

真空脱ガス用スチーム・エゼクターについて*

奥 芳 夫**

Review of Steam Ejector for Vacuum Degassing Process

Yoshio OKU

1. 結 言

溶鋼の真空脱ガスは水素の除去を目的として出発した精錬法である。それが現在では炭素による脱酸に問題の焦点がむけられるまでに発展してきた。このために操作圧力は初期の数 torr より、現在は 0.1 torr あるいはそれ以下を必要とするようになってきた。一方、処理量も漸次増加して、最近では 100 t 以上が普通になってきた^{1)~10)}。脱ガスに使用される排気ポンプには、油回転ポンプを補助ポンプとしてメカニカル・ブースターが長らく使用されてきた。しかし、最近の脱ガス用排気系は、大型化、高真空化に加うるに、大気圧から出発して短時間で高真空をつくらなければならないのが特徴である。かかる時代の要請にこたえるものとして、スチーム・エゼクターが脚光をあびてきた。

スチーム・エゼクターは化学工業では早くから使用せられ、理論的な解析も数多く行なわれている。しかし、これらの解析法は複雑で、実際に応用するには面倒すぎるきらいがあり、計算値と理論値の一致についても、まだ問題が残っている。筆者らは、吸引圧力が 0.01~0.1 torr の大型スチーム・エゼクターの開発を目的として一連の実験を行なってきた。その実験結果をもとに、スチーム・エゼクターの一般的特性を明らかにし、特に真空脱ガス用として使用する場合の問題点を検討した。この資料が、真空脱ガスプラントの計画あるいは設計にたづさわる人々のための一助ともなれば幸いである。

2. 記号と用語の説明 (Fig. 1 参照)

a_1 : ノズル拡がり率 = F_{10}/F_{1n}

a_2 : ガス通過面積比 = F_{20}/F_{2n}

a_t : 喉面積比 = F_{ti}/F_{tn}

D : 直径 m

F : 断面積 m^2

f : 流体摩擦係数

$G(G')$: 質量速度 kg/sec (kg/hr) あるいは l-torr/sec (真空を扱うときには l-torr/sec で表わすことが多い.)

g : 重力換算係数

L : 長さ m

M : マッハ数 蒸気(ガス)の流速/その蒸気(ガス)のそのときの状態での音速

M^* : 臨界マッハ数 理想気体と考えられるような蒸気を、よどみ状態 (chestのなか) からノズルをおして噴出させると、ノズルの最小断面で流速と音速が一致する状態をつくることができる。このとき噴出量は最大となる。この流速を臨界流速という。噴出蒸気流に沿う任意の場所での蒸気流速 (はやさ) と臨界流速の比を臨界マッハ数という。

P : 圧力 kg/m^2 あるいは torr (真空工業では mm Hg を torr という記号で表わすことになっている.)

Q : 単位質量の空気に同伴する水蒸気量 kg水蒸気/kg空気

R : 一般ガス定数 = $848 kg m/^\circ K \cdot kmol$

$T(t)$: 温度 $^\circ K (^\circ C)$

U : 速度 m/sec

V : 容積 m^3

v : 比容積 m^3/kg

W : 分子量 kg/kmol

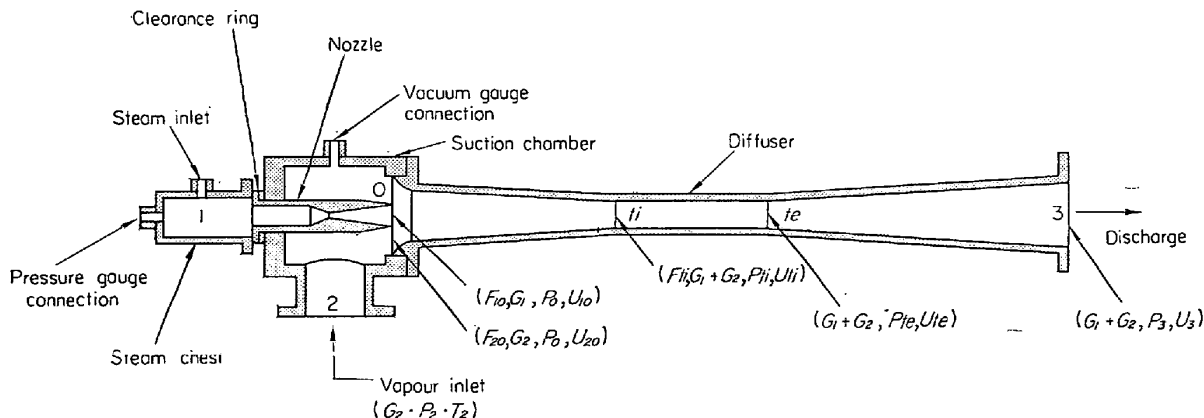


Fig. 1. Sectional view of ejector.

* 昭和42年2月10日受付 ** 日本真空技術(株)

w : 冷却水量 t/hr
 γ : 比熱比 定圧比熱/定容比熱
 δ_s : $t^\circ\text{C}$ の飽和水蒸気の比重量 kg/m^3
 μ : 吸引量比 G_2/G_1
 ρ : 速度係数
 η : エネルギー効率
 m : 流出指数

Subscripts

0: ノズル出口断面部
 1: 駆動蒸気の状態
 2: 被吸引ガスの状態
 t_n : ノズルスロート部
 t_i : ディフューザー・スロート部入口
 t_e : ディフューザー・スロート部出口
 3: エゼクター出口
 c : コンデンサー出口

ブースター: エゼクターの1種で, エゼクターの出口より放出するガス中の蒸気を, そのときの冷却水の条件では凝縮せしめることのできない圧力から, 凝縮せしめることのできる圧力まで圧縮するのに用いるものをブースターと呼んでいる. 通常バロメトリック・コンデンサーより高真空側にあるエゼクターを, 高真空側から順次第1ブースター, 第2ブースター, 第3ブースターと呼ぶ. これにたいして高真空側の最初のバロメトリック・コンデンサーより低真空側のエゼクターは順番に第1エゼクター, 第2エゼクターと呼ばれる. (Fig. 6 参照)

エキゾスター: 排気時間を短縮するために使用する補助エゼクターのことで, 定常運転用のエゼクターと並列に設置される. スターターとも呼ばれる (Fig. 6 参照).

臨界背圧: 駆動蒸気圧, 抽気量が一定で背圧 P_3 のみを漸次増加せしめても, P_3 のある値までは吸引圧は変化しない. しかし, このある値をこえると吸引圧は急激に悪くなる. P_3 のこのある値が臨界背圧と呼ばれ, 吸引圧が悪くなった状態をブレイクダウンした状態と称している. 臨界背圧はまた, 最高放射圧力あるいは最低放射真空と呼ばれることもある.

二重真空現象: エゼクターの性能をテストするさい, 抽気量が同一でも, その変化が増加の過程にあるか, 減少の過程にあるかによつて, 吸引圧が異なることがある. また, 臨界背圧を求める場合に, 背圧を増加してブレイクダウンさせて求めた臨界背圧と, ブレイクダウンしている状態から背圧を減少して正常作動に移らせることによつて求めた臨界背圧とは異なることがある. このような現象は二重真空現象と呼ばれ, エゼクターとしては好ましくない現象である.

3. スチーム・エゼクターの理論と計算法

スチーム・エゼクターは Fig. 1 に示すごとく, 吸引室, ノズル, ディフューザーからなり, 駆動水蒸気は通常 $4\sim 10 \text{ kg}/\text{cm}^2\text{-G}$ で供給され, 末広ノズルを通過する間に, 圧力は速度エネルギーに変換される. この高速の噴射蒸気は, 吸引室の気体を吸引し, 混合し, ディフューザーを通過する間に圧力を回復して出口より放出される. Fig. 2 はこの過程をエントロピー-エンタルピー線図に表わしたもので, A_1 は駆動蒸気の状態, A_2 は被吸引気体の状態 P_0 はノズルより噴射した水蒸気の圧力

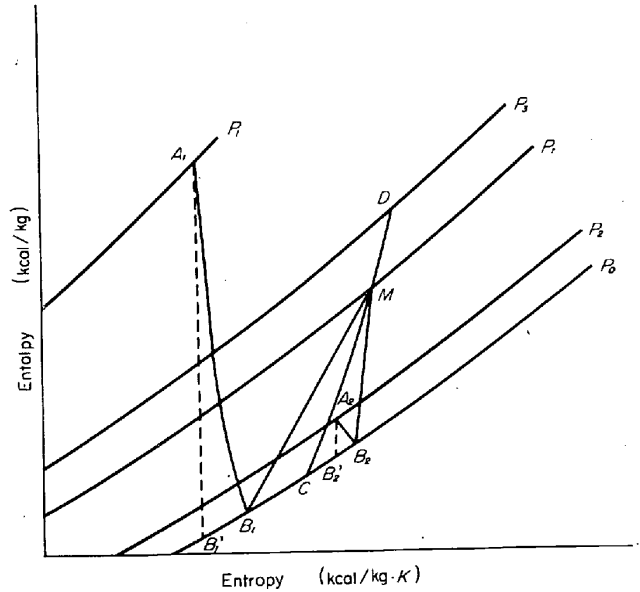


Fig. 2. Change of state in ejector.

を示す. 駆動蒸気だけでなく, 被吸引気体もいつたん P_0 まで膨張するが, いずれも可逆断熱変化と考えると A_1B_1' , A_2B_2' と点線で示した等エントロピー変化をするものと考えねばならない. しかし, 実際の過程は摩擦あるいは渦の生成によつて A_1B_1 , A_2B_2 で示されるごとく, 不可逆的な変化をたどるものと考えられる. P_0 からの圧縮の過程も同様である. P_t はディフューザー・スロート部の圧力で, 両流体は B_1M , B_2M にそつて混り合いながら圧力を回復する. CM は両流体が完全に混り合つたと仮定したときの圧力上昇過程で, B_1M , B_2M の平均値となる. 混合が等圧で行なわれる場合には $P_0 = P_t$, $C=M$ と考えればよい.

スチーム・エゼクターの解析を初めて行なつたのは, G. FLÜGEL¹¹⁾で, 彼は運動量交換の法則, エネルギー方程式, 連続の式を組み合わせ, 駆動蒸気圧力, 被吸引気体の吸引圧, エゼクター出口の放射圧, 駆動蒸気および被吸引気体の流量, ディフューザー・スロート部の断面面積の間の関係式を導いた. J. H. KEENAN らは G. FLÜGEL と同様に, 運動量交換の法則, エネルギー方程式, 連続の式を組み合わせ, さらに無次元項としてマッハ数を導入して関係式を簡略化した. しかし, J. H. KEENAN らの方法は, 駆動流体, 被吸引気体がともに空気の場合に関するもので, また, 摩擦損失などは考慮していない¹²⁾¹³⁾. 植田氏は G. FLÜGEL の方法に平均流速の概念を導入して, 吸引性能, 圧縮性能の計算法を発表して実験値と比較している¹⁴⁾¹⁵⁾. 高島氏もやはり G. FLÜGEL の方法をもとに, エゼクター各部の摩擦損失係数を分類して計算することによつて, 最適性能が求められると述べている¹⁶⁾¹⁷⁾. 最近では春日氏が熱力学的な解析方法を報告している¹⁸⁾. しかし, これらの計算法はいずれも複雑である. また計算値と実験値との比較も, 非常に狭い範囲の実験結果をもとに行なわれたもので, 圧力の広い領域にわたつて成立するような, 十分なものではない.

