二段リード角のロータをもつスクリー真空ポンプに関する研究*

大林哲郎^{*1}, 澤田 雅^{*2}, 宮村治則^{*3}

Study on the Screw Vacuum Pump with Two Piecewise Constant Lead Angles

Tetsuro OHBAYASHI^{*4}, Tadashi SAWADA and Harunori MIYAMURA^{*4} Akita University, Dept. of Mechanical Engineering, Tegata Gakuen-cho 1-1 Akita, 010-8502 Japan

Pumping characteristics and power consumption of the screw vacuum pump with two piecewise constant lead angles were investigated. Characteristics of the screw vacuum pump with uniform lead angle (isochoric design) had already been analysed by the balance among geometrical pumping speed, net throughput and leaks. We took account of varying of transfer volume and clearances, and modified the analytical model to be applicable to the two piecewise constant lead angle screws. Experiments were carried out by a screw vacuum pump with two piecewise constant lead angles. The ratio of inlet side lead angle to outlet side one of the pump was 0.53. The power consumption of the pump was reduced by 35 percent in comparison with the pump of isochoric design. The analytical model simulated both pumping speed and power consumption with good accuracy.

Key Words: Positive-Displacement Fluid Machinery, Vacuum Pump, Energy Saving, Dry Pump, Screw Pump

1. ま え が き

スクリー真空ポンプは、構造が簡単で気体の通過経路が短く固形生成物や粉体がたまりにくいなどの長所をもつが、従来のリード角が一様な(等容形)スクリー真空ポンプは、等容であるがゆえに多段ルートポンプに比べて消費電力が大きい。いっぽう、地球温暖化の問題の対策として電力消費量の削減が重要な課題となっている。特に、LSI生産ラインは1000000kW時/月の電力を消費し、この電力消費のうちドライポンプは熱処理装置とならんで大きく10%ずつを占めるといわれている⁽¹⁾。

スクリー真空ポンプの消費電力を低減するため、(1)排気速度の異なる二対のロータを二軸に装備する方法や、(2)吸入側から排気側に連続的にリード角を減少する方法が試みられている。これらの方法のほかに(3)吸入側から排気側に連続的に溝深さを減少する方法や(4)吸入側から排気側に段階的にリード角を減少する方法が考えられる。

ここでは、等容形スクリー真空ポンプに関する研究⁽²⁾を拡張し、2段階のリード角をもつロータのスクリー真空ポンプの性能と動力低減効果について報告する。

おもな記号

A : 漏れ流路の断面積
 D : ロータ直径
 Kn : Knudsen 数
 L : 漏れ流路の長さ
 M : すきまの漏れ流れの質量流量
 M_C : 壁の相対移動による流れの質量流量
 M_L : 理想ラビリンスの質量流量
 M_P : 平面 Poiseuille 流の質量流量
 M_R : 円筒と平面の間を過ぎる質量流量
 M_S : スリットを過ぎる流れの質量流量
 n_m : 移送室の数 $= 2n_s(n_r - 1) - 1$
 n_r : 総巻数
 n_s : 条数 (=1)
 P : ロータ軸間距離
 p_a : 排気側の圧力
 p_i : 吸入側から i 番めの移送室の圧力
 p_s : 吸入圧

* 原稿受付 1999年3月19日。

^{*1} 正員, 秋田大学大学院(☎010-0852 秋田市手形学園町1-1)。^{*2} 正員, 秋田大学工学資源学部。^{*3} (株)大阪真空機器製作所(☎593-8324 堺市鳳東町7-775)。

- R : 気体定数
 S : 排気速度
 S_{th} : 幾何学的排気速度
 T : 温度
 U : 壁の速度
 V_i : 移送室の容積
 W : 漏れ流路の幅
 $\alpha = \arccos(P/D)$
 β_I : 吸入側のリード角
 β_{II} : 排気側のリード角
 δ : 漏れ流路のすきま
 Δ_I : 吸入側リード角部のかみあいラジアルすきまの分布
 Δ_{II} : 排気側リード角部のかみあいラジアルすきまの分布
 μ : 粘性係数
 ω : ロータ回転角速度

