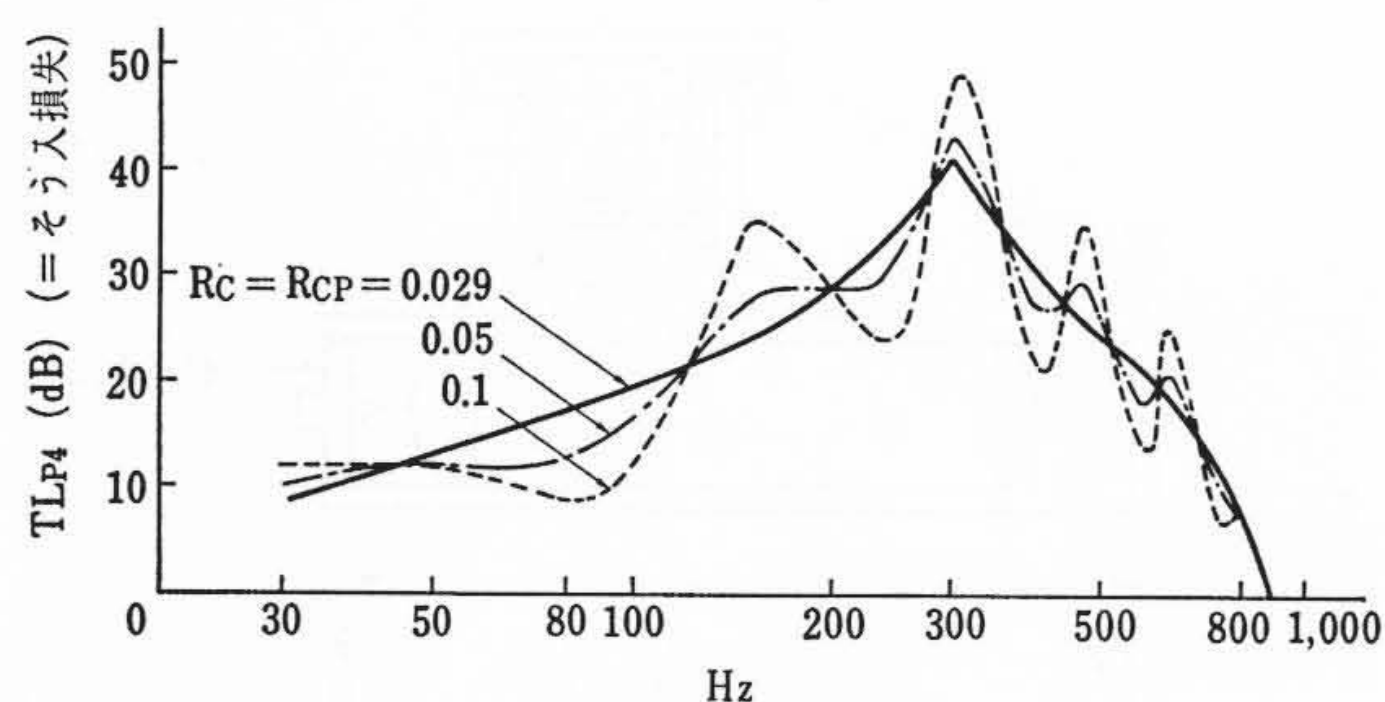
$$\beta = \sqrt{s(s+R)} \dots \dots \dots (5)$$