筆者はより簡単な設計法をもとめる意図で, もつとも

単純な形の J. H. KEENAN らの計算式を一般化した。式の誘導にあたって次のような仮定をおいた。

(1) 駆動蒸気と被吸引気体はノズル出口からディフューザー・スロート部に至る間で等圧のもとに混合する。

(2) 完全ガスの法則が成立する。比熱比は温度、圧力に無関係である。

(3) ディフューザー部の蒸気の流れに垂直な一つの断面内では、静圧はすべて等しい。

(4) 膨張および圧縮の過程は断熱変化である。

(5) エゼクター入口および出口の流体の速度は無視できる。すなわち、 $U_1=0, U_2=0, U_3=0$

さて、上の5つの仮定のもとで、まずノズルより噴射する蒸気およびノズル周辺部より膨張するガスの流速は、それぞれ次式のように表わされる。

$$U_{10} = \varphi_1 \sqrt{2g \frac{\gamma_1}{\gamma_1 - 1} \frac{R}{W_1} T_1 \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\gamma_1 - 1/\gamma_1} \right\}} \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$U_{20} = \varphi_2 \sqrt{2g \frac{\gamma_2}{\gamma_2 - 1} \frac{R}{W_2} T_2 \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\gamma_2 - 1/\gamma_2} \right\}} \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここに φ_1, φ_2 はおのおの場合の速度係数である。 U_{10}, U_{20} のかわりにそれぞれの臨界マッハ数 M_{10}^*, M_{20}^* をもちいると(1), (2)式は次のように書きかえられる。

$$M_{10}^* = \varphi_1 \sqrt{\frac{\gamma_1 + 1}{\gamma_1 - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\gamma_1 - 1/\gamma_1} \right\}} \quad \dots (3)$$

$$M_{20}^* = \varphi_2 \sqrt{\frac{\gamma_2 + 1}{\gamma_2 - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_2} \right)^{\gamma_2 - 1/\gamma_2} \right\}} \quad \dots (4)$$

つぎに、ノズル出口断面とディフューザー・スロート部入口断面の間に運動量の法則を適用すると、次の(5)式が得られる。

$$G_1 \cdot U_{10} + G_2 \cdot U_{20} + P_0 \cdot F_0 \cdot g = (G_1 + G_2) \cdot U_i + P_i \cdot F_i \cdot g + 1/2 \cdot (P_0 + P_i) \cdot (F_0 - F_i) \cdot g + 2 \cdot f \cdot (G_1 + G_2) \cdot U_i \cdot (L/D) \quad \dots \dots \dots (5)$$

(5)式において、 $P_0 = P_i$ (仮定1より)、 $1 + 2 \cdot f \cdot (L/D) = 1/\varphi_3$ とおくと

$$U_i = \varphi_3 \cdot \frac{U_{10} + \mu \cdot U_{20}}{1 + \mu} \quad \dots \dots \dots (6)$$

が得られる。ここに、 φ_3 は摩擦損失を考慮にいたした、混合部の効率と考えることができる。(6)式は臨界マッハ数をもちいて次のように表わすこともできる。

駆動流体と被吸引気体が同一のときには、(7)式の $\gamma_1 = \gamma_2, W_1 = W_2$ となり、さらに $\varphi_3 = 1$ とすると、KEENAN らの導いたのと同じ式(8)が得られる。

$$M_{10}^* = \varphi_3 \cdot \frac{M_{10}^* \cdot \sqrt{\frac{1}{\gamma_1 + 1} + \mu \cdot M_{20}^* \cdot \sqrt{\frac{\gamma_2 \cdot W_1 \cdot T_2}{\gamma_1 \cdot W_2 \cdot T_1} \cdot \frac{1}{\gamma_2 + 1}}}}{\sqrt{(1 + \mu) \cdot \left(1 + \frac{W_1}{W_2} \cdot \mu \right) \cdot \frac{\{\mu \cdot W_1 \cdot \gamma_2 (\gamma_1 - 1) \cdot T_2 / W_2 \cdot \gamma_1 (\gamma_2 - 1) \cdot T_1 + 1\}}{\{\mu \cdot W_1 \cdot (\gamma_1 - 1) \cdot (\gamma_2 + 1) / W_2 \cdot (\gamma_2 - 1)\} + 1 + \gamma_1}}}} \quad \dots \dots \dots (7)$$

$$M_{10}^* = \frac{M_{10}^* + \mu \cdot M_{20}^* \sqrt{T_2/T_1}}{\sqrt{(1 + \mu \cdot T_2/T_1) \cdot (1 + \mu)}} \quad \dots \dots \dots (8)$$

さてディフューザー・スロート部では衝撃波を生成して不連続的に圧力が上昇する。この圧力上昇の計算には Rankine-Hugoniot の式(9)を用いることができる。

$$\frac{P_{t_e}}{P_{t_i}} = \left(\frac{2\gamma_3}{\gamma_3 + 1} \right) M_{t_i}^2 - \left(\frac{\gamma_3 - 1}{\gamma_3 + 1} \right) \quad \dots \dots \dots (9)$$

さらに、ディフューザー拡大部に対しては、エネルギー効率 η_d を用いて、KEENAN らの用いた式をより一般化することができる。すなわち

$$\frac{P_3}{P_{t_e}} = \left\{ \frac{\gamma_3 - 1}{2} M_{t_e}^2 \eta_d + 1 \right\}^{\gamma_3/\gamma_3 - 1} \quad \dots \dots \dots (10)$$

(10)式の η_d は次式で表わされるように、速度エネルギーの減少分に対する、圧力上昇にもちいられたエネルギーの比で、仮定(5)により $U_3 = 0$ として計算される。

$$\eta_d = \frac{\int_{t_e}^3 v d_p}{(U_{t_e}^2 - U_3^2)/2g} \quad \dots \dots \dots (11)$$

上の諸式にあらわれた、 $M_{t_i}^*, M_{t_i}, M_{t_e}$ の間には一般に次のような関係が成立する。

$$M_{t_i}^2 = \frac{2M_{t_i}^{*2}}{(\gamma_3 + 1) - (\gamma_3 - 1) \cdot M_{t_i}^{*2}} \quad \dots \dots \dots (12)$$

$$M_{t_e}^2 = \frac{2 + (\gamma_3 - 1) \cdot M_{t_i}^{*2}}{2\gamma_3 \cdot M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)} \quad \dots \dots \dots (13)$$

(9), (10), (12), (13)式をもちいると、 P_3/P_0 は次のように $M_{t_i}^*$ の函数として表わすことができる。

$$\frac{P_3}{P_0} = \frac{P_3}{P_{t_i}} = \left\{ \frac{(\gamma_3 + 1) \cdot M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)}{(\gamma_3 + 1) - (\gamma_3 - 1) \cdot M_{t_i}^{*2}} \right\} \cdot \left\{ \frac{(\gamma_3 + 1) \cdot M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)(1 - \eta_d)}{(\gamma_3 + 1) \cdot M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)} \right\}^{\gamma_3/\gamma_3 - 1} \quad \dots \dots \dots (14)$$

したがって、 P_1, P_2, μ が与えられたときには P_0 を仮定すると、圧縮比 P_3/P_2 は(7), (14)式より計算することができる。この場合 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \eta_d$ は理論的に求めることは困難で、経験あるいは実験によつてきめられる数値である。次に問題になるのは、上述の関係を満足するエゼクターの幾何学的形状である。幾何学的形状のうち、性能に特に影響するのは流体の通過する断面積に關係するものである。ノズル・スロート断面積に対するディフューザー・スロート断面積の比は、通常、喉面積比と呼ばれ、(15)式のごとく、 $M_{t_i}^*$ の函数として表わされる。

$$a_i = \varphi_1 \cdot \sqrt{\eta_d} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{P_1}{P_3} \cdot \sqrt{\frac{W_1 \cdot T_3}{W_3 \cdot T_1} \cdot \frac{(1/\gamma_1 + 1)^{1/\gamma_1 - 1} (\gamma_1/\gamma_1 + 1)^{1/2}}{F(M_{t_i}^*)}} \quad \dots \dots \dots (15)$$

$$F^2(M_{t_i}^*) = \frac{\gamma_3 \cdot \eta_d}{(\gamma_3 + 1) M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)} \cdot \left\{ \frac{(\gamma_3 + 1) M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)(1 - \eta_d)}{(\gamma_3 + 1) M_{t_i}^{*2} - (\gamma_3 - 1)} \right\}^{1 + \gamma_3/\gamma_3 - 1} \quad \dots \dots \dots (16)$$

つぎに、ノズル・スロート部断面積に対する、被吸引気体の通過断面積の比は(17)式によつて示される。

$$a_2 = \varphi_1 \cdot \mu \cdot \frac{P_1}{P_2} \cdot \sqrt{\frac{W_1 \cdot T_2}{W_2 \cdot T_1}}$$

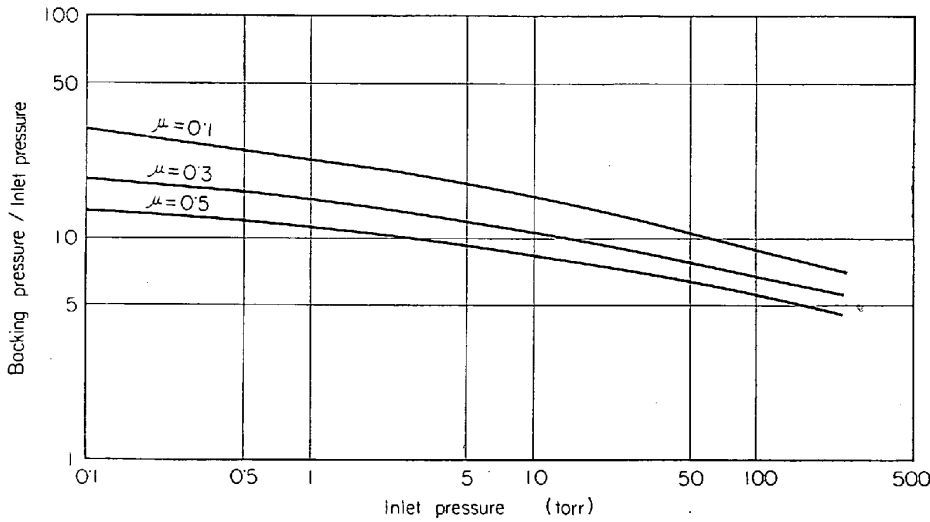


Fig. 3. Critical compression ratio at a given inlet pressure (pressure of driving steam : 7 kg/cm²-G).

