研究論文

可動翼型吸込み・送風エアポンプにおけるブレードの摺動トルク特性*

植木 忠博**, 稲葉 一雄***

Characteristics on Sliding Torque of Blades in a Slide-Blade Type Air Pump

Tadahiro UEKI**, Kazuo INABA***

Slide-blade type air pumps are utilized in printing machines as an air source which provides both the action of air blowing and suction necessary for the paper handling. In the air pump, a large part of the motor power is occupied by the sliding friction between blades and cylinder surface of the casing. So, it is necessary to clarify the mechanism of the friction quantitatively in order to design practical dry air pumps with longer life and less energy consumption.

In the paper, first of all, the sliding force by a single blade was measured experimentally through the axle torque, and its mechanism was made clear. Then, the torque by multi-blades was investigated similarly, and its characteristics which should be affected by chamber pressure were analyzed. As a result, the following conclusions are obtained:

- 1). The sliding torque by a single blade indicates a cyclic change with rotor rotation, the absolute value of which is far larger than the theoretical one estimated by the centrifugal force to the blade solely.
- 2). The sliding torque by a single blade is affected significantly due to the constraint of the blade movement at the rotor slit. Specifically, the sliding torque is the largest around a point between the maximum protrusion height and the maximum thrust speed. Therefore, the set angle of rotor slits is an important parameter for the blades behavior.
- 3). In actual air pumps with multi-blades, the air pressure in the blade chambers as well as in the bottom space of the rotor grooves seriously affect the blade motion along the rotor slit. Therefore, air holes connecting the bottom of the rotors slits as well as air slots formed on the blade side-face are effective for decreasing the sliding torque.

Key words : Air pump, Air blow, Air suction, Blade, Power consumption, Sliding torque, Paper handling, Printing machine

1. 緒 言

枚葉印刷機や製本機械などの高速化に伴い、周辺機器の1つであるカットシートフィーダに対して、重送防止の性能アップが求められている。そのエアアシスト機構では、空気流をシートのサイドエッジに向けて噴きつけることによってシート同士の付着を解きほぐす一方、紙面を負圧吸引する。この2つの機能を同時に担うのが、可動翼型吸込み・送風エアポンプである（以後、エアポンプと略称）。偏心ロータの回転によって翼室容積を変化させるという作動原理は従来の可動翼型回転圧縮機と何ら変わるものではないがその構造と機能はかなり異なっている。要は、必要な吸引負圧と排気送風量が1台のエアポンプによって供せられるという利便性、圧力・流量の微調整への対応性など

が買われて、ペーパーハンドリングアシスト用エアポンプとして独自に発展し、国内外の専門メーカーがその製造に当たっている。またエアポンプをヘリウムガス回収ポンプや排煙ポンプとして活用する新たな用途が検討されている。

エアポンプの特徴は圧力比が小さいこと、ブレードの出入（突出し／後退）を遠心力のみに依存する単純構造であること、ブレードがケーシング内壁を直接摺動すること、およびブレードの枚数やロータのスリット角などに見出すことができる。なお実用に際しては、吸込み・送風効率が低いことに加え、軸動力の大半がブレードとシリンダの高速摺動摩擦によって占められるという機械効率の低さが弱点となる¹⁾。そのため潤滑には特段の配慮を要する反面、エアポンプ本体の温度上昇に加え吸込み負圧によりミスト化した潤滑油が、紙面はもとより作業環境の汚染源となること、あるいは劣化潤滑油の処理などへの対応上、潤滑油の消耗を極力抑えなければならないというジレンマも抱えている。

このような背景から斯界では、オイルフリーのドライエアポンプが待望され、既にその実用化が始まっているが、鋳鉄ブレードからカーボンブレードへの転換が定着しつつ

*平成23年5月13日 原稿受付

**芝浦工業大学工学部機械工学科

(所在地 〒135-8548 東京都江東区豊洲3-7-5)

***(株)ナビコ

(所在地 〒140-0013 東京都品川区南大井1-16-1)