$$s = j\omega$$

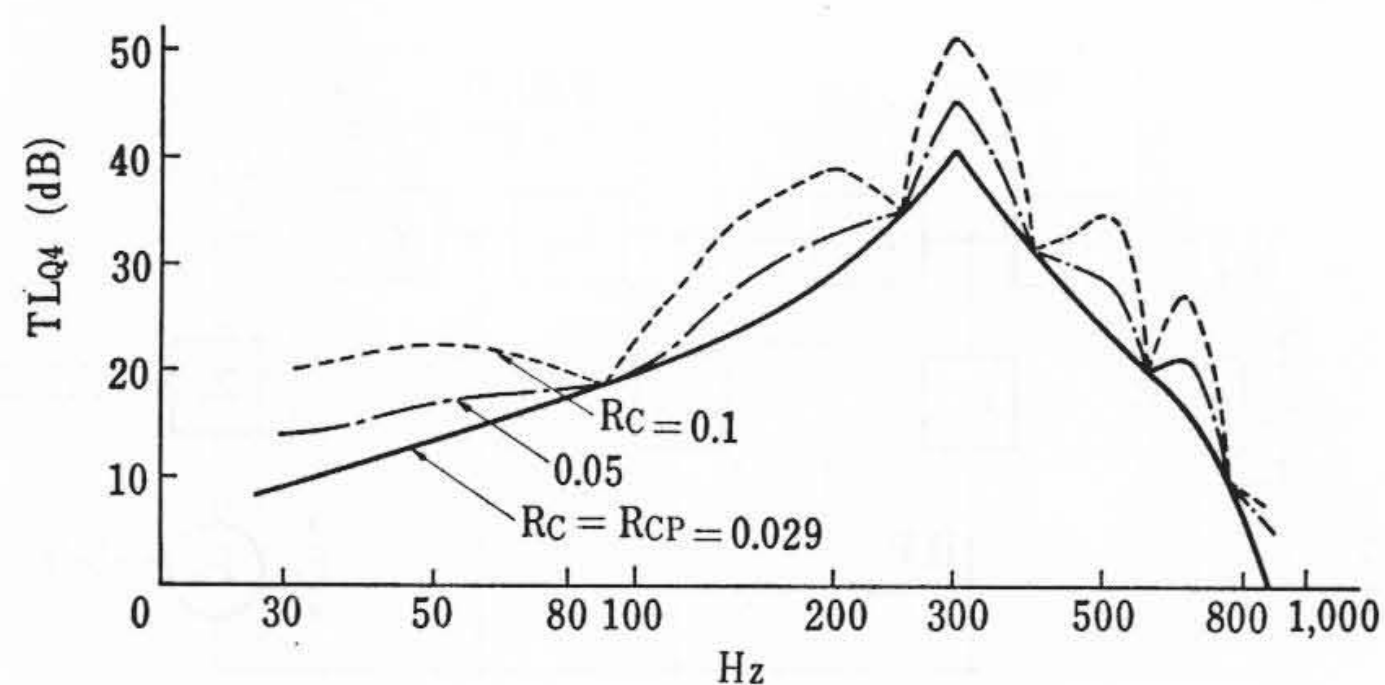
$$I_2 = \begin{pmatrix} 1, & 0 \\ \frac{-S_n^2}{C_e + j m_e \omega \left(1 - \frac{\omega_n^2}{\omega^2}\right)}, & 1 \end{pmatrix} \dots \dots \dots (6)$$

$$P_4 = R_C Q_4 \dots \dots \dots (7)$$

減衰特性の基本的表示法は $R_c = R_{cp}$ (無反射抵抗で $\frac{\rho c}{S}$ に等しい)で l_1 が音波の波長に比べてじゅうぶん短い場合である。この場合の入力側流量 Q_1 と出口側流量 Q_3 の関係を示す伝達損失 $TLQ(\text{dB})$ はパラメータ μ , ϵ , ζ に対し(8)式のように表わされ、図9の曲線が



(a) 圧力応答



(b) 流量応答

$$TL_{Q4} = 20 \log_{10} \left| \frac{Q_4}{Q_1} \right|, \quad TL_{P4} = 20 \log_{10} \left| \frac{P_{4o}}{P_{4a}} \right|$$

P_{4o} : A_{cc} なしの出口端の圧力
 P_{4a} : H.P. ありの出口端の圧力

図10 定流量源の場合絞り抵抗がハイ・パルソーバの減衰特性に与える影響

得られる。

$$TL_Q = 20 \log_{10} \left| \frac{Q_1}{Q_3} \right| = 20 \log_{10} \sqrt{\frac{(\varepsilon^2 - 1)^2 + \left(\frac{\varepsilon}{\mu} + 2\zeta\varepsilon \right)^2}{(\varepsilon^2 - 1)^2 + 4\zeta^2\varepsilon^2}} \dots (8)$$

ただし, $\zeta = C_e / 2m_e \omega_n$ (減衰比率), $\varepsilon = \omega / \omega_n$ (振動数比),

$$\mu = \omega_c / \omega_n$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} = \sqrt{\frac{\gamma \bar{P}_2 S_n}{\rho l_n V_a}}, \quad \omega_c = \frac{\gamma \bar{P}_2}{R_{cp} V_a} = \frac{\gamma \bar{P}_2 S}{\rho C V_a} \dots (9)$$

この場合 H.P. 有無での圧力応答 $\left| \frac{P_{3a}(\omega)}{P_{3o}(\omega)} \right|$ をそう入損失と定義すれば, これは流量応答に等しい。減衰帯域を広げるには μ を小にすること, すなわちネックの断面積を管断面積に比べて大きく取りネック長を短くするのが良いことがわかる。