$$\frac{\left(\frac{1}{\gamma_1+1}\right)^{1/\gamma_1-1} \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1+1}\right)^{1/2}}{\sqrt{\frac{\gamma_2}{\gamma_2+1} M_{20}^* \left\{ 1 - \frac{\gamma_2-1}{\gamma_2+1} \cdot \frac{M_{20}^{*2}}{\varphi_2^2} \right\}^{2/\gamma_2-1}}} \dots\dots\dots (17)$$

ノズル膨張比の計算には、一般に次の(18)式がもちいら
れる。

$$a_1 = \left(\frac{2}{m+1}\right)^{m+1/2(m-1)} \left(\frac{2}{m-1}\right)^{-1/2} \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{-1/2} \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{m-1/m} \right\}^{-1/2} \dots\dots\dots (18)$$

しかし、水蒸気の膨張のように、その1部が凝縮あるいは水結する場合には、流出指数 m をいくらにするかが問題である。上記の諸式に含まれている W_3, T_3, γ_3 はエゼクター出口の混合流体の状態を表わす値で、それぞれ次式によつて計算することができる¹⁷⁾。

$$W_3 = \frac{(1+\mu) \cdot W_1}{1+\mu \cdot \frac{W_1}{W_2}} \dots\dots\dots (19)$$

$$T_3 = \frac{1+\mu \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \cdot \frac{\gamma_1-1}{\gamma_2-1} \cdot \frac{T_2}{T_1}}{1+\mu \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \cdot \frac{\gamma_1-1}{\gamma_2-1}} \cdot T_1 \dots\dots\dots (20)$$

$$\gamma_3 = \frac{1+\mu \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \cdot \frac{\gamma_1-1}{\gamma_2-1}}{1+\mu \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\gamma_1-1}{\gamma_2-1}} \cdot \gamma_1 \dots\dots\dots (21)$$

以上の諸式から実際に性能を計算する場合の手順は次のようである。まず P_0 にある値を仮定して(3), (4)式より M_{10}^*, M_{20}^* を求め、これらの値を(7)式に代入すると、 Mt_i^* が計算される。この Mt_i^* を(14)式に代入して P_3 が求められる。つぎに P_0 に最初と異なる値を仮定して、同じ手順で P_3 を求める。このように、試行錯誤法によつて P_3 の最大値を求めることができる。この P_3 の最大値を満足する P_0 を(15), (17), (18)式

に代入して、幾何学的な数値を求めることができる。上記の計算で問題になるのは、 φ および η で表わされた速度係数と効率である。摩擦、渦の生成および混合による損失がまったくない理想的な場合には、 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ および η_d はすべて1に等しい。Fig. 3はかかる理想的な場合の圧縮比 (P_3/P_2) と P_1, P_2, μ, a_t の関係線図で、与えられた P_1, P_2, μ, a_t に対して、この線図より求められる P_3/P_2 以上に圧縮することは不可能であることを示している。実際の場合には、後述のように、 $\varphi_1 = 0.95, \varphi_2 = 0.50, \varphi_3 = 1.0, \eta_d = 0.90$ として計算すると、実験値と非常によく一致する結果が得られた。筆者は、計算を簡略化するために、上記の係数をもちいて、計算式の1部を図表化した。Fig. 4は(14)式の P_3/P_0 と Mt_i^* の関係を表わした図表である。Fig. 5は(16)式の $F(Mt_i^*)$ と Mt_i^* の関係を表わした図表で、これをもちいることによつて喉面積比を簡単に求めることができる。

この計算法によつて得られた結果は、今までに提出された多くの結果より、吸引圧の広い範囲にわたつて、実験値とかなりよく一致する。この計算法自体は、今までに発表された方法に比して簡単であるが Fig. 4, Fig. 5の図表をもちいることによつて、なお一層容易に結果が求められる。またこの計算法は、駆動流体が水蒸気、被吸引気体が空気の場合に限定されるものではなく、その他の気体にも広く適用することができよう。

4. スチーム・エゼクターの一般的特性

脱ガス用のスチーム・エゼクターは、操作圧力によつて、4段ないし6段で使用される。Fig. 6は脱ガス用5

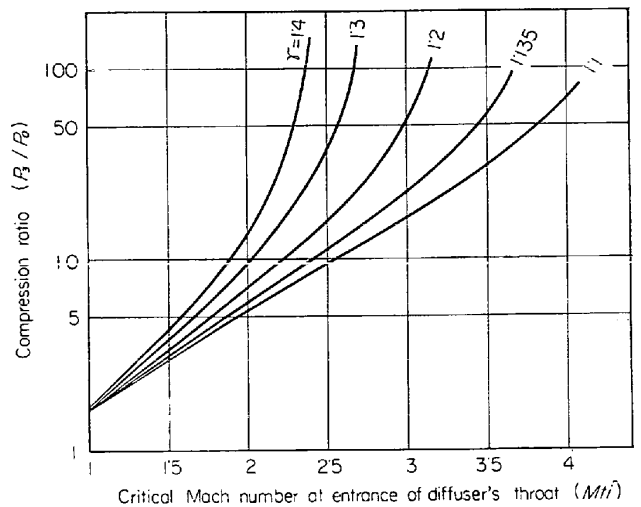


Fig. 4. Relationships between compression ratio (P_3/P_0) at diffuser and critical Mach number at entrance of diffuser's throat.

冷段型スチーム・エゼクターのフロー・ダイアグラムである。Photo. 1 は筆者らが使用した 5 段階型スチーム・エゼクターの実験装置である。参考のために、この実験装置の大きさを Table 1 に示した。

以下この実験装置で得られた結果を参考にして、スチーム・エゼクターの一般的特性を、特に脱ガス用を使用する場合を考慮しながら述べる。

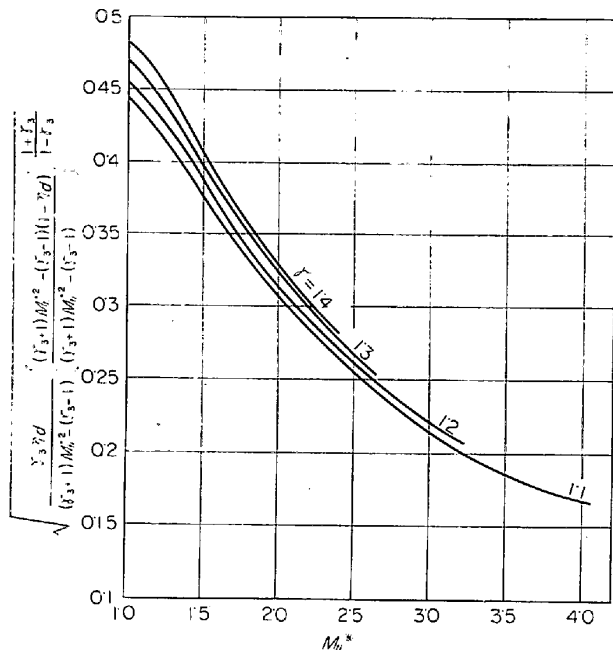


Fig. 5. Calculating diagram for ratio of diffuser's throat to nozzle's throat area.

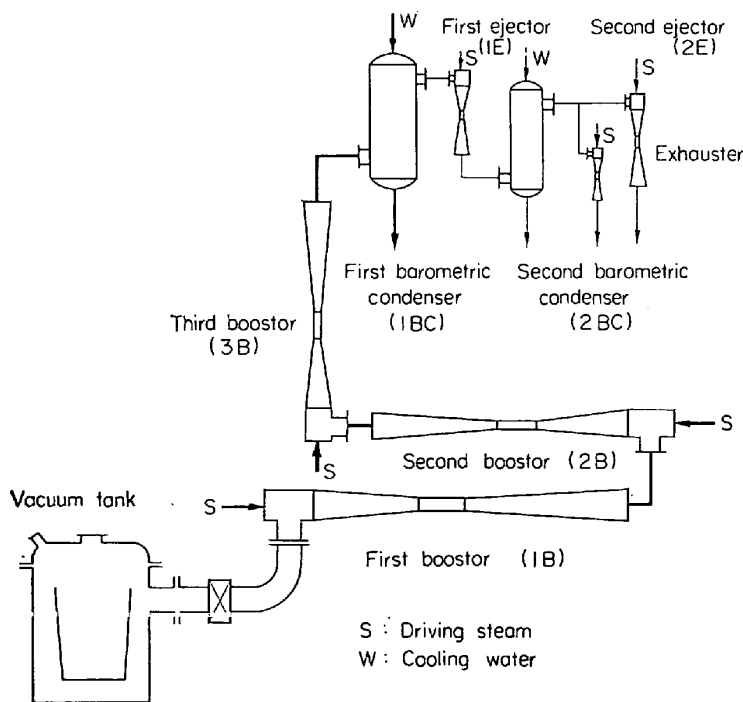


Fig. 6. Flow diagram of five stage steam ejectors for vacuum degassing.

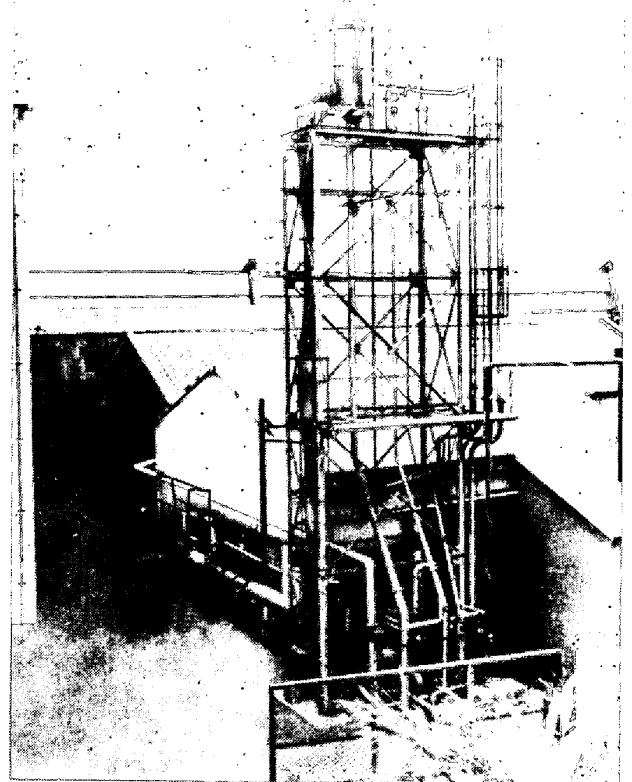


Photo. 1. General view of the 5-stage ejector system for research.