添 字

- I : ロータかみあい部のラジアルすきま
 M : ロータかみあい部のアキシヤルすきま
 O : ロータ外周とステータの間のすきま

2. 排 気 性 能

まず、排気性能について考える。区分的に2段階のリード角をもつスクリーポンプの性能を考えるうえで、吸入端から排気端までリード角一定の等容形スクリーポンプの場合との相違点はリード角が切換わる

Fig. 1 Configuration of the screw rotors which have two piecewise constant lead angles

前後で移送室の容積が変化することである。また、同じくリード角が切換わる前後で、回転に伴ってすきまの寸法等が変化する。

吸入側と排気側の二段のリード角をそれぞれ β_I , β_{II} , 巻数をそれぞれ n_{rI} , n_{rII} とする。以下では移送室の容積変化やすきまの変化を一条 ($n_s=1$) で巻数が $n_{rI}=n_{rII}=2$ の場合を例に考える(図1)。

2.1 すきまの変化と漏れ量 すきま部の漏れに関係する量は δ_o のように回転角度、漏れ経路や場所によらず一定(表1中で constant と表記)である量、 δ_{Mb} のように経路によって相違する量(同じく different と表記)、 W_I のように回転角度によって変化する量(同 varying)や L_o のように一様でない量(同 not uniform)に分類される。

これらの相違、変化や非一様性を考慮して、線形 BGK モデルに基づく流量と理想ラビリンスの流量を基礎とする文献(2)の方法で漏れ評価式をまとめる。なお、以下に現れる流量係数 Q_P , Q_C , Q_S , Q_R , Q_L の具体的な値については文献(2)を参照されたい。

Table 1 Quantities related to leak

L_O	not uniform	R_I	constant
W_O	varying	W_I	varying
U_O	not uniform	U_I	constant
δ_O	constant	δ_I	constant
L_{Mb}	constant	L_{Mc}	constant
W_{Mb}	constant	W_{Mc}	constant
U_{Mb}	constant	δ_{Mb}	different
δ_{Mb}	different	δ_{Mc}	constant
A_{Mb}	different	A_{Mc}	constant

Fig. 2 Developed view of a pair of screw

Fig. 3 Flowing paths in the axial clearances correspond to the volume 3

Table 2 The varying quantities related to the clearance between rotor and stator

a) path 3→1

angle of rev.	range θ_l	index l	L_{Ol}	U_{Ol}	W_{Ol}
$0 \leq \omega t < \alpha$	$2\pi - 2\alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_I$	$\omega D \sin \beta_I$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_I$
$\alpha \leq \omega t \leq \pi$	$\omega t - \alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_m$	$\omega D \sin \beta_m$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_m$
	$2\pi - \alpha - \omega t$	2	$(1/2)\pi D \tan \beta_I$	$\omega D \sin \beta_I$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_I$

b) path 4→2

angle of rev.	range θ_l	index l	L_{Ol}	U_{Ol}	W_{Ol}
$0 \leq \omega t < \alpha$	$\omega t + \pi - \alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_m$	$\omega D \sin \beta_m$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_m$
	$\pi - \alpha - \omega t$	2	$(1/2)\pi D \tan \beta_I$	$\omega D \sin \beta_I$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_I$
$\alpha \leq \omega t < \pi - \alpha$	$\omega t - \alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_{II}$	$\omega D \sin \beta_{II}$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_{II}$
	π	2	$(1/2)\pi D \tan \beta_m$	$\omega D \sin \beta_m$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_m$
	$\pi - \alpha - \omega t$	3	$(1/2)\pi D \tan \beta_I$	$\omega D \sin \beta_I$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_I$
$\pi - \alpha \leq \omega t \leq \pi$	$\omega t - \alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_{II}$	$\omega D \sin \beta_{II}$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_{II}$
	$2\pi - \alpha - \omega t$	2	$(1/2)\pi D \tan \beta_m$	$\omega D \sin \beta_m$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_m$