一般に l_1, l_2 は音波の波長に対して無視できず, また $R_c \approx R_{cp}$ である。 $l_1 = 25 \text{ cm}$, $l_2 = 300 \text{ cm}$, $C = 1,000 \text{ m/s}$, $f_n = 300 \text{ Hz}$ の場合に対して求めた流量応答および H.P. 有無での出口端の圧力比を示す圧力応答は図 10 (a) (b) に示すとおりである。

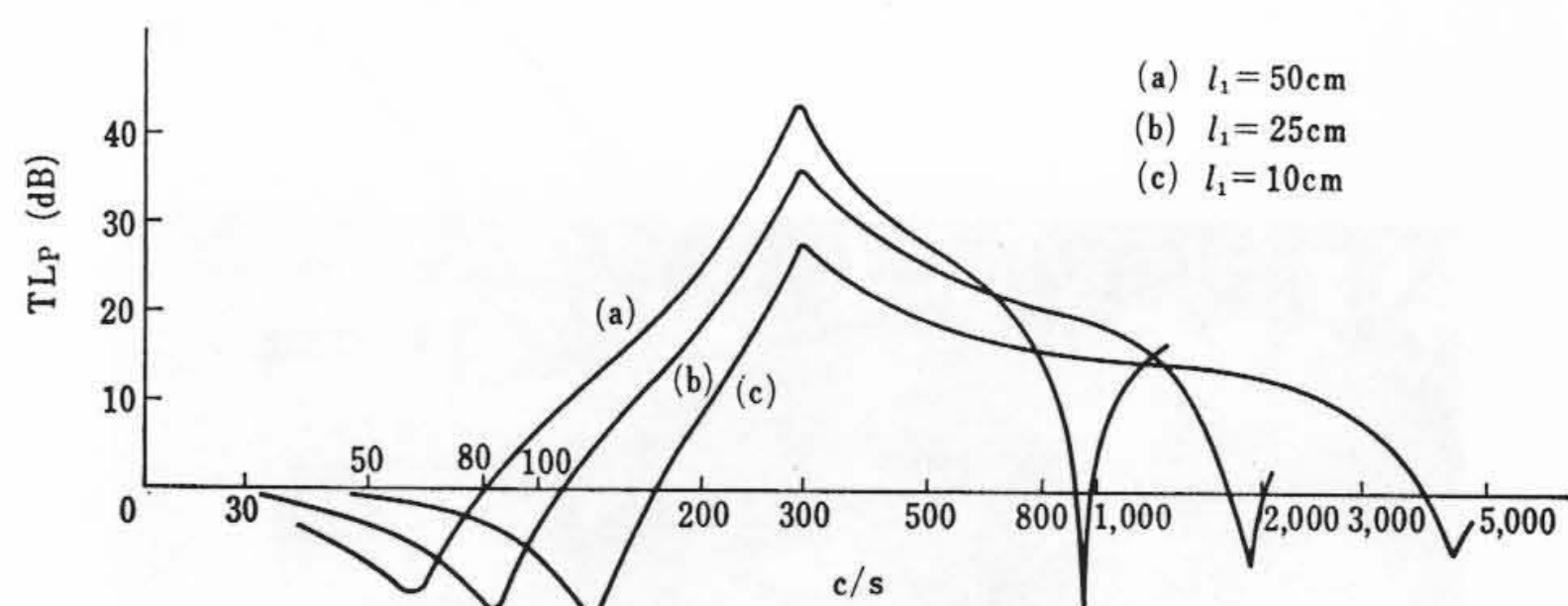
図 10 (a) で $R_c = R_{cp}$ の場合の曲線は A_{cc} と音源の距離 l_1 の反射の影響のみ受けて 900 Hz 付近から伝達損失が負になっており, これが減衰域の上限となる。

R_c が R_{cp} より大きくなるにしたがって H.P. と R_c の反射の影響が現われ, R_{cp} の曲線に対し凸凹(おうとつ)が生じてくる。この凹の部分の周波数は H.P. がない場合の管路の反共振点, 凸の部分の周波数はその共振点に対応する。

これに対し流量応答を示す図 10 (b) は, $R_c > R_{cp}$ に従って凸の部分が大きくなる。凸の部分は H.P. がない場合の管路の共振点を中心として広がっている。このように $R_c \approx R_{cp}$ の場合は圧力応答と流量応答は異なる。