4.1 段数と真空度

Fig. 6 に見られるごとく操作真空度が 0.1 torr の場合には、5 本のエゼクターが直列につながれて使用される。これはエゼクター 1 本の P_3/P_2 値 (以下圧縮比と呼ぶ) には限度が存在するためである。(14), (15) 式を用いて計算すると、このことはより明りようになる。しかも、圧縮比と吸引量比は反比例するので、経済性を考慮すると 1 本のエゼクターの圧縮比としては 3~12 が妥当な値である。もちろんこの数値は吸引圧によつて異なってくる。それ以上の圧縮が必要な時には、2 本以上のエゼクターが直列につながれて使用される。エゼクター 1 本の圧縮比の限界は Fig. 3 に示されている。この線図は駆動蒸気圧 $7 \text{ kg/cm}^2\text{-G}$ で常温の空気を吸引する場合のものである。Fig. 3 は理論値であるので、実際の圧縮比は摩擦その他の損失のために、この P_3/P_2 値の約 80% である。Table 2 に通常使用される吸引圧と段数の関係が示されている。

4.2 中間凝縮器

前述のごとく、エゼクター 1 段の圧縮比は有限であるので、2 段以上のエゼクターを直列につないで使用する事が多い。この場合前段エゼクターからの放出流体は、抽気ガスのみでなく駆動用に使用した蒸気をも含むもので、後段になるにつれて負荷が等比級数的に増加し、これに比例して蒸気消費量も増加する。蒸気消費量のかかる増加をさけるために、ある段のエゼクターの放射圧が

Table 1 Specification of experimental apparatus.

Name	Inlet pressure (Torr)	Size (mm)		
		Dia. of inlet	Dia. of outlet	Total length
First booster	0.1	450 φ	450 φ	5000
Second booster	1.2	450 φ	400 φ	4500
Third booster	7.5	400 φ	350 φ	4000
First ejector	40.0	50 φ	50 φ	700
Second ejector	220.0	25 φ	25 φ	400
First barometric condenser	—	Dia. 565 φ, Length 2235		
Second barometric condenser	—	Dia. 250 φ, Length 1100		

Through-put : 5~8 kg/hr; Pressure of motive steam : 7 kg/cm²-G

Table 2. Number of ejector stages required for given operating pressure or ultimate pressure.

Number of stages	Operating pressure (torr)	Ultimate pressure (torr)
6	0.005~0.1	0.002
5	0.05~1	0.02
4	0.5~5	0.2
3	3~30	1.5
2	20~200	10
1	100~760	10

却水のそのときの蒸気圧より高い場合には、放射流体を冷却水と接触せしめることによつて、蒸気は凝縮させられて系外に取り去られる。このようにして次段エゼクターの負荷を著しく減少せしめることができる。このために用いられる凝縮器は、中間凝縮器と呼ばれ、間接接触型のサーフェス・コンデンサーと直接接触型のバロメトリック・コンデンサーに大別される。一般に使用されるのは後者で、この中にも種々の型のものがある。それらのうちの代表的なものが Fig. 7 に示された。凝縮器からの排水は液体ポンプで抜き出すこともあるが、大低の場合大気脚を利用して抜き出される。このために凝縮器は地上 11m 以上のところに設置される。設計時の冷却

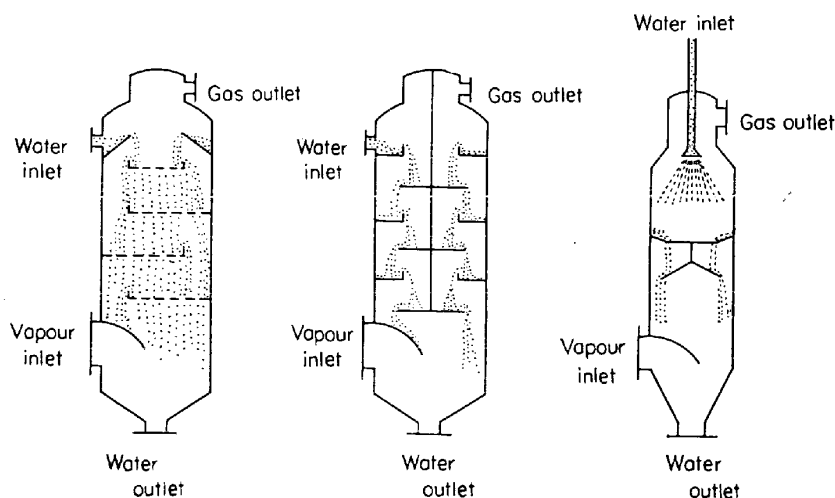


Fig. 7. Sectional views of typical barometric condensers.

水温と温度上昇の決めかたによつて、凝縮器内の圧力、冷却水量、次段エゼクターの負荷が決まってくる。したがつて冷却水に関する情報は、スチーム・エゼクターの設計に不可欠である。冷却水の温度上昇を $\Delta t^{\circ}\text{C}$ 、凝縮器に入る水蒸気量を G_s , kg/hr とすると、冷却水量 W t/hr は近似的に次式で表わされる。

$$W = 0.6 G_s / \Delta t \dots\dots\dots (22)$$

水蒸気の大部分は凝縮器で凝縮するが、そのときの温度、圧力によつてきまるなにかしかなの水蒸気は、飽和水蒸気として非凝縮性ガスに同伴して、次段エゼクターに吸引される。非凝縮性ガスが空気の場合、この同伴量は次式のごとく表わされる。

$$Q = \sigma_s (273 + t_c) / 0.4645 (P_c - P_s) \dots\dots\dots (23)$$

ここに t_c は凝縮器出口の空気の温度、 P_c は凝縮器内の圧力、 P_s は $t^{\circ}\text{C}$ の空気の飽和蒸気圧である。

4.3 蒸気の圧力と湿り度

スチーム・エゼクターの駆動蒸気圧力は高いほど臨界背圧が高くなり、蒸気消費量は少なくなる。駆動圧力と蒸気消費量の関係は一般に Fig. 8 のごとく表わされている²⁰⁾。しかし、ある駆動圧力で設計されたスチーム・エゼクターをこれより高い駆動圧力で作動せしめると、作動が不安定になることがある。また蒸気圧力をあまり高くするとボイラーの設備費、蒸気の発生費、配管費が高くなる。かかる観点から駆動圧 4~10 kg/cm²-G の蒸気が最もよく使用される。しかし吸引圧が低くなると 4 kg/cm²-G 以下の圧力の蒸気の使用も可能である。筆者らの実験では

- 吸引圧 0.1torr の場合駆動圧 1 kg/cm²-a
- 吸引圧 0.01torr の場合駆動圧 0.5 kg/cm²-a

でも十分目的を達成することができた。駆動用蒸気は飽和状態でも過熱状態でも性能には大差はないが、蒸気中にドレンが含まれていると作動が不安定になる。したがつて、10~20°C 過熱した水蒸気の使用が推奨される。

4.4 吸引量のエスティメーション

排気系の容量をきめる根本となる吸引量は

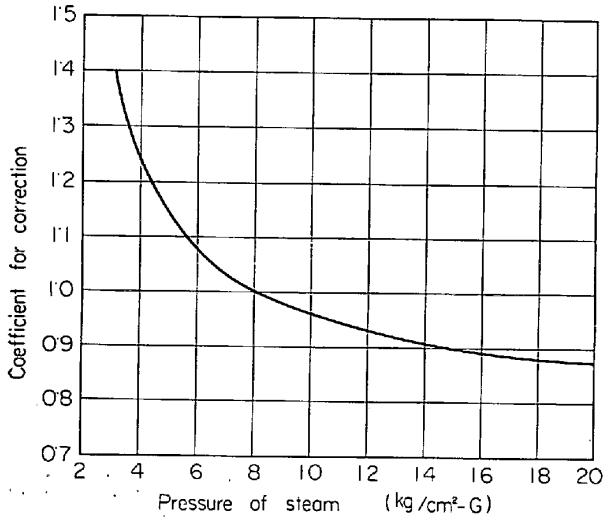


Fig. 8. Correction curve for steam consumption.

Table 3. Composition of exhaust gas.

	Components (%)				
	H ₂	CO	CO ₂	O ₂	N ₂
Case 1 ²²⁾ begin	19.1	76.4	0.1	0.4	4.0
Case 1 ²²⁾ end	12.8	73.9	0.1	0	13.2
Case 2 ²³⁾	55.5	27.0	2.4	3.0	12.0
Case 3 ²⁴⁾	22.9	56.6	0.8	3.7	12.0

1. 溶鋼から発生するガス
2. ユーティリティより発生してくるガス
3. 耐火物より放出されるガス
4. 漏洩空気
5. 真空タンクおよび配管中の空気

の5つから成る。溶鋼より発生してくるガスの主成分は H₂, CO, N₂ で、処理鋼の種類および試料ガスの採取の時期によつてガスの組成は異なってくる。発生ガスの若干の分析結果を Table 3 にまとめた。

かかる組成のガスを空気に換算して計算したり実験す

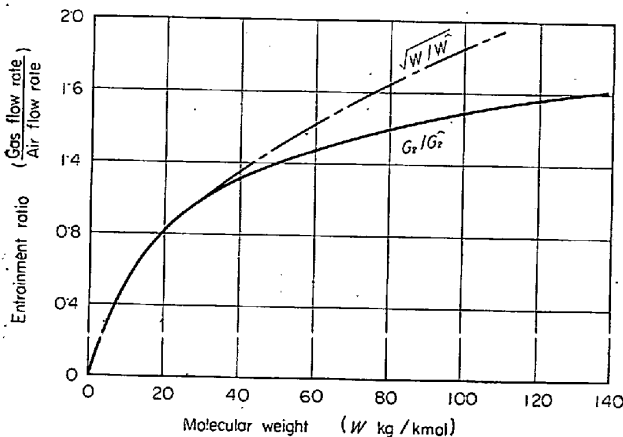


Fig. 9. Entrainment ratio vs. molecular weight and $\sqrt{W/W^}$ ($W^=29$)

ることができれば便利である。W. C. HOLTON は空気を規準に分子量の違いによる排気量の変化を実験的に求めている²⁵⁾。Fig. 9 はこの関係を示した図で、実線は空気の排気量に対する分子量の異なるガスの排気量の比で鎖線は縦軸に $\sqrt{W/W_{air}}$ の値をプロットしたものである。分子量が約 40 までは、実線と鎖線はよく一致し、空気以外のガスの排気量は空気の排気量に $\sqrt{W/W_{air}}$ を乗じて求めることができる。筆者らは吸引圧が 10~20 torr の場合と 100~200 torr の場合に、被吸引ガスに空気と水蒸気を用いて実験したが、その結果は全く Fig. 9 と一致した。また、HOLTON らは被吸引ガスの温度と排気量の関係に対して Fig. 10 の結果を得ている²⁶⁾。したがつて吸引ガスの温度と平均分子量がわかれば、Fig. 9 および Fig. 10 を用いて常温の空気に換算して設計を行なうことができる。

