U.D.C. 621.521-33

高速圧縮機における弁の運動

The Performance of High Speed Compressor Valves

大谷巌*
Iwao Ōtani

内容梗概

往復動圧縮機を高速化するためには，使用条件が最も過酷になる弁の開閉時における衝撃の程度，閉じ遅れ，ならびに弁開口までに生ずる気筒内圧力の上昇などを知ることが必要になってくる。

筆者は今回 37 kW 1,000 rpm の圧縮機に単環の吐出弁を取付け，インダクタンスの変化を応用して弁の運転を調べ，同時に気筒内圧力の変化を記録した。定常流に対する弁の抵抗係数および押上力の実験式を使ってそれらの結果から弁開口時間を見出す式を導き，実験値と計算値と比較した。

1. 緒言

最近，往復動圧縮機は高速小形化され，往復動慣性力を釣合わせた多気筒圧縮機が賞用されている。高速の圧縮機においては，指圧線図の圧力が，吐出弁が全開するまでの間に，吐出圧力よりもかなり高い圧力に達するので，これが弁損失を増加する原因の一つになっている。このため，弁の開口時間および弁全開時の圧力上昇を知ることが必要であるが，弁開口時の過渡現象をはあくすることは容易ではない。他方，高温気流の中で，ひん繁に開閉する吐出弁は，最も破損しがちな部分で，弁開閉時の衝撃の程度を知るためには，実際の運転時における弁の運動を調べる必要がある。

外国文献には，弁板に指針を取付けて直接弁の運動を画[1]かせたり，この指針の動きをインダクタンスの変化[2]に変え，あるいは弁板の直上に極板を設けて電気容量の変化に変えて記録したもの[3]などがある。国内においても，往年日立製作所の山岸氏[4]はインダクタンスを用いて弁ばねの強さが弁の運動に及ぼす影響を調べ，その後の圧縮機の設計に役立てた。また伊藤氏[5]等は電気接点を用いて弁の開閉時期を研究し，1,500 rpm までの高速回転における弁ばねの強さによる圧縮機の性能を明らかにした。しかし，最後の例を除けば，供試圧縮機はいずれも 300 rpm 程度あるいはそれ以下の低速のものであり，また弁の運動についても，実験と計算とを比較したデータは見当らないようである。

弁の運動を理論的に解明する試み[6]もあるが，かなり難解であり，また仮定せる常数を与えることが困難であるために，すぐには実用できない状況である。

筆者は今回，1,000 rpm 程度の立形圧縮機の吐出弁の運動を記録し，弁の開口時間，開口するまでの気筒内圧力上昇を測定し，検討してみたので，以下その概要を報告する。

2. 実験装置および方法

供試圧縮機として日立製作所製 37 kW 90°V 形圧縮機を使用した。その仕様を**第1表**に記す。この圧縮機の標準の吐出弁は二重の環状弁であるが，今回は弁の運動測定を簡単にするために，**第1図**(a)に示すように単環弁を製作し，二気筒の中の一つに取付けた。**第1図**(b)は空気緩衝弁であり，弁開口時に弁板を緩衝室にはめ込むようにしてある。弁受には，弁板に面してくぼみを設け，鉄心に 0.12φ のポリエステルエナメル銅線を巻付けた抵抗が 120Ω のインダクタンスコイルを取付けた。このインダクタンスコイルを市販の抵抗線ひずみ計のブリッジに組み，増幅して二素子ブラウン管オシログラフの一素子につないだ。(**第1図**(c)参照)。ブリッジには 4kc の搬送電圧が印加されており，弁板が周期的に開閉すれば，鉄心と弁板との間の空隙が変化しインダクタンスが変るので，オシログラフ上に波形が描かれる。これを写真撮影した。