c) path 5→3

angle of rev.	range θ_l	index l	L_{Ol}	U_{Ol}	W_{Ol}
$0 \leq \omega t < \pi - \alpha$	$\pi + \omega t - \alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_{II}$	$\omega D \sin \beta_{II}$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_{II}$
	$\pi - \alpha - \omega t$	2	$(1/2)\pi D \tan \beta_m$	$\omega D \sin \beta_m$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_m$
$\pi - \alpha \leq \omega t \leq \pi$	$2\pi - 2\alpha$	1	$(1/2)\pi D \tan \beta_{II}$	$\omega D \sin \beta_{II}$	$(1/2)D\theta_l / \cos \beta_{II}$

2・1・1 外径すきま スクリューの展開図2に示すように例えば外径すきまの漏れ経路5→3(図2の矢印g)の右側ではスクリー mountain 幅は様ではない。また、左側の山幅が一定の部分との切替わり場所は回転に伴って移動する。山の中央を通る線(図2の一点鎖線h)を基準にして、つまり右側では $\tan \beta_m = (\tan \beta_I + \tan \beta_{II})/2$ のリード角相当のすきまであるとして、すきまの分布や変化等をまとめると表2になる。表2を使って漏れ量を表すと次の式が得られる。

$$M_o = M_c + \frac{1}{1/M_P + 1/M_S + 1/M_L} \quad (1)$$

$$M_P = \sum_i \frac{(p_1 - p_2) \delta_o^2}{2L_{oi} \sqrt{2RT}} Q_P(k) W_{oi} \quad (2)$$

$$M_S = \sum_i (p_1 - p_2) \delta_o Q_S(k) W_{oi} / \sqrt{2\pi RT} \quad (3)$$

$$M_L = \sum_i p_1 \delta_o Q_L(p_1, p_2) W_{oi} / \sqrt{RT} \quad (4)$$

$$M_c = \sum_i Q_c p_1 U_{oi} \delta_o W_{oi} / (RT) \quad (5)$$

$$\left. \begin{array}{l} L_{oi} = \\ W_{oi} = \\ U_{oi} \end{array} \right\} \text{表2による} \quad (6)$$

$$k = \frac{2\mu\sqrt{2RT}}{p_1 \delta_o} \quad (7)$$

$$Q_c = 1/2 \quad (8)$$

なお、表2に示していないが、排気側→4の経路のすきまは β_{II} で一定に決まる。また、1, 2→吸入側の経路のすきまは β_I で一定に決まる。

Table 3 The varying quantities related to the radial clearance between rotors

path	W_{II}
1→0	$(1/2)\pi D \tan \beta_I$
2→0	
3→1	
4→2	$(1/2)D[\pi \tan \beta_I + \omega t(\tan \beta_{II} - \tan \beta_I)]$
5→3	$(1/2)\pi D \tan \beta_{II}$
6→4	
6→5	

2・1・2 かみあいラジアルすきま スクリューのかみあい部のラジアルすきまでは、表3に示すように経路4→2において流路幅 W_I が変化する。このことを考慮に入ると、かみあい部のラジアルすきままでの漏れは以下の式で表される。