次にユーティリティより発生するガスは後段のエゼクターの設計の場合に問題になり、この発生源としては次の三つが考えられる。まず考えられるのは、駆動蒸気中に含まれている空気で、これは

$$G'_{air} = G'_1 \times 10^{-3} \dots \dots \dots (24)$$

によつて計算される。次は冷却水に溶け込んでいる空気で、次式により近似的に表わされる。

$$G'_{air} = W \times 0.02 \dots \dots \dots (25)$$

3番目は(23)式で計算される同伴水蒸気である。この3つを加えたものがユーティリティから発生してくるガスである。

耐火物よりの発生ガスの大部分は、溶鋼中の炭素と耐火物中の酸素との反応によつて生成した CO である。しかしこれは量的にはほとんど問題にしなくてもよい。

空気の漏洩量は大型装置では m³ 当たり 0.25 kg/hr、小型の装置では 0.5 kg/hr とし計算すべきであると報告された例がある²⁷⁾。しかし、この値は現在の真空技術から考えれば過大である。Fig. 11 は American Heat Exchanger Institute の提案したチャートで、装置の容積とリーク量の関係を圧力をパラメーターにして表わしている²⁸⁾。設計に際しては、この程度の数値の採用が望ましい。

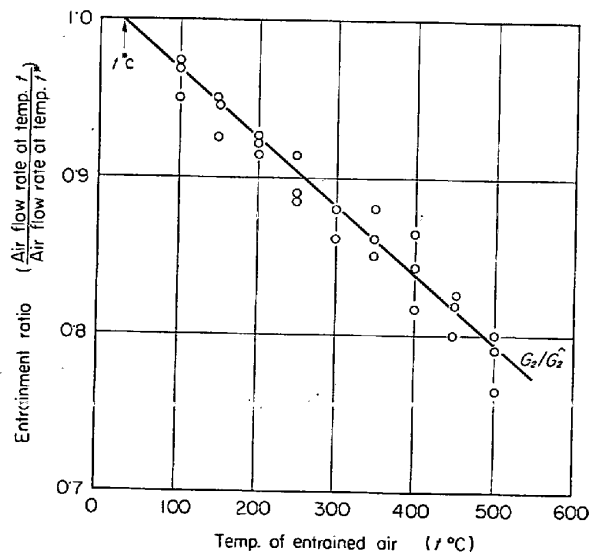


Fig. 10. Entrainment ratio vs. temp.

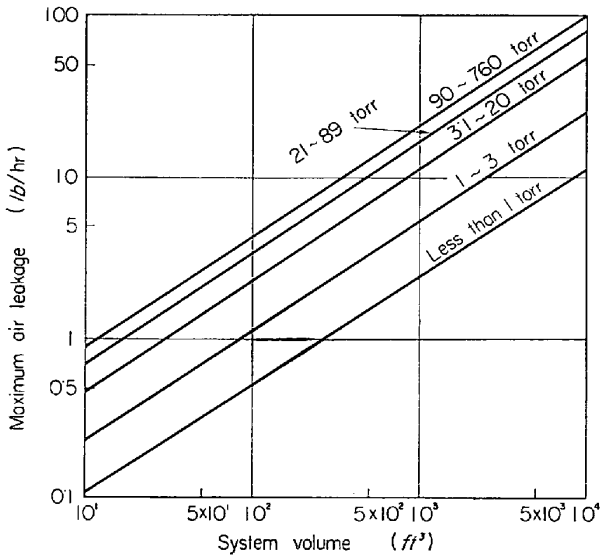


Fig. 11. Air leakage values.

最後の真空タンク中の空気は排気時間を考慮しなければならないときに問題になる。これに関してはあとで説明するが、脱ガス用排気系のうち、真空タンク中の空気量を問題にしなければならないのは、第1エゼクター、第2エゼクターという後段側である。

同様な考え方から、Th MESSING は脱ガス用エゼクターについて、次のような一般的な関係を発表している²⁷⁾。

Table 4. Relation between quantities of heats, through-put and utilities.

Quantities of heats (t)	Through at 0.5 torr (kg/hr)	Steam consumption per charge (t)	Steam feed rate (t/hr)
30	120	1	3.5
50	150~180	1.5	4.5
80	200~250	2	6
120	255~300	2.5	8
150	400	4	12
200	450~500	5	15

4.5 吸引圧と臨界背圧 (ディフューザー内圧力分布)

スチーム・エゼクターは、その背圧が臨界背圧より高いときには、ブレイクダウンする。ディフューザー・スロート部入口は常に超音速状態にあるので、背圧が臨界背圧以上ときには、衝撃波を生成して圧力の回復が行なわれねばならない。スロート部に超音速領域が存在する場合には、下流の影響はスロート部をおつて上流に伝わることができず、したがって背圧を変化させても吸引圧は変わらない。しかし、背圧を漸次増してゆくと、衝撃波はディフューザー・スロート部を前方に移動し、背圧が臨界背圧以上になると、衝撃波は遂にディフューザー先細部で衝撃波が生成すると、先細部で流れの剝離が起こり、境

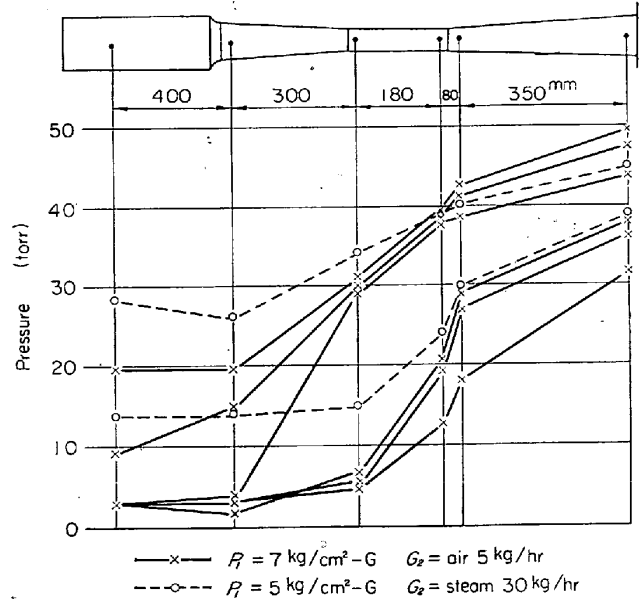


Fig. 12. Relation between pressure in diffuser and backing pressure. ($a_1=70$, $a_t=200$)

界層は音速以下となる。このために下流の影響は境界層をさかのぼつて上流に伝わるができる。すなわち、背圧が臨界背圧以上のときには、吸引圧力は背圧によって変わってくる。Fig. 12はディフューザー内の流れ方向の圧力分布にたいする背圧の影響を調べた筆者らの実験結果の1部である。Fig. 12には、背圧を増すにしたがつて圧力上昇の開始点は上流に移動し、背圧が臨界背圧以上になると、圧力上昇の開始点がディフューザー先細部に移動する様子がよく表わされている。この圧力上昇の開始点が衝撃波の生成に関係する点と考えられる。また、背圧が臨界背圧以下のときには、先細部入口と出口の圧力はほとんど等しい。このことは、駆動流体と被吸引気体の混合がディフューザー先細部において等圧のもとに行なわれるという仮定の正しいことを証明している。

臨界背圧の定義より、後段エゼクターの吸引圧は前段エゼクターの臨界背圧より低くなければならない。この両者の差は「重なり」と呼ばれ、「重なり」の大きいほど

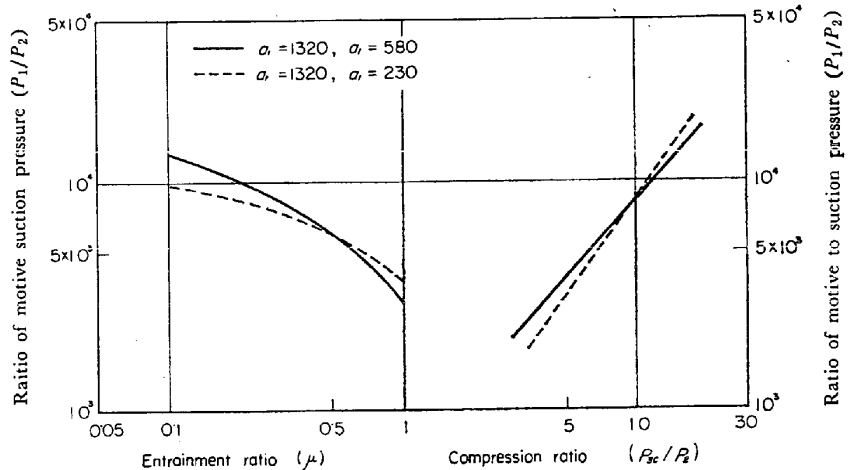


Fig. 13. Influence of divergent ratio of nozzle.

エゼクターの作動は安定しているが、蒸気消費量が多くなる。通常とられる「重なり」の大きさは後段エゼクターの吸引圧の約 10% である。

4.6 ノズル拡がり率

駆動蒸気が気体を吸引する原動力は、吸引圧とノズル出口圧力との差であるので、このノズル出口圧力をどのようにしてきめるかが、重要な問題となってくる。駆動流体が完全気体の場合には、ノズル出口圧力は(18)式に示されるように、ノズル拡がり率から計算することができる。しかし、駆動流体が水蒸気の場合には、ノズルからの噴射には状態の変化をとまなうので(18)式は概略値をあたえるに過ぎない。この状態の変化には過飽和現象がともなうことが多く、しかも過飽和現象そのものがまだ十分に説明されていないので、ノズル出口の蒸気の圧力とノズル拡がり率の関係を正確に計算することはできない。一般にノズル出口の圧力がノズル周辺の圧力より高い場合には、このノズルによる膨張は不足膨張、逆の場合には超過膨張と呼ばれている。いずれの場合にも、不足あるいは超過の度合いが大きくなると、エゼクターとしての作動は不安定になり、ついには二重真空現象を呈するに至る。これは、ノズル出口にてすでに衝撃波が生成するためであると考えられる。筆者らは種々の喉面積比のエゼクターを用いて、ノズル拡がり率の吸引性能におよぼす影響を調べた。Fig. 13 は実験結果の 1 例で、喉面積比=1320 の場合のものである。Fig. 13 においては、吸引量比が小さい場合には、ノズル拡がり率の大きいほうが吸引圧は低く、臨界背圧は高い。しかし、吸引量比が大きくなると、ノズル拡がり率の小さいほうが吸引圧は低く、臨界背圧は高い。これは、いずれにしても、ノズル出口圧力と吸引圧との差が大きくなるにつれて、損失が大きくなるためと考えられる。