あるドライエアポンプにとって、ブレード摩擦トルクの抑制は切実な課題である。また送風エア中に混入したカーボンブレードの摩耗粉による紙面の汚染、あるいはカーボン粉塵に対するフィルター等の保守にも悩まされている。

2. 研究目的

エアポンプの駆動トルクは、理論仕事とブレード摺動摩擦の2成分からなる。このうち理論仕事トルクを試算してみると、ただだか0.2Nm程度であり、吐出圧をかなり高く設定したとしても実駆動トルクに比べると遙かに小さいことから、その大半がシリンダに対するブレードの摺動摩擦によって占められることは明白である。問題はこのブレードの摺動トルクを支配する要因である。エアポンプと機構が類似している可動翼型回転圧縮機や油圧ペーンポンプに対してブレード摺動トルクの力学的解析がかなり行われてはいるものの^{2),3)}、仕様や運転条件などの大きく異なるエアポンプではそれらからブレード挙動を類推するにはかなり無理がある。しかも観察が難しいという制約もあり、ブレードの動的挙動については推測に頼らざるを得ない。恐らくブレードに働く遠心力が作用因子の1つであることは間違いないが、定量的な効果は不明である。更にロータスリットにおけるブレードの出入あるいは翼室圧が駆動トルクにどれ程の影響を及ぼしているか、これらの究明が必要である。その意味では、理論仕事や翼室圧の影響を受けないシングルブレードによる摺動トルクを個別に分離・測定することは、駆動トルク特性の本質を知るための参考となる。

そこで、本研究ではまずエアポンプにおけるブレード摩擦挙動をシングルブレードによる摺動トルクサイクルを通して追跡した。次にその所見をもとに、翼室内圧の影響が加わるマルチブレード摺動トルク特性を測定し、ドライエアポンプの摺動トルク低減対策の手掛かりを得ようとするものである。

3. 実験方法および実験装置

本報告ではまず、シングルブレードによる摺動トルクの観察を先行させた。次いで、配列に配慮しながらブレードの枚数を順次増やし、枚数に対する摺動トルクの変化を追跡したのは、枚数による摩擦トルクの加法性を検証し、ブレード前後の翼室圧差やロータスリット底の隙間圧力がこの摺動トルクへ及ぼす影響を抽出するためである。用いた実験装置と実験条件は次のとおりである。

3.1 実験装置

実験には市販のエアポンプ（株）ナピコ製）を供したが、ブレードとシリンダ間の摺動トルクを測定するため、次のような改造を加えた。まず、ロータとケーシングを独立に回転できる構造とし、ケーシングとベース間に設置した荷重計によって、回転中のブレードによる摺動トルクをロー

Fig. 1 A view of the experimental apparatus

Fig. 2 Structure of a air pump

タの回転角度 θ に同期させながら検出できるようにした。なおトルク計を介して駆動モータと主軸を直結させて駆動トルクを直接計測し、荷重計による測定データの信頼性を確かめている^{4),5)}。

実験装置の全体構成をFig. 1に、エアポンプの機構部をFig. 2に示す。なお空転駆動トルク：約0.7Nm（ブレード未装着状態での駆動トルクで、軸受摩擦力がその主体である）を予め計測し、実験データを補正した。また荷重計を含む摺動トルク測定装置系の固有振動数は約120Hzであり、回転周波数を十分上回っている。

荷重計の出力はPCに取り込まれ、ロータ5回転分の平均値を実験値とし10度毎にデータ処理を行った。

3.2 実験条件

試供エアポンプの仕様をTable. 1に一覧する。また、ロータの諸寸法をTable. 2に示す。エアポンプの摺動トルクにとって、ブレード出入（突出し／後退）抵抗とスリット角 γ との関わりが大きいことは、ブレード重心に加わる遠心力 f_c とケーシング反力 F_0 の関係から当然予想できることである。本研究では基本構造である求心スリットロータを主体にし、偏心スリットロータも比較のため実験に供した（Fig. 3）。ドライポンプ用に開発された偏心スリットロータは、摺動摩擦力 F_f のケーシング反力 F_0 を高めることによ