$$M_I = M_c + \frac{1}{1/M_R + 1/M_L} \quad (9)$$

$$M_R = (p_1 - p_2) \delta_i Q_R(k) W_{II} / \sqrt{2\pi RT} \quad (10)$$

$$M_L = p_1 \delta_i Q_L(p_1, p_2) W_{II} / \sqrt{RT} \quad (11)$$

$$M_c = Q_c p_1 U_I \delta_i W_{II} / (RT) \quad (12)$$

$$R_I = D(P - D/2) / (2P) \quad (13)$$

$$W_{II} = \text{表3による} \quad (14)$$

$$U_I = \omega P \quad (15)$$

$$k = \frac{2\mu\sqrt{2RT}}{p_1 \delta_i} \quad (16)$$

$$Q_c = 2/3 \quad (17)$$

2・1・3 かみあいアキシャルすきま β_I, β_{II} で定まるアキシャルすきまをそれぞれ Δ_I, Δ_{II} とすると、明らかにアキシャルすきまは図2の破線より上では Δ_I に、下では Δ_{II} になっている。いっぽう、破線上のすきま e は図示した時刻においては実際は Δ_I, Δ_{II} が半々に分布し、角度 α だけ回転するまで徐々に分布が変化する。しかしながら、リード角が一定の等容形スクリーのかみあいアキシャルすきまの漏れ評価において、すきま寸法に平均量を用いた。ここでも同様の評価を行うが、平均量のしかも比較的短時間の変化を詳細に評価しても意義が薄いと考えられる。したがって、リード角の変わり目が x 軸を横切るときすきま量がステップ状に変化するものと仮定する。この仮定の下では、すきま e は図示位置から角度 π 回転する間は Δ_{II} とみなせる。このとき、アキシャルすきまの漏れ経路は図3に例示するように主要な漏れ成分は経路によって I と II のすきまのどちらであるか表4(a)のように特定できる。最小のすきま δ_{Mc} を通る漏れ成分は図3中bの3→2とeの3→2のように一方に特定できない場合もあり、これを仮に $m=1$ と $m=2$ で区別して整理すると表4(b)となる。

結局、主要な漏れ成分は式(18)～(29)と表4(a)より、最小すきまを通る漏れ成分は式(30)～(37)と表4(b)から決定できる。

$$M_{Mb} = M_c + \frac{1}{1/M_P + 1/M_S + 1/M_L} \quad \text{.....(18)}$$

$$M_P = \frac{(p_1 - p_2) \delta_{Mb}^2}{2L_{Mb} \sqrt{2RT}} Q_P(k_{bl}) W_{Mb} \quad \text{.....(19)}$$

$$M_S = (p_1 - p_2) Q_S(k_{bl}) A_{Mb} / \sqrt{2\pi RT} \quad \text{.....(20)}$$

Table 4 The varying quantities related to the axial clearance between rotors

(a)

path	index l
1 → 0	I
2 → 1	
3 → 2	
4 → 3	II
5 → 4	
6 → 5	

(b)

path	index l	
	$m=1$	$m=2$
1 → 0	I	I
2 → 1		
3 → 2	I	II
4 → 3	II	II
5 → 4		
6 → 5		

$$M_L = p_1 Q_L(p_1, p_2) A_{Mb} / \sqrt{RT} \quad \text{.....(21)}$$

$$M_c = Q_C p_1 U_{Mb} \delta_{Mb} W_{Mb} / (RT) \quad \text{.....(22)}$$

$$L_{Mb} = (2\alpha - \sin 2\alpha) D^2 / (4 W_{Mb}) \quad \text{.....(23)}$$

$$W_{Mb} = D - P \quad \text{.....(24)}$$

$$U_{Mb} = \omega P \quad \text{.....(25)}$$

$$\delta_{Mb}^2 = \frac{\int_{-(D/2)\sin\alpha}^{(D/2)\sin\alpha} \int_{-\sqrt{D^2/4-y^2+P/2}}^{\sqrt{D^2/4-y^2-P/2}} \Delta_l^2(x, y) dx dy}{(2\alpha - \sin 2\alpha) D^2} \quad \text{.....(26)}$$