実際の問題として、ノズル出口の圧力とノズル拡がり率の関係は(18)式を用いて近似的に求めることができる。すなわち、(18)式を近似的に用いることができるということは、蒸気の状態変化および過飽和による変化分をすべて流出指数 m の中に含めて考えても差し支えないということに帰する。このことは、その 1 例を Fig. 13 にかかげた筆者らの 1 連の実験結果から確認された。ノズル出口の圧力を測定することは困難であるが、あたえられた P_0 の値に対して $m=1.3$ として(18)式より計算した拡がり率のノズルを使用したエゼクターは、満足すべき作動を行なうことがわかった。Fig. 14 は、(18)式の a_1 と P_1/P_0 の関係を表わした線図で、 $m=1.3$ として計算された結果である。速水氏もまたノズル拡がり率の計算のために、つぎのような近似式をあたえている²⁰⁾。

$$P_1/P_2 = -A + Ba_1 + Ca_1^2 \dots\dots\dots (26)$$

ここに、 P_1 =駆動蒸気圧力; P_2 =吸引圧で単位はいずれも $\text{kg/cm}^2 \text{ abs.}$ である。係数 A, B, C は次のとおり

	A	B	C
飽和蒸気	5.995	0.1236	0.10707
過熱蒸気	7.026	7.7595	0.33164

しかし、 P_1/P_2 の大きいところでは、(26)式より求めた a_1 は小さすぎるようである。

4.7 喉面積比と性能曲線

喉面積比と $P_1/P_3, P_1, P_2, \mu$ の間に一定の関係のあ

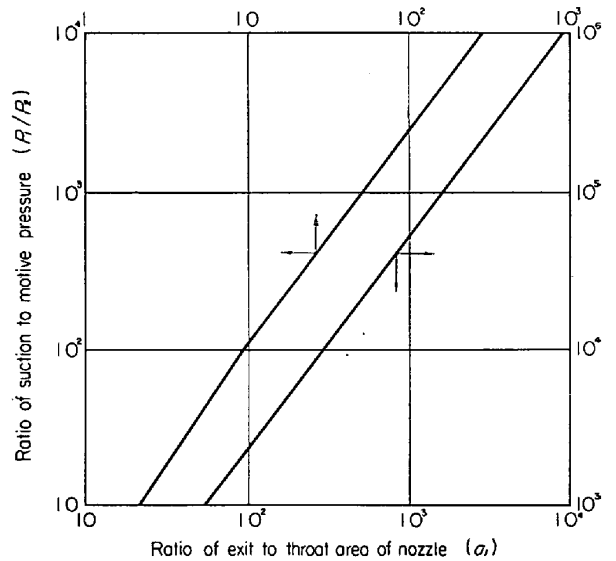


Fig. 14. Relationships between divergent ratio of nozzle and ratio of suction motive pressure.

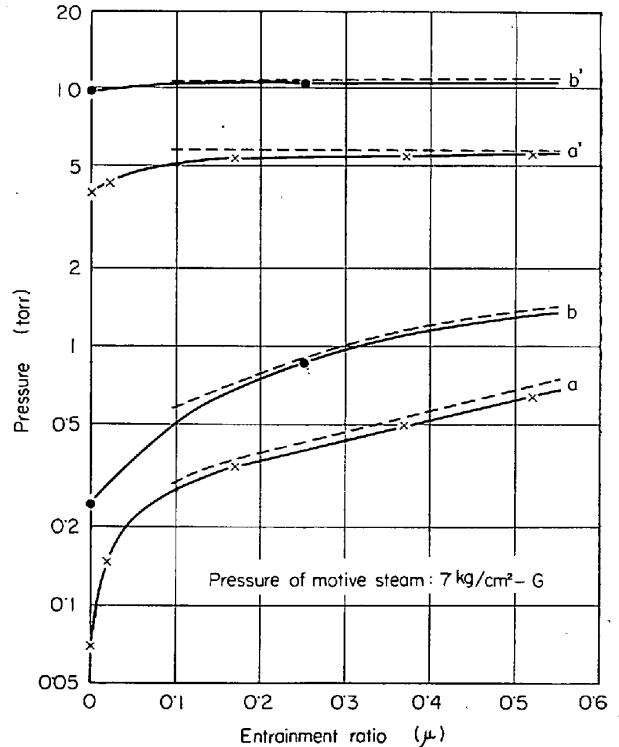


Fig. 15. Comparison of calculated and experimental of suction pressure and backing pressure attained.

ることは、(14)式あるいは(15)式から明らかである。筆者らは、喉面積比が 5 から 10,000 の範囲で、抽気量および駆動蒸気圧をパラメーターとして、吸入圧と臨界背圧の関係を調べた。Fig. 15はこの内の喉面積比=1000および 2000 の場合の結果である。実線で示されているのが実験値である。点線は(25)式までの理論式において、

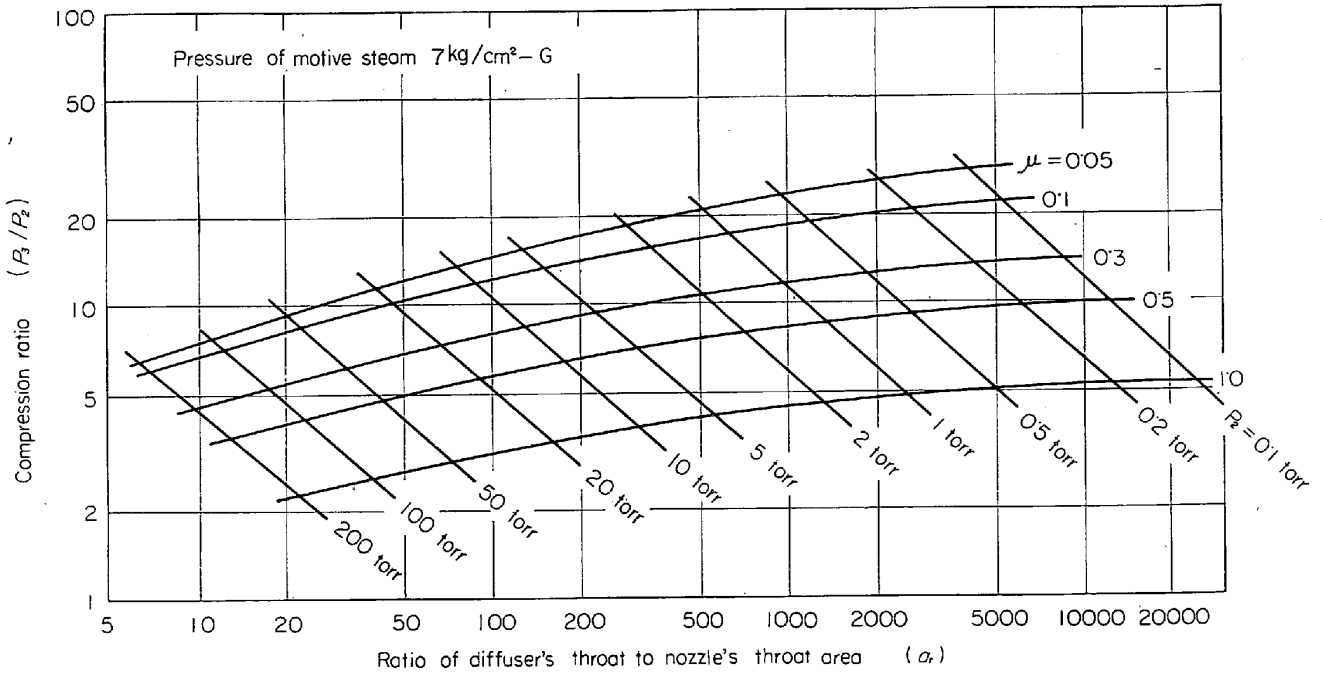


Fig. 16. Relationships between compression ratio, area ratio, entrainment ratio and suction pressure.

$\varphi_1=0.95$, $\varphi_2=0.50$, $\varphi_3=1.00$, $\eta=0.90$ として計算した結果で、実験値とよく一致している。エゼクターは通常吸引圧が低くなるにしたがい、喉面積比が大きくなる。このことは Fig. 16 に明りように表わされている。Fig. 16 は駆動蒸気圧が $7 \text{ kg/cm}^2\text{-G}$ の場合の $P_3/P_2 \sim \mu \sim a_1$ の関係線図である。この図表の作製に際しては $\varphi_1=0.95$, $\varphi_2=0.50$, $\varphi_3=1.00$, $\eta=0.90$ という値がもちいられた。なお、Fig. 16 は、吸引圧に対する喉面積比の大きさの概念を得やすいように、 P_2 をパラメーターに用いた。 P_2 のかわりに P_1/P_2 をもちいても、同様のあらわしかたができる。しかし、実験値との一致のよいのは駆動圧が $5 \text{ kg/cm}^2\text{-G}$ 以上の場合にかぎられる。

4.8 スチーム・エゼクターの形状

駆動蒸気圧が $14 \text{ kg/cm}^2\text{-G}$ あるいは $20 \text{ kg/cm}^2\text{-G}$ と比較的高いところであるが、速水氏が広範囲の実験を行ない、次のような結論を発表している²⁾。駆動圧力の低い範囲 ($5 \sim 10 \text{ kg/cm}^2\text{-G}$) についても、筆者らの経験によると速水氏の結論はほとんどそのまま適用できるようである。すなわち

- (1) ノズル出口とディフュー入口との距離が大きくなると吸引圧、臨界背圧ともに低くなる。通常は、この距離はほぼゼロに設計される。
- (2) ノズル拡がり角度は $10 \sim 25^\circ$ の範囲で任意に選ぶことができる。
- (3) ディフューザー先細部長さ (L_1)、細まり角度 (ϕ_1)、ディフューザー平行部長さ (L_2)、ディフューザー末広部長さ (L_3)、拡がり角度 (ϕ_2) には、次の数値が推奨される。

$L_1=7Dt_i$; $L_2=4Dt_i$;

$L_3=10Dt_i$;