ピストンの上死点を示すには，圧縮機プーリに突起を設け，これが定置した永久磁石の磁束を切る時に生ずる電圧パルスをオシログ

第1表 供試圧縮機の仕様

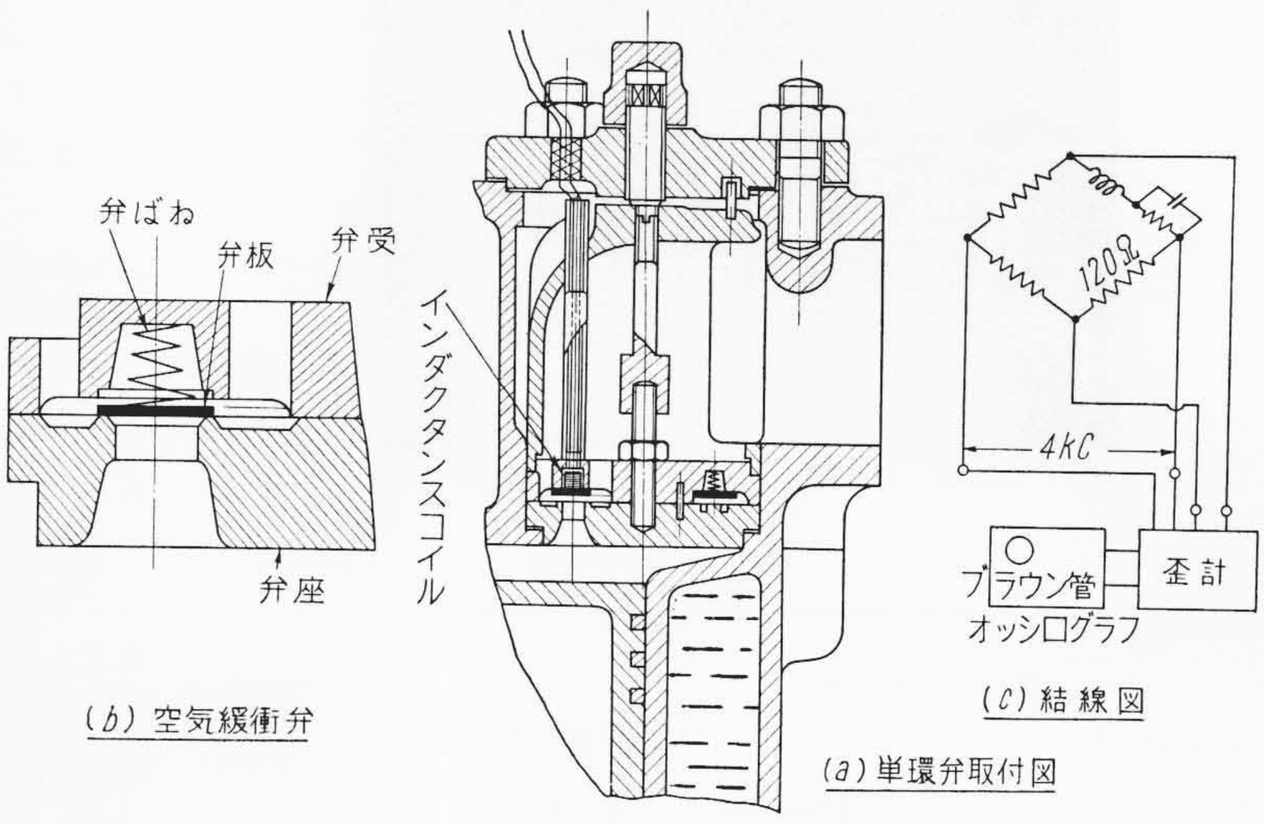
形式	90°V 形 水冷
シリンダ直径×ストローク	200φ×130
回転数	970 rpm
ピストンディスプレースメント	7.92 m³/min
吐出圧力	7 kg/cm²G
電動機容量	37 kW

第2表 弁板，弁ばねの組合わせにおける弁の諸元

最大弁揚程における6個の弁ばねの力の合計 (kg)			弁板厚 (mm)	最大弁揚程 h_{max} (mm)	弁通路面積* f_{max} (cm²)	弁面積比** x_{max}
No.1	No.2	No.3				
1.5	2.3	3.1	1.0	2.8	11.7	0.75
			1.2	2.6	10.7	0.69
			1.6	2.2	9.2	0.59

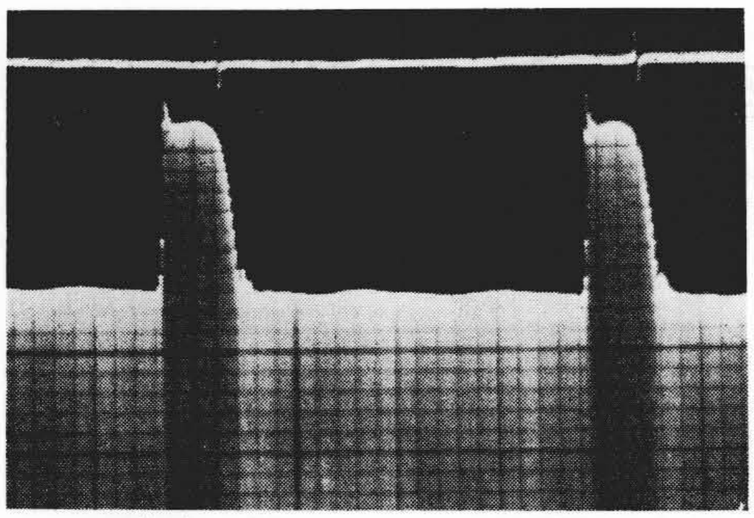
* 弁通路面積 $=2\pi D\,h_{max}$ (ここに D=弁板の中心径)であり，弁板と弁座との間隙の面積である。