$$A_{Mb} = \int_{-(D-P)/2}^{(D-P)/2} \Delta_l(x, 0) dx \quad \text{.....(27)}$$

$$k_{bl} = \frac{2\mu\sqrt{2RT}}{p_1 \delta_{Mb}} \quad \text{.....(28)}$$

$$Q_C = 1/2 \quad \text{.....(29)}$$

添字 l の選択は表4(a)による

$$M_{Mc} = \sum_m \frac{1}{1/M_{Pm} + 1/M_S + 1/M_L} \quad \text{.....(30)}$$

$$M_{Pm} = \frac{(p_1 - p_2) \delta_{Mb}^2}{2L_{Mc} \sqrt{2RT}} Q_P(k_{bl}) W_{Mc} \quad \text{.....(31)}$$

$$M_S = (p_1 - p_2) Q_S(k_c) A_{Mc} / \sqrt{2\pi RT} \quad \text{.....(32)}$$

$$M_L = p_1 Q_L(p_1, p_2) A_{Mc} / \sqrt{RT} \quad \text{.....(33)}$$

$$L_{Mc} = (2\alpha - \sin 2\alpha) D^2 / (8 W_{Mc}) \quad \text{.....(34)}$$

$$W_{Mc} = D/2 \cdot \sin \alpha \quad \text{.....(35)}$$

$$A_{Mc} = D/2 \cdot \delta_{Mc} \alpha \quad \text{.....(36)}$$

$$k_c = \frac{2\mu\sqrt{2RT}}{p_1 \delta_{Mc}} \quad \text{.....(37)}$$

添字 l の選択は表4(b)による

2・2 容積変化と性能支配式 容積変化する移送

室は2, 3, 4($2n_{rl} - 2 \sim 2n_{rl}$)だから2→3, 3→4, 4→5での容積変化について考えればよい。リード角 β_I, β_{II} で定まる移送室の容積を V_I, V_{II} とし、 i 番めの移送室の容積 V_i の変化を整理し表5に示す。ただし、 V_1, V_5 はそれぞれ V_I, V_{II} で一定であるので表から省いた。

移送室1がロータの回転(5π)に伴って図2の(6)の位置にくるまでの容積変化を図4に示す。

i 番めの移送室の圧力 p_i の変化は温度変化を無視すると、次式となる。

$$\frac{dV_i p_i}{dt} = \{M_o(p_{i+i_o}, p_i, i+i_o, t)$$

$$-M_o(p_i, p_{i-i_o}, i, t)$$

$$+M_i(p_{i+i_i}, p_i, i+i_i, t)$$

$$-M_i(p_i, p_{i-i_i}, i, t)$$

$$+M_{Mb}(p_{i+i_{Mb}}, p_i, i+i_{Mb})$$

$$-M_{Mb}(p_i, p_{i-i_{Mb}}, i)$$

$$+M_{Mc}(p_{i+i_{Mc}}, p_i, i+i_{Mc})$$

$$-M_{Mc}(p_i, p_{i-i_{Mc}}, i)\} RT$$

Table 5 Change in the transfer volume

(a) V_2

angle of rev.	transfer volume
$0 \leq \omega t < \alpha$	V_I
$\alpha \leq \omega t \leq \pi$	$[(\omega t - \alpha)\bar{V} + (2\pi - \alpha - \omega t)V_I]/(2\pi - 2\alpha)$

(b) V_3

angle of rev.	transfer volume
$0 \leq \omega t < \alpha$	$[(\omega t + \pi - \alpha)\bar{V} + (\pi - \alpha - \omega t)V_I]/(2\pi - 2\alpha)$
$\alpha \leq \omega t < \pi - \alpha$	$[(\omega t - \alpha)V_{II} + \pi\bar{V} + (\pi - \alpha - \omega t)V_I]/(2\pi - 2\alpha)$
$\pi - \alpha \leq \omega t \leq \pi$	$[(\omega t - \alpha)V_{II} + (2\pi - \alpha - \omega t)\bar{V}]/(2\pi - 2\alpha)$

(c) V_4

angle of rev.	transfer volume
$0 \leq \omega t < \pi - \alpha$	$[(\pi + \omega t - \alpha)V_{II} + (\pi - \alpha - \omega t)\bar{V}]/(2\pi - 2\alpha)$
$\pi - \alpha \leq \omega t \leq \pi$	V_{II}

where $\bar{V} = (V_I + V_{II})/2$.