$\phi_1=3 \sim 5^\circ$; $\phi_2=4 \sim 6^\circ$

(4) ディフューザー入口円味半径およびノズル外側形状の影響はわずかである。吸引空の容積もある程度の大きさがあればその影響は認めがたい。

(5) エゼクターの大きさについては、相似性がある

4.9 スチーム・エゼクターの到達圧力

吸引圧力が 0.1 torr のスチーム・エゼクターは比較的古くから使用されてきた。しかし吸引圧が 0.01 torr を要求されるようになると、実験装置として

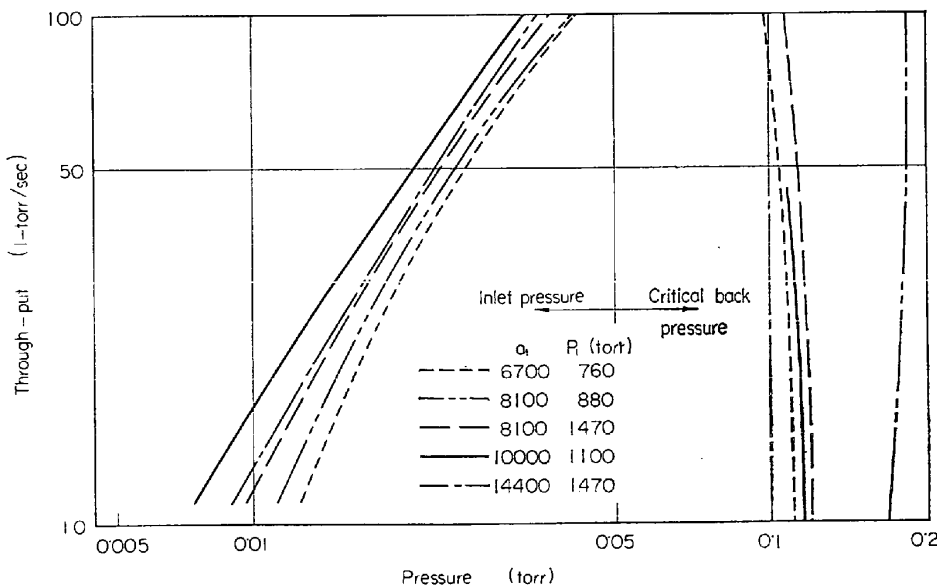


Fig. 17. Performance curves of 1st booster of 6-stage ejectors system.

Table 5. Partial pressure of air under the give through-put.

Suction pressure	Air through-put		
	0N-1/min	3 N-1/min	6.3 N-1/min
Total pressure(torr)	2.3×10^{-3}	1.9×10^{-2}	3.4×10^{-2}
Partial pressure of air(torr)	6×10^{-5}	1.7×10^{-2}	3.1×10^{-2}

はかなり大きなものになるためか、性能についてはほとんど発表されていない²⁹⁾³⁰⁾。筆者らは Fig. 4 の実験装置の前段にさらにもう一段エゼクターを取付けて、喉面積比 7000~14500 の範囲の実験を行なった。得られた性能曲線は Fig. 17 に示された。この実験はノズル径 1.5 mm ないし 2 mm とごく小さく、使用した蒸気の圧力も 0.5 kg/cm²-abs. ないし 2 kg/cm²-abs. と低かったが、到達圧力 2×10^{-3} torr を得ることができた。また喉面積比が大きくなるにしたがい、あるいは駆動蒸気圧力が低くなるにしたがい、臨界背圧は低くなり、吸引圧力も低くなる。ただしノズル径が小さくなると喉面積比が大きくなつても、吸引圧が高くなつてゐる。これはおそらくノズル径が小さすぎるために効率が悪くなるのだらうと推定される。またこの実験で圧力の測定口と真空計の測定子の間に液体窒素で冷却したトラップを挿入して非凝縮性ガスの分圧を測定した。結果は Table 5 のとおりである。

Table 5 によると負荷のない時には、圧力に寄与するのは、ほとんどが水蒸気で、これはノズルから拡散してきたものと考えられる。しかし負荷が少しでも存在すると、蒸気の逆拡散はほとんどなくなる。この結果は MARTIN らによつて報告されたのと同じ傾向である³⁰⁾。

4.10 排気時間

最近では電磁搅拌付きの取鍋脱ガスやRH法あるいはDH法が多く採用されるようになってきた。これらの方法では操作中の温度降下を最小におさえるために、できるだけ排気時間を短くすることが要請される。このために溶鋼の入った真空タンクを 5 min 以内に 0.1 torr まで排気するという高速排気エゼクターが普通のものとなつてきた。エゼクターを用いて、容積 V m³ のタンクを P_i torr から P_e torr まで排気するに要する時間 θ hr は次式によつて表わすことができる。³¹⁾

$$\theta = \frac{0.4647 \cdot \alpha \cdot V \cdot (P_i - P_e)}{G_2(273 + t)} \dots \dots \dots (27)$$

ここに、 G_2 は圧力 P_i におけるエゼクターの排気量 kg/hr, t はタンク中の空気の温度で、 α はエゼクターの性能によつてきまる係数である。(27)式から明らかなように吸引圧の高い場合には $(P_i - P_e)$ は大きくなるので第1エゼクター、第2エゼクターなどは大きい排気量で設計しなければならない。脱ガス操作の場合には、これらと並列にエキゾスターが使用され、スタート時の排気時間の短縮がはかられる例が多い。さらに第2ブースター、第3ブースターのうけもつ排気時間を短縮するために、第1エゼクター、第2エゼクターの能力が強化される。すなわち、第3ブースターあるいは第2ブースター

の設計排気量のうちで大きな割合をしめるのは、それぞれよりも前段のブースターの駆動蒸気である。この蒸気は凝縮器で取り去られるので、第1エゼクターあるいは第2エゼクターの負荷となるのは、非凝縮性ガスとその同伴蒸気のみである。しかし、第3ブースターあるいは第2ブースターを始動した時点では、それぞれよりも前段のブースターはまだ作動していないので、この場合の設計排気量は、タンクより発生するガスおよびタンク中に存在する空気のようにほとんどが非凝縮性ガスで占められる。このような非凝縮性ガスは、凝縮器によつて系外にとり去ることはできない。定常的な作動時を対象にして、第1エゼクター、第2エゼクターを設計しようとするときには、それらのエゼクターの負荷には、前段からの凝縮性成分はほとんど考慮されない。したがつて、第3ブースターあるいは第2ブースターの始動時、前述のように非凝縮性ガスのみが設計排気量で吸引されると、第1エゼクターおよび第2エゼクターは過負荷となる。このために、第3ブースターあるいは第2ブースターによつて排気しなければならない時間は、第1エゼクターあるいは第2エゼクターによつて支配されるので第1エゼクター、第2エゼクターの設計には特に注意が払われねばならない。

Fig. 18 の圧力-時間の曲線は、このような考慮のもとに第1エゼクター、第2エゼクターを強化した脱ガス用5段エゼクターの性能の1例で、1 torr まで 4.5 min, 0.1 torr まで 5 min で排気できることを示している。Fig. 19は操作圧 0.1 torr, 排気量 120 kg/hr の脱ガス用5段エゼクターの性能曲線である。前述の考慮のもとに、第1エゼクターおよび第2エゼクターの容量は通常より大きく設計されている。しかし、第3ブースターを 50 torr で作動させた瞬間の排気量は 350 kg/hr である。第1エゼクターが 350 kg/hr の排気量を有しているのは 220 torr においてであり、これは第3ブースターの臨界背圧—この場合には 60 torr—より高い。したがつて第3ブースターは1時的にブレイクした不安定な状態になる。同様の現象は、第1エゼクターあるいは第2ブースターを作動せしめた時にも生ずる。かかる現象を避

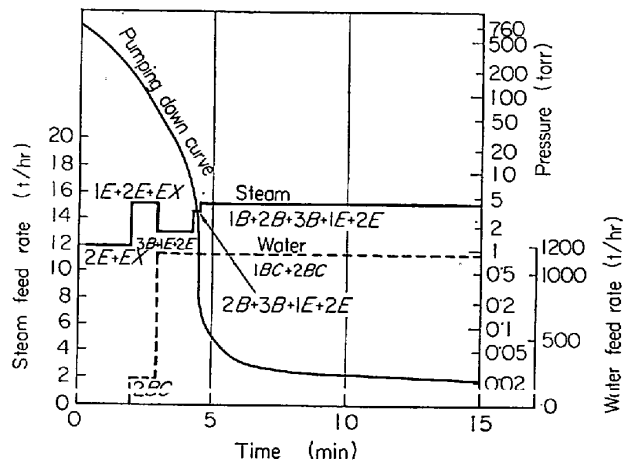


Fig. 18. Typical pumping down curve and utilities of five-stage ejectors for vacuum degassing process.

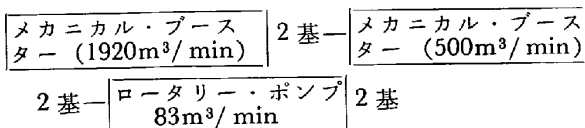
けるには、[重なり]を大きくとるか、後段側のポンプの能力をより大きくする必要がある。しかし、そのようにすると、蒸気消費量が非常に多くなるので、第3ブースターあるいは第2ブースターの始動圧力を臨界背圧よりかなり低くすることが必要である。この始動圧力は排気速度、エゼクター系およびタンクの容積、発生ガス量などからきめられる。

4.11 スチーム・エゼクターのユーティリティと経済性

一般にスチーム・エゼクターは、他の真空ポンプに比して設備費が安価であるが、操業費が高価になる。このために蒸気消費量、冷却水量をできるだけ少なくすることが設計に際して最も留意せねばならない問題である。蒸気消費量および冷却水量と吸引圧力の関係については報告された例もあるが、³²⁾ Table 6に筆者らが実験によって求めた数値を示した。

しかし、脱ガス操作の場合には、排気時間を考慮しなければならないので、蒸気および水の消費量は Table 6 の値より多くなる。

先に筆者は他の真空ポンプとの比較に重点をおいて、スチーム・エゼクターの経済性の検討を行ない、容量が大きくなるにしたがい、スチーム・エゼクターの有利性が増してくることを報告した³³⁾。50 t の溶鋼を操作圧 1 torr で脱ガスしようとするれば、約 1000m³/min と非常に大きい排気速度を有するポンプが必要になる。脱ガスの場合の排気系として今まで使用されてきたのはメカニカル・ブースターであるが、このような容量のものは国内では製作されていない。国外では 1900m³/min のメカニカル・ブースターが次のような組み合わせで吸引圧 1 torr の脱ガスに用いられていることが、最近報告された¹⁾。



この場合の排気量は 300 kg/hr である。操作圧力をもう 1 桁下げた場合、脱ガス量が同じく 300 kg/hr とすると、上記のメカニカル・ブースターとロータリー・ポンプの組み合わせが 20 系列必要になる。現在国内で製作されている最大のメカニカル・ブースター (容量=300 m³/min) を規準にして考えると 100 系列必要になる。

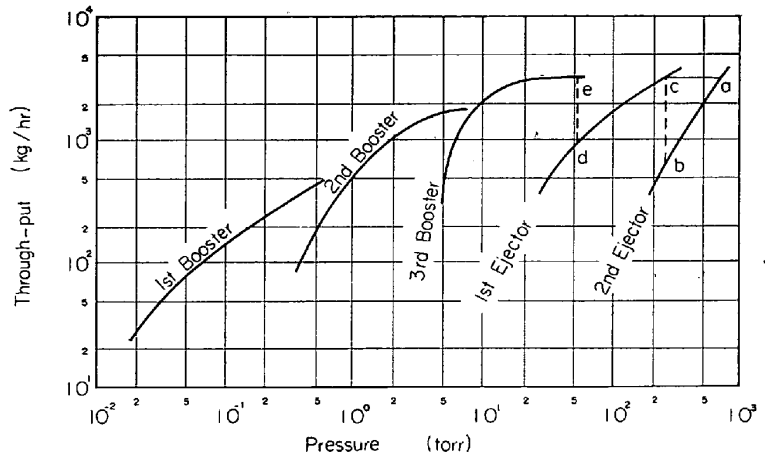


Fig. 19. Performance curve of five-stage steam ejector.