** 弁面積比 $x=\frac{f}{f_1}$ で定義する。(ここに f_1 は弁座面積で弁座の環状の通路面積から力骨の面積を差引いた面積である。本弁の $f_1=15.8\,cm^2$)

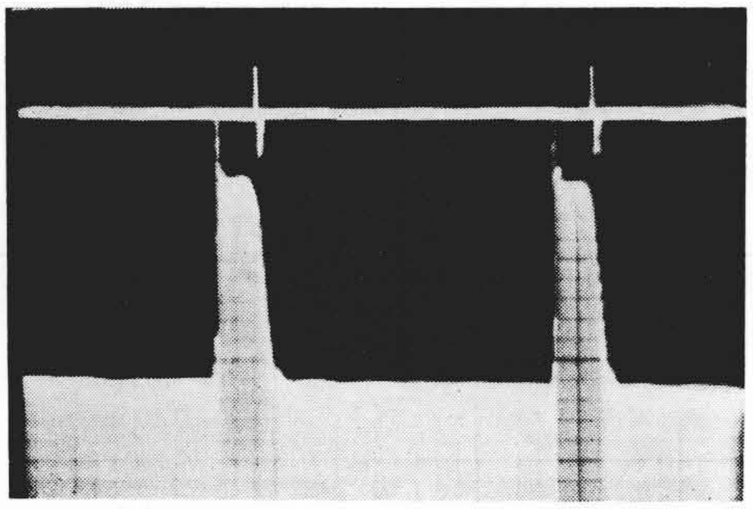


第1図(a)(b)(c) 供試弁測定法

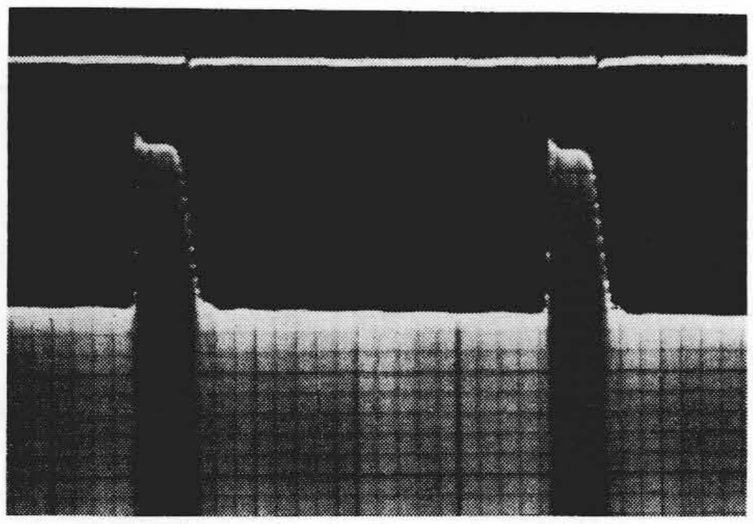
* 日立製作所川崎工場



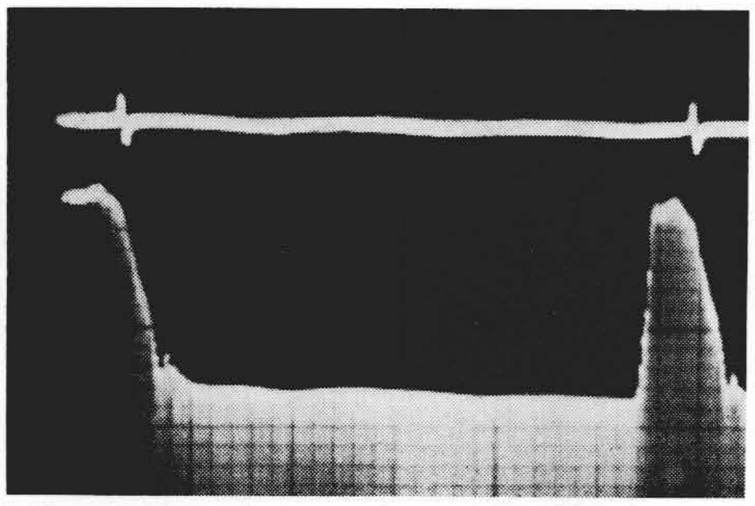
（a）　弁板厚 1.6　　ばね No. 1



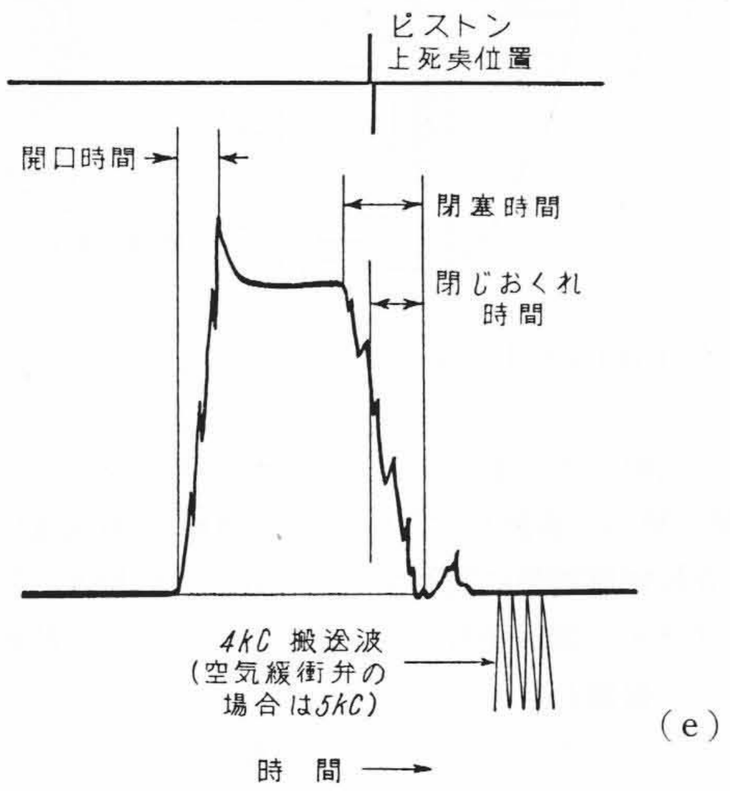
（b）　弁板厚 1.6　　ばね No. 2



（c）　弁板厚 1.6　　ばね No. 3



（d）　弁板厚 1.6　ばね No. 4　空気緩衝弁の場合



（e）

第2図（a）～（e）　弁　の　運　動

第3表　オシログラムから見出した各時間

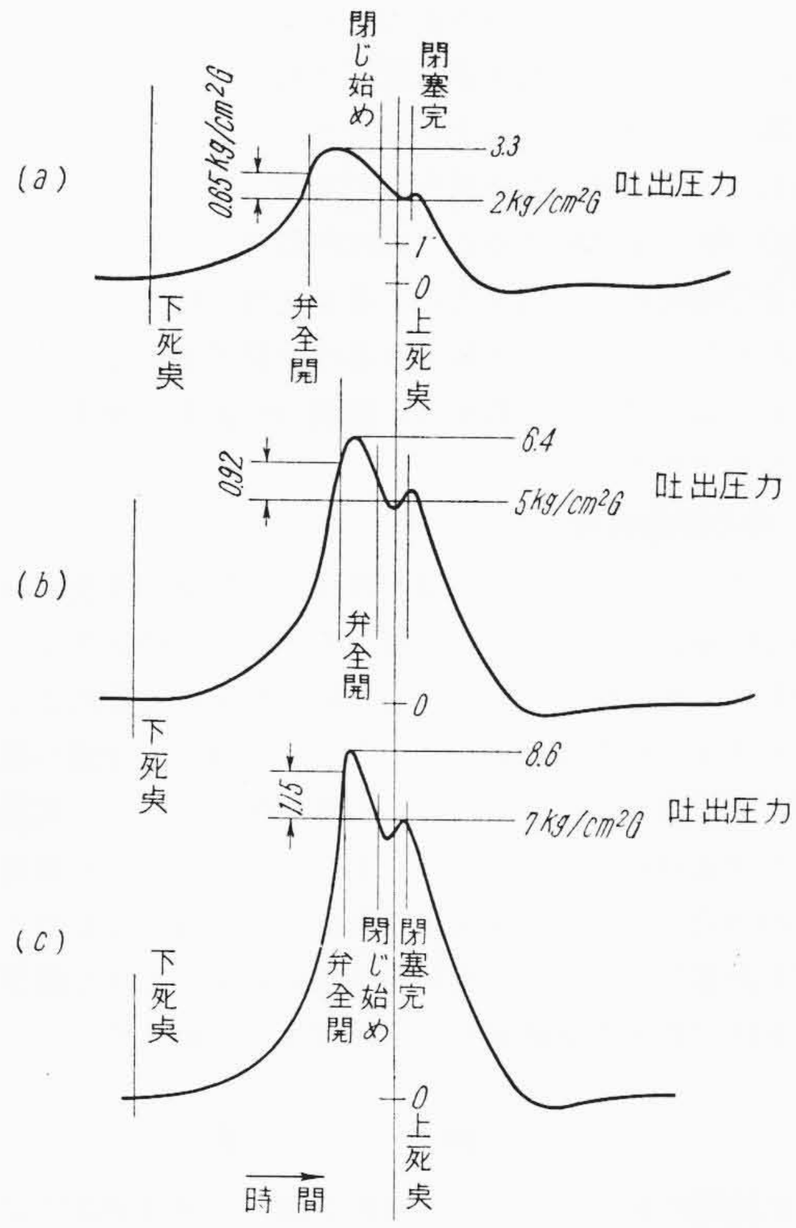