Fig. 4 Relative change of the transfer volume

$$, (i=1, 2, \dots, n_m) \dots\dots\dots (38)$$

ここで, i_o, i_I, i_{Mb}, i_{Mc} はそれぞれの添字の示すすきまあるいは経路における漏れの上流と下流の移送室番号の差を表し, 一条のときそれぞれ 2, 2, 1, 1 である。また, 吸入側のリード角部の幾何学的排気流量 $S_{thI} = (\omega/\pi)n_s V_I$ と正味の排気流量 M_n および吸入口への漏れ流量の釣合いは,

$$S_{thI}p_s = \left[M_n + \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} \left\{ \sum_{j=1}^{i_o} M_o(p_j, p_s, j, t) + \sum_{j=1}^{i_I} M_I(p_j, p_s, j, t) + \sum_{j=1}^{i_{Mb}} M_{Mb}(p_j, p_s, j) + \sum_{j=1}^{i_{Mc}} M_{Mc}(p_j, p_s, j) \right\} dt \right] RT \dots\dots\dots (39)$$

Fig. 5 Thick lines indicate the surface shall be taken into account, in order to estimating the power consumption

である。ここで, T_c は 1 周期で, 一条の場合は半回転すると移送室 i が $i+1$ の位相にくるから π/ω とすればよい。さらに, 次の周期条件を課す。

$$p_i|_{t=0} = p_{i-1}|_{t=T_c}, (i=1, 2, 3, \dots, n_m) \dots\dots\dots (40)$$

なお, 式(38)~(40)中の p の添字が移送室の番号内でない場合は $p_0 = p_s, p_{n_m+1} = p_a$ とする。

排気特性を求めるには, まず正味の流量 M_n と排気側の圧力 p_a を与えて周期の初期における $p_i (i=1, 2, 3, \dots, n_m)$ を仮定する。次に式(38)を 1 周期 T_c にわたって積分し, 式(39), (40)で p_i の初期値を仮定しなおし収束するまで繰返す。なお, 数値積分は Rung-Kutta 法を用い時間刻みは $T_c/10$ とした。

以上の表 2~5 では $n_{rI} = n_{rII} = 2$ の場合を例示した。しかし, 移送室番号 2, 3, 4 をそれぞれ $2n_{rI}-2, 2n_{rI}-1, 2n_{rI}$ と読みかえて, 容積やすきまが一定の部分を増やすことで $n_{rI} \geq 2, n_{rII} \geq 2$ の場合についても同様に解析できる。

3. 動力

溝側面に働く圧力差に基づく動力を考える。かみあいアキシャルすきま内では漏れ流れによる圧力こう配が発生しているが, 簡単のためそれを無視し溝内と同じ圧力であるとする。おのおのの移送室内の圧力を一定とすると, 溝側面に作用する圧力の中で図 5 の太線で示す面以外は打ち消し合って動力に寄与しない。したがって, 太線で示す面に作用する圧力差, 軸方向への投影面積および軸方向移動速度の積を加えると回転に要する動力が求まる。これを 1 周期について平均すると式(41)となる。

$$L_{th} = \frac{1}{4} P(D-P)D\omega \cdot \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} \{ (\pi + \omega t)(p_{2n_{rI}-1} - p_s) \tan \beta_I + (\pi + \omega t)(p_a - p_{2n_{rI}-1}) \tan \beta_{II} + (\pi - \omega t)(p_{2n_{rI}} - p_s) \tan \beta_I + (\pi - \omega t)(p_a - p_{2n_{rI}}) \tan \beta_{II} \} dt \dots\dots\dots (41)$$