てカーボンブレードの破壊を抑制する目的で設計された。

一方、隣り合う翼空間の差圧がブレード出入の円滑性に大きな影響を及ぼす可能性は、当然予想されることである。そこで、ブレード出入に対する翼室圧の効果を確認する目的でブレード通気溝 (Fig. 2)、およびロータスリット底隙間を結ぶ導通孔 (Fig. 3) も実験因子に加えている。ただし、偏心スリットロータではカーボンブレードの破壊強度低下の理由により、すべて通気溝を持たない平滑ブレードが用いられている。そのため、ロータスリット底の隙間圧効果は導通孔 (Fig. 3) の有無によって検討した。使用した鋳鉄およびカーボンブレードの仕様も Table. 1 に併記している。

実験条件として回転数 N 、風量 Q は常用値程度としたが、不確定な影響因子をできる限り除く意味で、吸込みバルブと送風バルブを開放し、求心スリットロータでは滴下給油、

偏心スリットロータでは無潤滑 (ドライ) 条件の下でそれぞれ実験した。ブレード頂部の初期形状 (円弧半径 R : 10mm) と表面粗さ (R_a : 15 μ m) は稼働時間とともに摩耗し、ある特定の曲面に収斂するため、実験は十分馴染んだ後に行われた。ロータスリットとブレード厚のあそびは 0.2mm 以内である。

4. 実験結果および考察

エアポンプのブレード挙動を考察するに先立ち、その出入速度 $v(\theta)$ を、ブレードの回転角度 θ に対する突出し量 $c(\theta)$ の変化率として定義する (式(1))。ここで、ブレード突出し量 $c(\theta)$ とはロータスリット出口とシリンダ間の隙間であり、ロータ偏心量 e によって発生する (Fig. 2)。

$$v(\theta) = d\{c(\theta)\} / d\theta \quad (1)$$

Fig. 4 は、突出し量 $c(\theta)$ と出入速度 $v(\theta)$ の理論計算例を極座標で示したものである。突出し量は、偏心円状のサイクルを呈する。出入速度は突出し時と後退時で正負が逆転するがその絶対値は対称なサイクルを描き、最大値はブレードの最大突出し位置から ± 90 度位相がずれることが分かる。このような特性カーブは、回転する偏心ロータの幾何学から容易に算出できる。

以下、データはすべて極座標で表示され、中央にブレードの配置図が付されているが、回転角度 θ とポンプ構造 (吸・排気ポートなど) の配置関係は全て Fig. 4 に準じている。なお Appendix に関連する記号表を記載した。

4.1 シングルブレードによる摺動トルクサイクル

シングルブレードによる摺動トルクサイクルの解析モデル計算値と実測値を、求心スリットロータと偏心スリットロータについて比較した。その所見をまとめると次のとおりである。

Table. 1 Specifications of the air pump

Type of rotor		Centripetal slit	Eccentric slit
specification			
Suction pressure	P_s kPa	-40 ~ 0	-40 ~ 0
Blow pressure	P_e kPa	0 ~ 50	0 ~ 50
Flow rate	Q m ³ /min	0 ~ 0.3	
Rotation speed	N rpm	500 ~ 750	1,500
Blade	Number of slit	8	4
	Material	FC250	Resin-impregnated Carbon
	Size (Length $\times$ Width $\times$ Thickness) mm (Mass g)	40 $\times$ 80 $\times$ 5 (116)	55 $\times$ 75 $\times$ 4 (30)
	Air slot	Plane Slotted	Plane
Casing	Bore of cylinder mm	127	118
	Material	FC250	S45C
Lubrication		Drop-feed	Dry