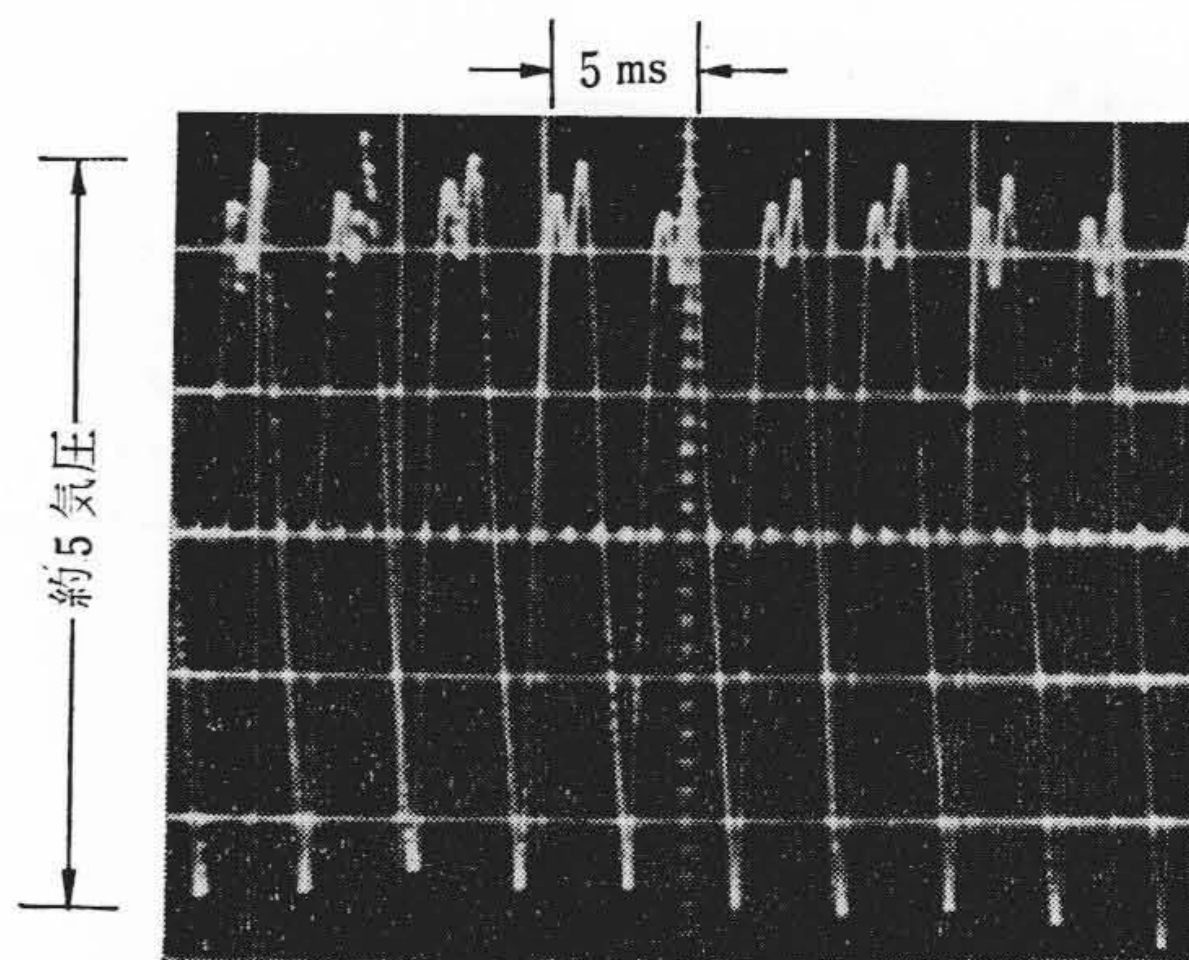
4.2 定圧力源

この場合の応答は流量応答と異なり, H.P. と定圧力源間の距離によって減衰帯の上下限が決定される。図 11 は $R_c = R_{cp}$ の場合 $l_1 = 10, 25, 50 \text{ cm}$ に変えた場合の圧力応答の比較をしたもので, 低域