弁	吐出圧力 (kg/cm² G)	弁板厚 (mm)	弁ばね No.	開き始めから閉じ終るまでの開口時間 (10^{-3}s)	閉じ始めから閉じ終るまでの閉塞時間 (10^{-3}s)	上死点から閉じ終るまでの閉じ遅れ時間 (10^{-3}s)
a	2.0	1.0	1	1.2	5.2	2.8
			2	1.0	3.0	1.5
			3	1.1	3.3	1.3
		1.6	1	1.4	3.9	2.5
			2	1.1	3.1	1.8
			3	1.2	2.8	1.5
	5.0	1.0	1	1.1	4.1	2.5
			2	1.0	3.3	1.9
			3	1.0	3.2	1.5
		1.6	1	1.0	3.5	2.7
			2	1.0	3.0	2.2
			3	1.0	2.8	1.7
	7.0	1.0	1	0.9	3.8	2.3
			2	1.0	3.3	1.8
			3	1.0	2.3	1.4
		1.6	1	1.2	3.6	2.6
			2	1.0	3.2	2.0
			3	0.9	3.0	1.4
b	2.0	1.6	2	1.6	6.2	4.5
	5.0	1.6	2	1.8	7.3	5.6
	7.0	1.6	2	1.8	7.8	6.1
	5.0	1.6	3	1.6	8.0	5.5
	7.0	1.6	3	1.6	7.9	5.5