Table. 2 Specifications of the rotors

Size of rotor	type	Centripetal	Eccentric
Diameter of rotor	$2r$ mm	114	100
Width of rotor	b mm	80	75
Number of slit		8	4
Depth of slit	mm	40	55
Thickness of slit	mm	5.1	4.2
Slit setting angle	γ deg.	0	22

Fig. 3 Slit patterns of rotors

Fig. 4 Protrusion high $C(\theta)$ and protrusion rate $v(\theta)$ of single blade (Theoretical results for a centripetal slit rotor)

4.1.1 求心スリットロータの摺動トルク特性

ブレードはロータの回転 N (rpm) が誘起する遠心力 f_c によって、ロータスリットとの摩擦に抗して、その頂部をシリンダ壁へ押付けられる。その垂直方向分力 F_N に滑り摩擦係数 μ_0 を乗じることによって摺動力 $F_T (=F_N \times \mu_0)$ を概算できる。これらの数値 F_N , F_T , および合力 F_0 の間の力学モデルが、可動翼型回転圧縮機や油圧ベンポンプに対して提案され^{(2), (3), (5), (6)}、ロータスリットにおける支点反力 F_1 , F_2 の作用を考慮することによって、ブレードの出入に要する摩擦力 $F_B (=F_{1B} + F_{2B})$ は理論的に定義されている。しかし、ブレード側面に生じる擦過痕観察¹⁾ から、 F_B の存在は間接的に確認されるが、理論モデルにおける F_B 数値の妥当性を具体的に検討した例は見当たらない。

摩擦係数の効果；本報では静力学的理論モデルの1つ³⁾を参考に、エアポンプにおけるブレード摺動トルク式を誘導し (Appendix参照)、その摺動トルクサイクルを具体的に数値計算した。なおその際、ブレード頂部を円弧形状とし、シリンダ面との線接触を仮定している。その計算結果の1例をFig. 5に示す。同図では、シングルブレードを想定しているので翼室圧の影響を無視し、摩擦係数 μ_0 , μ_B (Appendix参照) には常識的な数値を仮定している。この解析モデル値はブレード突出し時に比べ後退時に数倍大きなトルク値の歪み円状サイクルを呈しており、最大突出し量と最大後退速度 (Fig. 4) の中間付近に極大値が存在する (Fig. 5)。なぜなら、ブレードのスリット後退抵抗と突き出し高さが摺動トルクを左右するために両者のピーク値の中間あたりに最大トルクが現れるものと理解され、当然のことながら、摩擦係数 μ_0 , μ_B による影響が大きいことは、容易に推察できる。このように仮定された摩擦係数の下でのシミュレーション結果は比較的妥当な傾向を示しているが、ブレードの動力学モデルの検討および実摩擦係数の特定が今後の課題である。なお参考までに、ブレード支点反力 F_1 , F_2 および接触角 α をゼロと仮定し、遠心力のみによるブレード出入を想定した単純モデルによって求心スリットロータのシングルブレードに対する摩擦トルクサイクル

Fig. 5 Sliding torque by single blade (Theoretical results for a centripetal slit rotor)

を試算してみた。ブレード重量：約0.012N/1枚より、回転数650rpmにおけるブレードの遠心力は、20～29N程度となり平均値でも高々24Nに過ぎない。この摺動トルクサイクル (摩擦係数 $\mu_0=0.2$ を仮定) はFig. 5 (破線) に見るとおりであり、平均摩擦トルク $\bar{T}_F$ は約 $T_F=0.25\text{Nm}$ (最大摩擦トルクは約0.35Nm) となる。

Fig. 6 Effects of rotation speed on sliding torque by single blade (measured value for a centripetal slit rotor)

またFig. 6にシングルブレードにおける駆動トルクの実測値 (Fig. 5に対応する回転数：650rpm) を示した。実測値と解析モデル ($\mu_B=0$) の数値はかなり乖離しているのがわかる。このことから、ロータスリットとブレード間の出入摩擦係数 μ_B が、摺動トルクに極めて大きな影響を及ぼすことが窺われる。