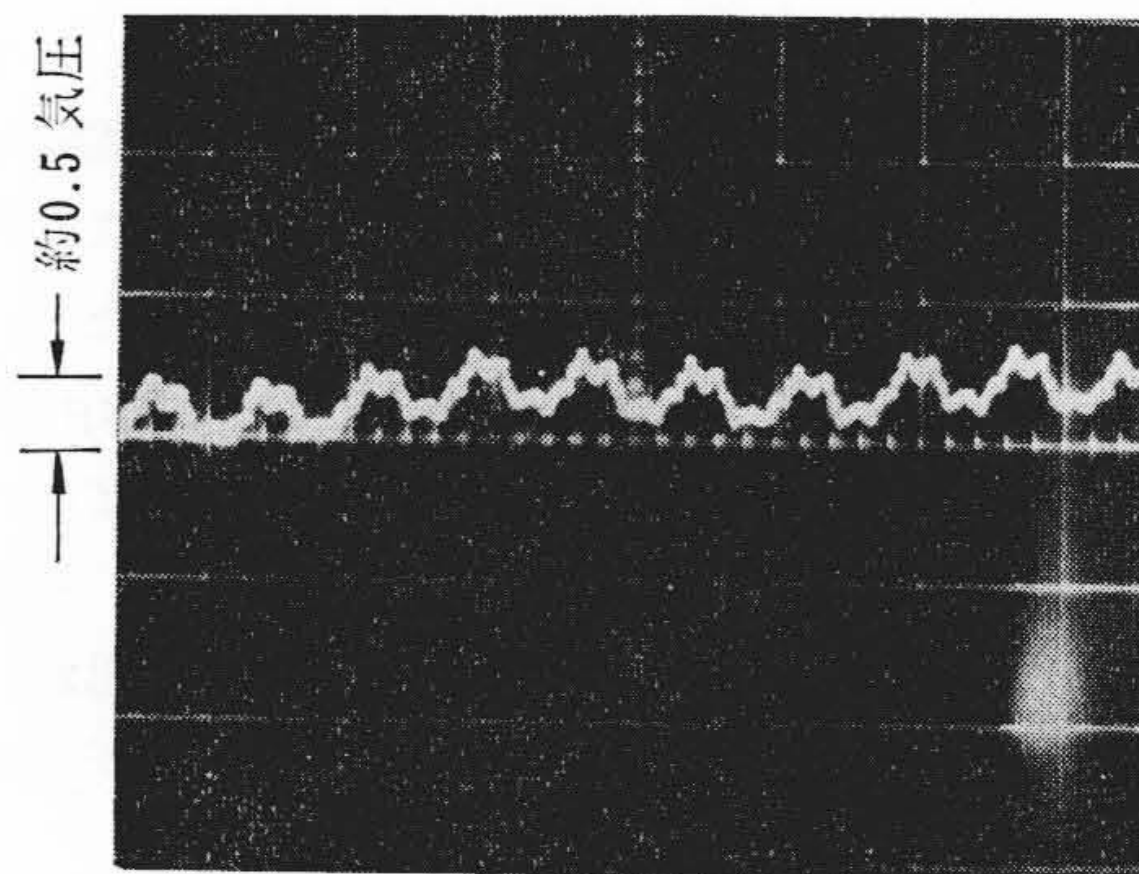


$$(R_c = R_{cp}, \quad TLP = 20 \log_{10} \left| \frac{P_1}{P_4} \right|, \quad l_1 \text{ をのぞいて計算諸元は図 10 に同じ})$$

図11 定圧力源の場合のハイ・パルソーバの減衰特性



(a) ハイ・パルソーバなし



(b) ハイ・パルソーバあり

(ギヤーポンプの場合)