ロータ周りの摩擦力のうちでは外径すきまの気体のせん断によるものが最も大きいと考えられるが、後述の被試験ポンプの場合この摩擦による所要動力は上記の移送に要する動力の2%以下である。実用上の精度は十分と考え、摩擦による動力を無視した。

4. 試 験

二段リード角のスクリーロータを製作し、性能試験と動力測定を行い、2章に述べた排気性能の解析および3章の動力計算式の妥当性を調べた。このロータの吸入側のリード角 β_I は前報⁽²⁾で示した等容形の試験ポンプのリード角とほぼ同じにした。また、排気側のリード角 β_{II} は30%強の動力低減を狙い $\beta_{II} = 0.53\beta_I$ とした。これに伴って幾何学的排気速度の比 S_{thII}/S_{thI} [ただし、 $S_{thII} = (\omega/\pi)n_s V_{II}$] もおよそ0.53になっている。排気速度の測定はポンプ吸入口にテストドーム(ISO 1607 準拠)を取付け、ダイヤフラム真空計(MKS BARATRON® 390 HA)およびマスフローコントローラ(エステック SEC-400 MK 3)を用いて行った。また、動力は三相電力計(横河電機 Type 2042)を用いてモータ入力を選定した。

排気速度の測定結果を図6に示す。図6中の排気速度は測定値(○印)、計算値(実線)ともに S_{thI} で無次元化してある。測定値と計算値を比較すると、等容形スクリーポンプの場合⁽²⁾と同様の傾向を示している。すなわち測定値と計算値は到達圧力(測定値4.6 Pa, 計算値4.3 Pa)付近と100 Pa以上の吸入圧でよく一致する。二段リード角ポンプの測定値と巻数4の等容形の測定値(△印)を比較すると、二段リード角にした影響とすきまの相違により到達圧力およびその付近の排気特性は一致しないが、排気速度の平坦部(特に吸入圧が100 Pa以上の範囲)では、二段リード角ポンプと等容形のポンプの排気速度はほとんど同等である。

図7に動力の測定結果を示す。構造上トルク測定は困難であるためモータ入力を測定し、モータ入力からロータを装備しない状態でのモータ入力を差引いた値をロータの消費動力とみなしている。図7は測定値(○印)、計算値(実線)ともに $S_{thI}(p_a - p_s)$ で無次元化して表示した。動力低減の効果をみるため、同様の方法で測定した等容形のスクリーポンプの無次元動力を△印で示した。これらを到達付近で比較すると、等容形が約0.97であるのに対し、二段リード角ポンプでは測定値は約0.63であり35%の動力低減が実現できている。また、この二段リード角ポンプに対する計算値は約0.62で測定値と非常によく一致している。

Fig. 6 Nondimensional pumping speed
○; measured, —; calculated by the present analysis, △; isochoric case.

Fig. 7 Nondimensional power
○; measured, —; calculated by the present analysis, △; isochoric case.

5. 結 論

二段のリード角をもつスクリー真空ポンプの排気性能と動力を調べ、等容形に比べて動力を低減できることを確かめた。また、ポンプ内部のすきまの漏れを理論的に評価することによるスクリー真空ポンプの性能予測法⁽²⁾を二段リード角のポンプを解析できるように拡張し、等容形と同程度の精度で性能予測できることを確認した。さらに、この性能解析に基づく動力推定値と測定値はよく一致し、この性能解析方法がスクリー真空ポンプの動力設計にも有効であることを示した。

最後に、本研究の遂行にあたって、試作・試験に多大なご助力をいただいた(株)大阪真空機器製作所に心から感謝申し上げる。

文 献

- (1) 奥村勝弥, 日経マイクロデバイス, 33(1998), 164-169.
- (2) 大林哲郎・澤田雅・濱口宗久, 機論, 64-621 B(1998), 1419-1425.