ラフのほかの一素子に入れた。

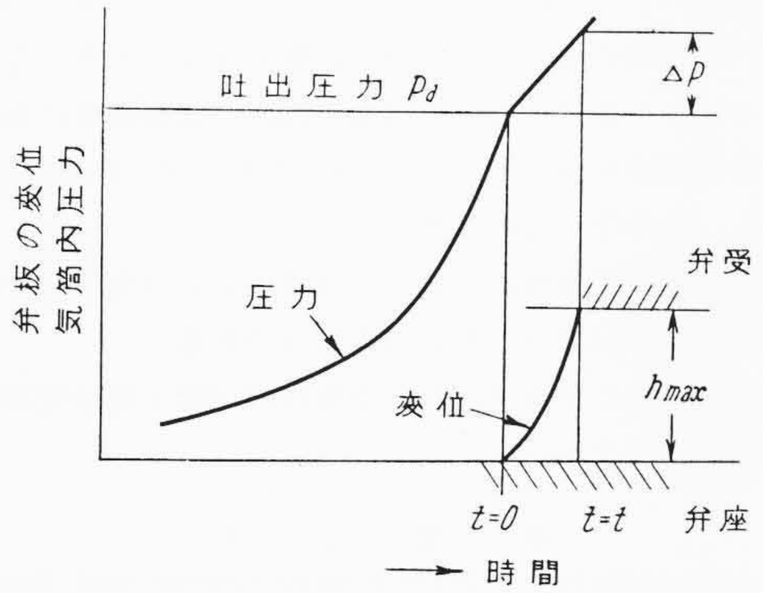
弁受は常に同じものを使用し，弁板の厚さを，1.6，1.2，および1.0，の3種類，弁ばねを強さの異なる3種類とし，これらの種々の組合せについて実験した。これらの各組合せにおける弁の諸元は**第2表**のとおりである。