図12 ハイ・パルソーバによる脈圧吸収効果

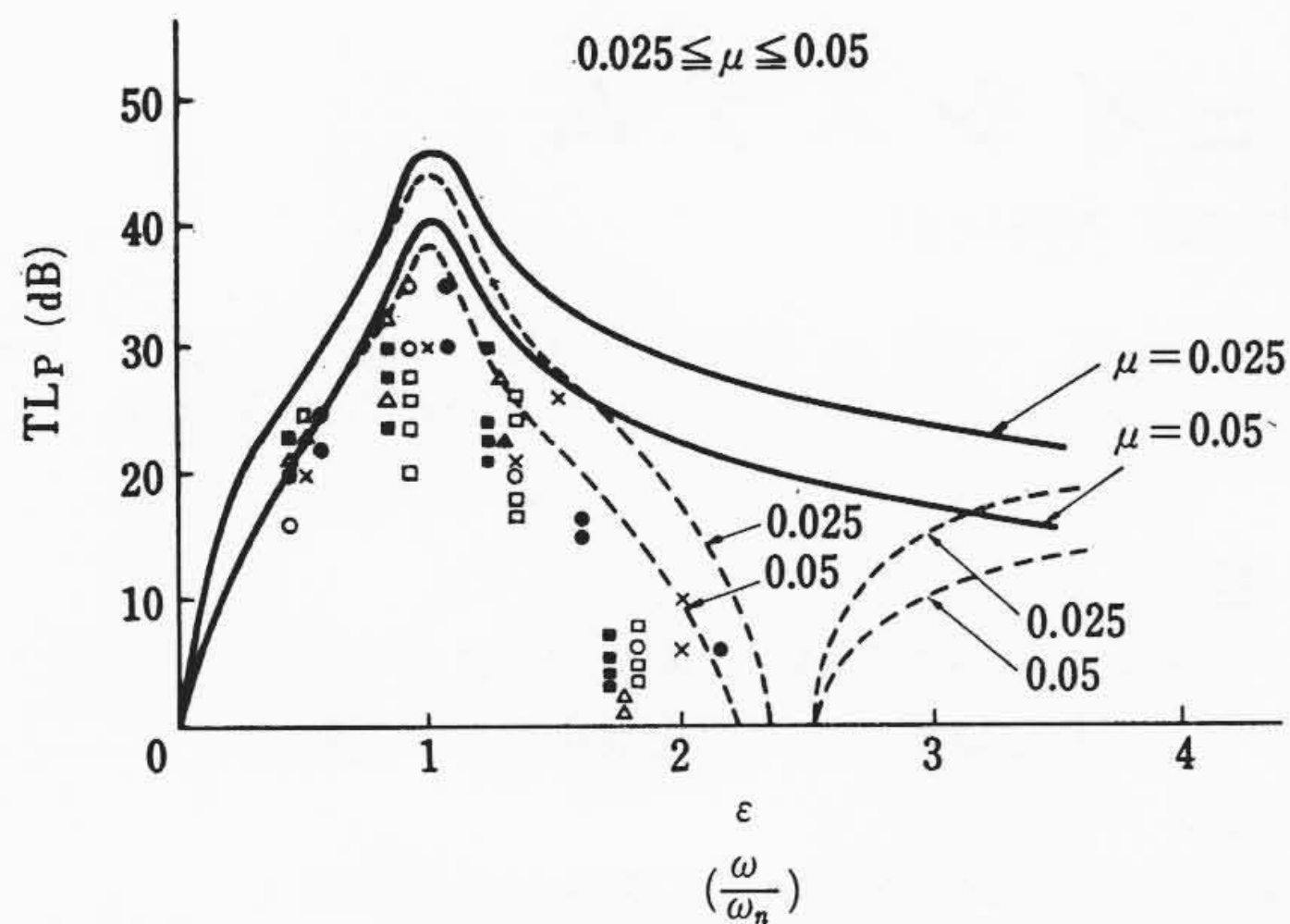
特性を改善するためには l_1 を長くすることが必要となる。 $l_1 = 0$ の場合は図 9 (b) で $Z_i = 0$, $Z_{p1} = 0$, $Z_{p2} \rightarrow \infty$ であるから H.P. のインピーダンス Z_A がどう変化しても P_4 になんの影響も与えないので H.P. の効果はない。

4.3 ポンプ脈動に対する実験と検討

図 12 が H.P.-M 形をギヤーポンプに適用した場合の脈圧吸収効果を示すオシログラムである。本ギヤーポンプは吐出量 200 l/min (1,000 rpm), 歯数 16 枚, 脈動の基本振動数は 256 Hz である。約 5 kg/cm² あった油圧脈動が本 H.P. により約 1/10, 20 dB, 0.5 kg/cm² に低減したことがわかる。

種々条件を変えて伝達損失を実験的に求め計算曲線と比較した結果は図 13 に示すとおりである。これにより実験値は大體計算値と一致し, 20~35 dB の減衰量が得られることがわかった。ポンプの種類を変えても同様である。

今までの計算法は流れが一次元であると仮定しているが実際の H.P. の付いている分岐管付近の流れはネック径が太いため複雑で



(計算値 $f_n=400$ Hz, $\zeta=0.1$, 実線は $l_1=0$, $R_C=R_{CP}$ とした理想特性, 点線は $l_1=25$ cm, $R_C=R_{CP}$ の場合, ●○等は実験値)