このように多数のポンプを並列運転することは、操作上から考えても補守の上からいつても、およそ非現実的である。並列運転の場合、最大 5 系列までが適当であるとすれば、国産最大のポンプをもとに比較を行なつて意味のあるのは排気速度 1500m³/min までである。質量速度になおすと、操作圧 0.1 torr の場合には 15 kg/hr、操作圧 1 torr の場合には 150 kg/hr までである。脱ガス操作の場合、15 kg/hr という少ない脱ガス量は最近ではほとんどなくなつたので、0.1 torr の場合は問題なくスチーム・エゼクターがよい。そこで、1 torr の場合について、スチーム・エゼクター系とメカニカル・プー

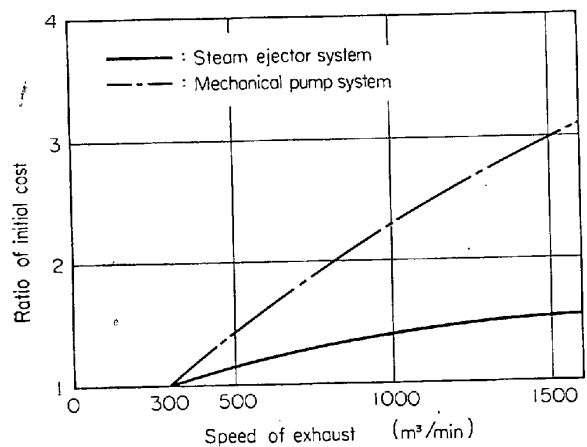


Fig. 20. Comparison between initial cost of two pumping systems.

Table 6. Specific requirements of steam and water.
(at 7 kg/cm²-G of motive steam pressure)

Temp. of water	°C	30			25			20		
		0.1	0.5	1.0	0.1	0.5	1.0	0.1	0.5	1.0
Operating press	torr	0.1	0.5	1.0	0.1	0.5	1.0	0.1	0.5	1.0
Specific requirements of steam	kg steam kg suction air	53	26	22	50	24	20	46	23	19
Specific requirements of water	kg water kg suction air	4.6	2.0	1.6	3.3	1.4	1.0	2.4	1.0	0.8

Table 7. Typical specifications of steam ejectors for vacuum degassing (pressure of motive steam : 7 kg/cm²-G : operating pressure 0.1 torr).

Quantities of heat (t) Vol. of vacuum tank (m ³) Through-put (kg/hr) Pumping down time to 0.1 torr (min) Stages	50 50 120 5 5+1 Exhaustor	100 100 220 5 5+1 Exhaustor	150 150 300 5 5+1 Exhaustor
Temp. of water 30°C	Steam rate (t/hr) Water rate (t/hr) 8.4 620	14.6 1150	22.1 1620
Temp. of water 20°C	Steam rate (t/hr) Water rate (t/hr) 7.2 350	13.5 680	19.8 960
Size of ejectors Suction dia. (mm) × Total length (mm)	1st booster 2nd booster 3rd booster 1st ejector 2nd ejector Exhaustor 1500φ × 15,000 1100φ × 11,000 900φ × 9,000 300φ × 3,000 130φ × 1,500 300φ × 3,000	2500φ × 26,000 2100φ × 21,000 1500φ × 15,000 420φ × 4,500 180φ × 2,000 330φ × 3,700	2900φ × 30,000 2400φ × 24,000 1900φ × 20,000 500φ × 6,000 220φ × 2,500 400φ × 4,500

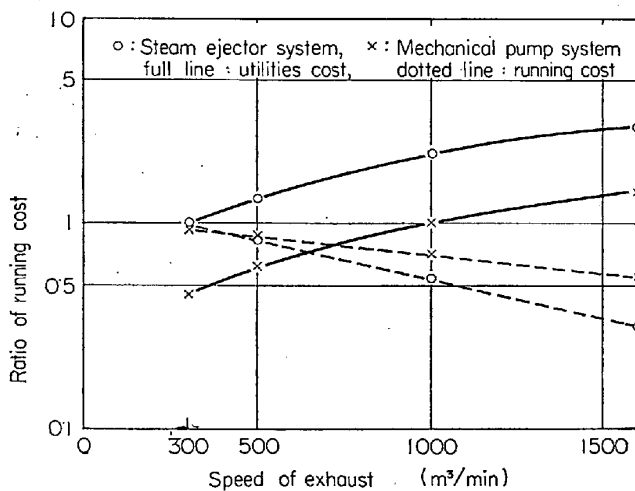


Fig. 21. Comparisons between utilities cost and running cost of two pumping systems.

スター系の経済性の比較が行なわれた。Fig. 20 は 1 torr における排気速度 300 m³/min のスチーム・エゼクターの設備費を基準にしたイニシャル・コストの比較を表わしている。スチーム・エゼクターのコストには配管、保温、計装、架構およびボイラー価格が含まれている。Fig. 21 はユーティリティのみのコストの比較を実線で、設備の償却などの固定費を考慮したランニング・コストの比較を点線で示している。いずれの場合も排気速度 300 m³/min のスチーム・エゼクターの数値が規準にとられた。また、コスト算出の規準は、電力：5 円/kWh、重油：7.5 円/kg、冷却水：5 円/t、償却：定率 10 年、金利・保険・税・維持費：10% である。Fig. 20, Fig. 21 より、操作圧 1 torr の場合には、排気量 50 kg/hr 以上ならばスチーム・エゼクターを使田した方が有利であることがわかる。

4.12 脱ガス用スチーム・エゼクターの仕様例

脱ガス用スチーム・エゼクターの決定に重要な役割を演ずるのは、前述の論議から

(1) 処理溶鋼量と操作圧力

(2) 発生ガス量と排気時間

(3) 蒸気圧力と冷却水温

であることがわかった。これらを変数にして、若干の場合について行なつた試算例を Table 7 にかかげた。

Table 7 のうちで溶鋼量 50 t、排気速度 120 kg/hr、冷却水温 30°C の場合のユーティリティの時間的な変化を、圧力変化の曲線とともに Fig. 18 に示した。

5. 結 言

実験結果にもとづいて、スチーム・エゼクターの一般的特性を説明し、設計に有用な種々の図表を与えた。脱ガス用としてのスチーム・エゼクターの設計には、操作圧力、排気量とともに、とくに排気時間を考慮しなければならない。実際に脱ガス操作に使用する場合のスチーム・エゼクター系の若干の仕様を示した。また、メカニカル・プースターとの経済性の比較を行ない、操作圧力がおよそ 1 torr 以下で、排気量が 50 kg/hr 以上になると、スチーム・エゼクターのほうが有利であることを示した。

文 献

- 1) J. H. FLUX: J. Iron & Steel Inst. (U.K.), Spec. Rep. 92 (1965), p. 1
- 2) BIRSA group: *ibid.*, 92 (1965), p. 185
- 3) A. THORPE and G. F. W. JACKSON: Steel Times, 189 (1964) 5031, p. 851
- 4) T. E. PERRY: J. Iron & Steel Inst. (U.K.), 203 (1965), p. 977
- 5) L. H. WILSON and T. E. UNICK: Yearbook Amer. Iron & Steel Inst., (1965), p. 121
- 6) 鉄と鋼特集号“鉄鋼技術の進歩”, 51 (1965) 3, p. 409
- 7) 渡辺他: 鉄と鋼, 50 (1964) 3, p. 194
- 8) 加藤他: *ibid.*, 50 (1964) 11, p. 245
- 9) 松岡, 加藤: *ibid.*, 52 (1966) 3, p. 248
- 10) C. J. HUNTER and T. N. HORNAK: Yearbook Amer. Iron & Steel Inst., (1965), p. 171
- 11) G. FLÜGEL: VDI-Forschungsheft, 395 (1939)
- 12) J. H. KEENAN et al.: J. Appl. Mech. (1942)

- June, p. 75
- 13) J. H. KEENAN et al.: *ibid.*, (1950) Sept., p. 299
 - 14) 植田: 機械学会論文集, 18 (1952) 67, p. 97
: *ibid.*, 18 (1952) 67, p. 103
: *ibid.*, 18 (1952) 72, p. 56
: *ibid.*, 19 (1953) 80, p. 31
 - 15) 植田: 化学工学, 24 (1960) 5, p. 264
 - 16) 高島, 長谷川: *ibid.*, 18 (1954) 9, p. 427
 - 17) 高島: *ibid.*, 19 (1955) 9, p. 448
 - 18) R. JUNG: VDI-Forschungsheft, 479 (1960)
 - 19) 春日: 熱管理, 18 (1966) 5, p. 2
 - 20) 速水: 化学機械技術, 8 (1956), p. 1
 - 21) 速水: 機械学会論文集, 8 (1942) 31-2, p. 25
 - 22) H. THIELMANN and H. MASS: Stahl u. Eisen, 76 (1959) 5, p. 272
 - 23) 豊島, 竹内, 後藤: 化学工学, 24 (1960) 5 p. 350
 - 24) 遠藤, 長谷川: 鉄と鋼, 49 (1963) 5, p. 797
 - 25) W. C. HOLTON: Trans. Met. Soc., Amer. Inst. Min., Met. & Pet. Eng., 73 (1951), p. 905
 - 26) W. C. HOLTON: *ibid.*, 73 (1951), p. 910
 - 27) Th MESSING: Vakuum Technik, 13 (1964) 7, p. 201
 - 28) American Heat Exchanger Institute: "Standards for Steam Ejectors", (1956)
 - 29) V. V. FONDRK: Trans. 4th Natl. Vac. Symp., (1958), p. 88
 - 30) D. H. MARTIN and C. H. STALLINGS: Trans. 10th Natl. Vac. Symp., (1964), p. 297
 - 31) 西山, 実吉: "エジェクター"(続新化学講座), 1960 日刊工業新聞社
 - 32) R. B. POWER: Pet. Refiner, 43 (1964) 3, p. 138
 - 33) 奥: 化学工場, 10 (1966) 9, p. 111