3. 測　定　結　果

弁の運動を記録したオシログラムの一例を**第2図**（a），（b），（c），（d）に示す。これらは板厚 1.6 の弁板を使用し，圧縮機を吐出圧力 7 kg/cm²g にて運転し，弁ばねを No. 1, 2, 3, と変更した場合の図である。オシログラフの波形は，4 kc の搬送波で変調されているから，**第2図**（e）に示すとおり，弁が開閉時間ならびに上死点を過ぎてから弁が閉塞するまでの閉じ遅れの時間などを，搬送波の数を数えることにより見出すことができる。同様な多数のオシログラムから山数を数え，これを時間に換算した結果を**第3表**に記す。弁が全開するまでの，開口時間は $\frac{0.9}{1{,}000}$～$\frac{1.4}{1{,}000}$ s の間にあり，平均すると，$\frac{1}{1{,}000}$ s 程度であり，吐出圧力が高いほうがわずかに時間が短い。また弁ばねの強さが開口時間に及ぼす影響はほとんど認められない。（a），（b），（c）のオシログラムには弁板が弁受に衝突する際に上方に過大の振れを生じているが，これは弁板が衝突して弯曲することを示している。これに反し，**第2図**（d）の空気緩衝弁のオシログラムには，この過大の振れが表われていない。また，**第3表**に記したとおり，開口時間および閉じ遅れの時間が長くなっている。これは緩衝室内の空気の作用による。**第3図**（a），（b），（c）は，板厚 1.0 弁ばね No. 2で圧縮機を種々の吐出圧力で運転した場合の気筒内圧力のオシログラムを描き出したものである。図の上死点パルスを基準として，弁の運動のオシログラムから弁の開閉時期を書き入れた。これによると，弁は開き始めてから約 $\frac{1}{1{,}000}$ s で全開するが，気筒内の圧力はなお暫次上昇している。また弁の閉じ遅れと再膨脹の開始時期とはかなりよく一致している。なお上死点の位置で圧力の谷が表われている理由は現在のところ不明である。



第3図(a)～(c)　気筒内圧力のオシログラム



第4図　弁の運動と圧力上昇の模型

4. 計算との比較

4.1 弁の開口時間

弁の開口時間，弁受に衝突する最終速度などについて，種々の仮定のもとに計算してみる。

弁開口の途中に弁から吐出される空気量を無視し，気筒内の断熱圧縮される空気の静圧力が，弁板に作用するとした場合には，

$$pv^K=\text{const}^{(7)} \quad \cdots\cdots(1)$$

$$v=V-CFt \quad \cdots\cdots(2)$$

ここに，Kは圧縮指数で 1.4 とする。t は気筒内圧力が吐出圧力 p_d に等しくなったときからの時間，Vは $t=0$ における気筒内容積，Cは $t=0$ におけるピストンの速度，Fはピストンの断面積である。

弁板の運動方程式は，

$$\frac{W}{g}\ddot{h}=\overline{f}\frac{dp}{dt}t \quad \cdots\cdots(3)$$

ここに，hは弁板の変位，Wは弁板の重量，gは重力の加速度，$\overline{f}$は弁板の圧力作用面積である。(1)(2)(3)式から t_0がごく小さいとして整理すると，

$$t_0^3=\frac{6W}{g}\frac{h_{max}}{f}\left(\frac{1-\frac{KCFt_0}{V}}{\frac{KCFp_d}{V}}\right) \quad \cdots\cdots(4)$$

また弁板の最終速度は

$$\dot{h}_{max}=\frac{3h_{max}}{t_0} \quad \cdots\cdots(5)$$

となる。

実際には弁開口途中においても空気は吐出される。定常流が環状弁板に及ぼす押上力 K_D は，Lindner[8] によれば，

$$K_D=\frac{1}{\mu^2_p}\frac{\gamma}{2g}w^2f_1 \quad \cdots\cdots(6)$$

ここに μ_p に押上力係数*，γ は吐出状態の空気の比重量，w は弁板の間隙を通過する空気速度，f_1 は弁座面積

で表わされる。

(6)式による押上力が刻々作用して弁板は加速されるが，これを平均的に，中間の弁揚程 $\frac{h_{max}}{2}$ における押上力が作用するとし，w にこのときの流出速度を用いることにする(**第4図**参照)。したがって，弁板は等加速度運動をなし，その加速度は，(6)式により，$\frac{1}{\mu^2_p}\frac{\gamma}{2}\frac{w^2}{W}f_1$，であるとする。それゆえ，

$$t_0=\frac{2\mu_p}{w}\sqrt{\frac{h_{max}W}{f_1\gamma}} \quad \cdots\cdots(7)$$

となる。

次に気筒内圧力は，弁が開き始めてから全開するまでの間，直線的に Δp だけ上昇し，平均の圧力差 $\frac{\Delta p}{2}$ が $\frac{h_{max}}{2}$ の開きに対応する圧力差であるとする。

すなわち $\frac{\Delta p}{2}=\zeta\frac{\gamma}{2g}w^2$ $\cdots\cdots(8)$

ここにζは弁**の抵抗係数である

(7)および(8)式から

$$\frac{\Delta p}{t_0}=\frac{\zeta\gamma^{\frac{3}{2}}f_1^{\frac{1}{2}}w^3}{2g\mu_p\sqrt{Wh_{max}}} \quad \cdots\cdots(9)$$