図 13 ハイ・パルソーバの実験と計算の比較

ある。分岐管に二次元流れを仮定した場合、二次元流れとのおもな相違点は、前者のほうが減衰曲線がなだらかで共振器の Q 特性が悪いことである。二次元で考える場合、計算値より大きめの減衰が実際に作用していると考えれば良いと思われる。

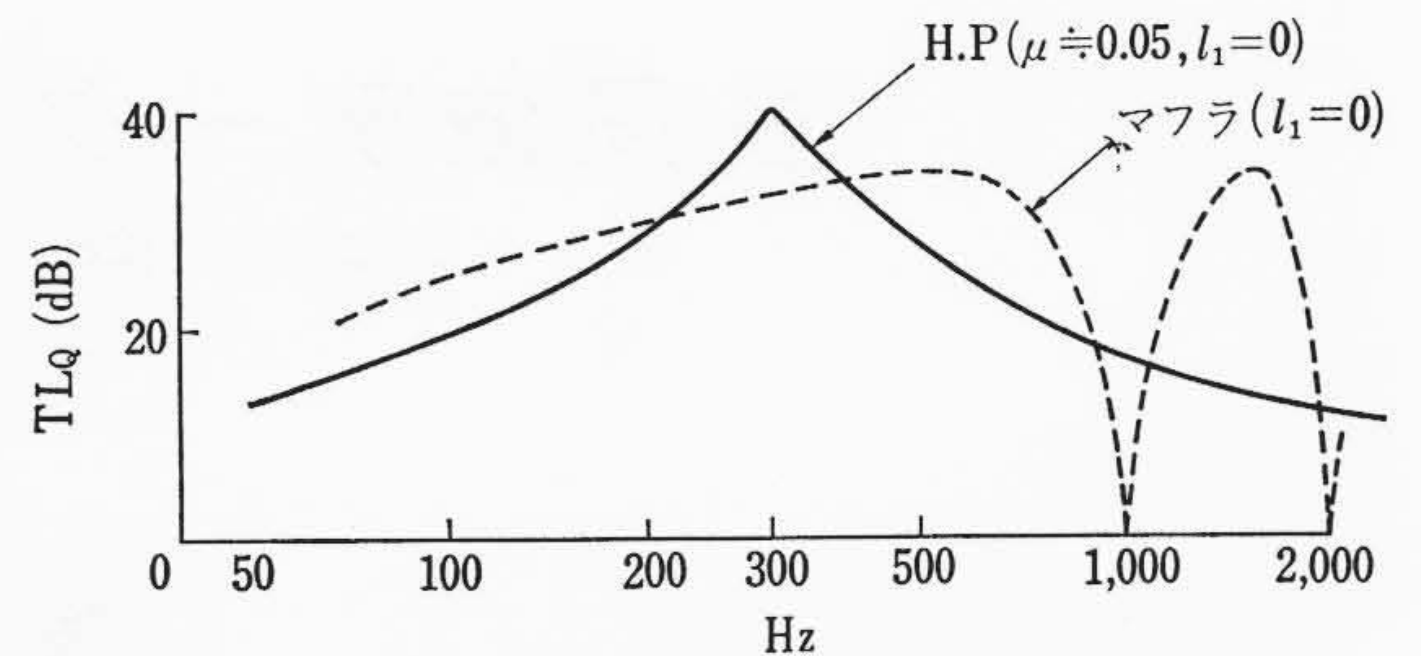
5. マフラーとの比較

油圧または流体系の脈動を吸収するほかの方法として膨張形のマフラーがある。これは構造的にきわめて単純で効果も大きいが高圧、大流量の場合には寸法、重量とも大きくなる欠点がある。これに対して H. P. は寸法、重量的にもじゅうぶん小さくコンパクトなことが特長であり、マフラー程度の減衰量を得ることができる。