となる。

さて，気筒内の空気は断熱圧縮されるものとすれば，

$$\frac{p_d}{\gamma^K}=(p_d+\Delta p)\left\{\frac{V-CFt_0}{\gamma\left(V-\frac{wf}{2}t_0\right)}\right\}^K \quad \cdots\cdots(10)$$

ここに，fは弁が全開したときの弁板間隙面積である。

一般に，$\frac{wft_0}{2V}\ll 1$ であるから

$$\frac{\Delta p}{t_0}\fallingdotseq Kp_d\left(\frac{CF-\frac{wf}{2}}{V}\right) \quad \cdots\cdots(11)$$

となる。

(9)式と(11)式とを両立させる速度wを見出せば，弁開口時間 t_0 および全開するまでの圧力上昇 Δp が求められる。

弁の運動のオシログラムから，弁開口時のピストン速度C，気筒容積Vおよび吐出圧力まで断熱圧縮された空気の比重量γを計算

---

* Lindner が水を用いた実験によると，

$\frac{1}{\mu^2_p}=1+5x$　ここにxは弁面積比

があてはまるとしている。筆者らが空気を用いた実験によると

$\frac{1}{\mu^2_p}\fallingdotseq 1+7x$ に近かった。

** 筆者らがこの種の弁に定常流を流して測定したところでは，レイノルズ数の広い範囲 $(0.2\sim3)\times10^4$ において $\zeta\fallingdotseq 1.5+2.4x$ によって，近似することができた。

第4表　計　算　結　果

（　）内の値は（4）式による計算値である。

（a）　一般的な諸元

板厚(mm)	W (kg)	$x=\frac{f}{2f_1}$	ζ
1.6	0.047	0.285	2.20
1.2	0.035	0.337	2.31
1.0	0.029	0.362	2.37

（b）　吐出圧力 $p_d=2\,kg/cm^2G$ の場合
$\gamma=2.6\,kg/m^3$, $V=1.24\times10^{-3}m^3$, $C=6.45\,m/s$

板厚(mm)	w(m/s)	Δp(kg/cm²)	t (10^{-3} s)	K_D (kg)	h_{max} (m/s)
1.6	116	0.78(1.64)	1.56(1.55)	8.45	2.75(4.26)
1.2	109	0.73(1.56)	1.51(1.50)	8.38	3.52(5.20)
1.0	104	0.68(1.50)	1.43(1.46)	8.04	3.92(5.75)

（c）　吐出圧力 $p_d=5\,kg/cm^2G$ の場合
$\gamma=4.3\,kg/m^3$, $V=0.96\times10^{-3}m^3$, $C=5.4\,m/s$

板厚(mm)	w (m/s)	Δp(kg/cm²)	t(10^{-3} s)	K_D(kg)	h_{max}(m/s)
1.6	114	1.25(2.62)	1.24(1.23)	13.2	3.48(5.4)
1.2	106	1.14(2.50)	1.16(1.19)	12.7	3.76(5.5)
1.0	102	1.08(2.42)	1.13(1.16)	12.8	4.82(7.2)

（d）　吐出圧力 $p_d=7\,kg/cm^2G$ の場合
$\gamma=5.2\,kg/m^3$, $V=0.79\times10^{-3}m^{-3}$, $C=4.8\,m/s$

板厚(mm)	w(m/s)	Δp(kg/cm²)	t (10^{-3}s)	K_D(kg)	$\dot{h}_{max}$ (m/s)
1.6	120	1.68(3.33)	1.09(1.10)	18.2	4.22(6.0)
1.2	110	1.48(3.15)	1.02(1.06)	17.1	4.98(7.4)
1.0	106	1.43(3.03)	0.99(1.03)	16.7	5.63(8.2)

第5表　弁ばねの力による弁の閉塞時間　　単位：$^1/_{1000}$ s

板　厚(mm)	弁　ば　ね　No.		
	1	2	3
1.6	4.11	3.30	2.85
1.2	3.91	3.19	2.71
1.0	3.79	3.02	2.60

し，他方，各場合の$\frac{h_{max}}{2}$に相応するxから，ζおよびμ_pの値を計算した。これらの値を用い，wの値を横軸にとって(9)および(11)式の両曲線の交点を見出した。

その結果の一例を**第4表**に記す。弁の開口時間は，吐出圧力の高低に応じ$\left(\frac{1}{1{,}000}\sim\frac{1.5}{1{,}000}\right)$ s となり，実測した値に近くなった。吐出圧力が低いほど開口時間が長いのは，γが小さいために押上力が小さいこと，および気筒内容積Vが大きく気筒内に蓄えられる量が多いために，弁からの吐出量が減小するからである。板厚が薄い場合には，弁揚程が増しているにもかかわらず，弁板の加速度が大きくなるために，開口時間はむしろ短かくなることを示している。弁板が弁受に衝突する速度は，板厚の減小とともに増大する。板厚が薄いと板自身の強度も下るので，本実験において，板厚 0.8 の弁板は初回の運転で破壊し，厚さ 1.0 の弁板も，数度の運転後に破損した。

試みに，弁開口時の吐出を無視した，(4)および(5)式により，t_0およびh_{max}を計算した結果を，**第4表**(b)(c)(d)の(　)内に記す。ただし，弁板の受圧面積$\overline{f}$を弁座面積f_1に等しいとおいた。$\overline{f}=f_1$とする根拠はないが，計算したt_0の値は前の計算値とほとんど同じくなったが，開口時の圧力上昇Δpは2倍以上になっている。また$\dot{h}_{max}$の値も約40%大きく計算された。

第3図の気筒内圧力を示すオシログラムにおいて，弁全開までに吐出圧力以上に上昇した圧力を記しておいたが，この圧力上昇値と本計算のΔpとを比較すると，ほぼ同程度の大きさである。弁が全開するまでに起る気筒内圧力の上昇を見当づけることができれば，全開したのちの弁損失は比較的容易に計算で求めることができる。それゆえ，以上述べた計算法は圧縮機の性能を予測する上に一つの寄与となるであろう。

4.2　弁の閉塞時間

オシログラムによれば，弁は上死点の少し前で弁受から離れて閉じ始めている。上死点においては，ピストンが停止するから，押上力が消失し，弁ばねの力によって弁板は弁受から離れようとする。次に，ピストンが引側行程にはいると，気筒への逆流が起り，弁板には押下力が働く。しかし，弁が正常に作動している状態においては，死点付近の押下力は小さいであろうから，これを無視し，弁ばねの平均の力によって等加速度運動をして閉塞するものとして，閉塞時間を計算した。その結果を**第5表**に記す。これと**第3表**の閉塞時間とを比べると空気緩衝弁を除けばよく一致している。

5.　結　　言

高速圧縮機における吐出弁の運動を調べ，開口閉塞時間，開口時の圧力上昇を簡単な計算式から計算した結果と比較した。弁の開口時間は約$\frac{1}{1{,}000}$ s で，かなりの速度で弁受に衝突するから，弁ばねの強さを適当にして，緩和することが望ましいが，弁ばねを強くしすぎると，閉塞時における，弁座との衝突速度が大きくなり，弁座を摩耗させるから注意しなければならぬ。空気緩衝弁においては，これらの衝突速度を減小させ，弁の寿命を長く保つ効果がある。（しかしながら，弁の閉じ遅れは増す）。

今後引続き空気緩衝弁についての計算あるいは全体のサイクルについての弁損失の計算などを試みる積りである。

終りに，本実験に従事された日立製作所川崎工場研究課，小沢君に深甚の謝意を表する。

参　考　文　献

（1）　E. Lanzendörfer: Strömūngsvorgänge ūnd Bewegūngsverhältnisse bei Drūckventilen Schuellaūfender Kompressoren, VDI–2. Bd. 76 Nr. 14 '32

（2）　G. Lorenzen: On the Performance of Automatic Compressor Valves, Poc. IX Int. Congr. of Refrig '35

（3）　S. F. Pearson: Losses in Small Refrigerator Compressor Operating Efficiency of Domestic Size Units Engg. Vol, 186, No. 1831 '58

（4）　山岸：　往復動圧縮機の性能に及ぼす自動弁の諸元の影響　日立評論　第26巻　第6号　(昭 18)

（5）　伊藤，横田：　自動弁の高速試験　日立評論　別冊 No. 1(昭 27)

（6）　M. Costagliola: The Theory of Spring-Loaded Valves for Reciprocating Compressors, J. Appl. Mech. Dec. '50

（7）　平尾：　圧力平衡形指圧計　日本機械学会第134回講習会　内燃機関の計測に関する講習会前刷

（8）　R. Stückle: Die Selbsttätigen Pumpenventile in den letzten 50 Jahren Springer Verlag '25

おわびと訂正

前号と前々号に誤字がございましたので，つつしんでおわび申し上げ，次のように訂正いたします。

第43巻第1号の広告欄「**バブコック日立株式会社**」

Boller を **Boiler** に訂正，1罐 60 MV を1罐 600 MVに訂正

第43巻第2号のカラー口絵「**日立全低圧式酸素製造装置**」の裏面

2行目　6,000m²/h を 6,000m³/h に訂正，仕様の2行目　4,500Nm²/h を 4,500Nm³/h に訂正