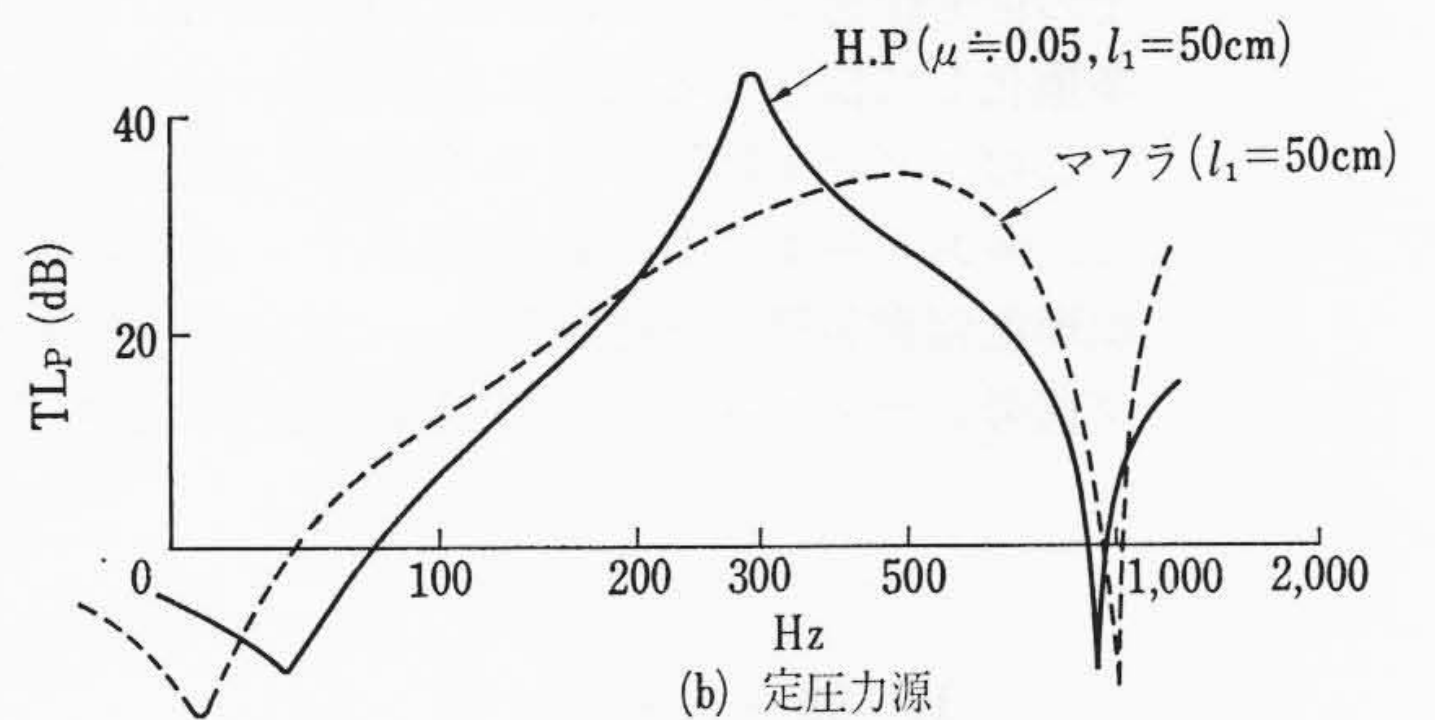
図 14 は H. P. とマフラー (膨張比 50, 長さ 50 cm) の減衰量を比較したものである。マフラーの減衰特性は周期的に変化するが H. P. は単一減衰特性である。

定流量源の場合、マフラー、H. P. とともに入口管 l_1 を長くすることにより図 14 (a) 図に示す $l_1=0$ の減衰曲線を中心として凹凸が生じてくる。

定圧力源の場合はマフラー、H. P. とともに入口管 l_1 によって減衰特性は大きく変化する。 $l_1=0$ の場合、マフラーは逆効果になりかえって脈圧は大きくなる。 l_1 をある程度大きくする必要があることは両者共通であり、図 14 (b) に示すように $l_1=50$ cm ぐらいで良好な特性となることがわかった。



(a) 定流量源



(b) 定圧力源

(マフラーは膨張比 50, 長さ 50 cm の場合, H. P. は $\mu=0.05$ の場合, いずれも無反射抵抗で終端している場合)

図 14 ハイ・パルソーバとマフラーの減衰量の比較

6. 結 言

油圧系 (流体系) で発生する高周波の脈動を吸収するゴム袋式のアキュムレータ、ハイ・パルソーバを開発し、数十～数千サイクルにわたる脈動をほぼ全域にわたってカバーできるように L, M, S の 3 種類をシリーズ化した。

これらについて寿命試験を行ないじゅうぶん耐久性のあることを確認した。また減衰特性につき理論的に検討し実験値とほぼ一致することを確認した。本ハイ・パルソーバを一部油圧エレベータに適用し効果をあげている。

参 考 文 献

- (1) 一柳：機論集 35, No. 270, 369～378 (昭 44-2)
- (2) 一柳：機学会日立地方講演会論文集, 109～112 (昭 44-11)
- (3) Harris: Handbook of Noise Control, 21-33 (Mcgraw-Hill 1957)