回転数 (遠心力) の効果；ロータ回転数に関して言えば、回転数変化650～750rpmに伴う遠心力の変化量がせいぜい10Nと摺動抵抗の絶対値に比べ小さいものの、理屈上は遠心力が回転数の二乗に比例することから、高速になるに伴い摺動トルクも相応に増加するはずである。

Fig. 6に示した回転数の違いによる効果の特性的傾向は理論サイクル (Fig. 5) と近似しているが、回転数の変化に対して、650～750rpm程度では大きな差違が現れない。おそらく、前述のように摺動トルクの主体がブレードのスリット出入抵抗によって支配されているためと考えられる。しかし、回転数がある限界 (本実験では600rpm辺り) 以下の低速度になると摺動トルクサイクルパターンの再現性が急激に低下することが観察されることから、安定したブレードの出入を保証するには、それより大きい回転数の望ましいことが判明した。この原因はブレードに作用する遠心力効果にしきい値が存在するものと想像される。

ロータスリット底の圧力効果；ブレードの出入に伴うロータスリット底の隙間変化がその内圧を変動させ、出入運動の挙動に影響を及ぼすことは十分予想される。ロータスリット底と翼室を繋ぐブレード通気溝 (Fig. 2) はこの圧力変化を緩和 (自動調整) させる意図で考案された。

Fig. 7はブレード通気溝の有無によるシングルブレードの摺動トルクを対比したもので、実測した5サイクル分のデータを示している。同図によると、平滑シングルブレードの方が通気溝を付したブレードに比べ、摺動トルクの平均値 ($\bar{T}$) は小さいもののトルクサイクルの再現性に劣っている様子が現れており、このことは恐らくブレードの浮き上りも含めてその出入の不安定さを示唆している。しかし、ブレード通気溝の得失はエアポンプの送風・吸気効率との絡みで駆動トルクの絶対値も含めて議論されなければならないものと考え。

4.1.2 偏心スリットロータの摺動トルク特性

まず、スリット角をロータ回転方向へプラス、その逆をマイナスと定めることにする (Fig. 3)。ブレード摩擦力のうち後退ベクトル分力の大きいことから、理論上プラススリット角の方がブレードの出入運動にとって有利のはずである。したがって、カーボンブレードを用いた偏心スリットロータのドライエアポンプでは、プラススリット角が採用されることになる。偏心スリットロータに対する摺動トルクの実測値の1例をFig. 8に示す。トルクの最大値が局

Fig. 7 Effects of air slots on sliding torque by single blade (measured value of serial 5 cycle curves for centripetal slit rotor)

Fig. 8 Sliding torque by single blade on an eccentric slit rotor (measured value)

所に集中すると共に、その位置が求心ロータに比べ回転逆方向側に偏る (位相が進む) 傾向を示す。これは、ブレードがケーシング壁面へ傾斜接触するため、最大突出量 C_{max} に対する回転位置が早まることによって生じる現象であることは幾何学的にも理解できる。

Fig. 8では、シングルブレードの摺動トルクに対してロータ導通孔 (Fig. 3) の効果も対比されている。同図では両者の明白な差は確認できない。すなわち、ロータスリット底間に導通孔を設けても、駆動トルクに大幅な変化が見られない。しかし、ブレード側面の通気溝と同様、マルチブレードにおいて導通孔もまた出入運動の安定性に優位に作用する傾向が確認された。

4.2 マルチブレードにおけるブレードの出入挙動

4.2.1 翼室圧が求心スリットロータ／ブレード挙動へ及ぼす影響

シングルブレードの実測したデータの摺動トルクサイクルをブレードの取付位置だけ位相をずらしてその枚数分を重ね合わせるという線形加法モデルは、エアポンプの摺動トルク特性を考察する上で1つの手がかりを与えてくれる。この手法によってマルチブレードにおける摺動トルクサイクルをシミュレーションした1例が、Fig. 9 (A) である。

(A) Simulated value by summing up single blade torque

(B) Measured values

Fig. 9 Sliding torque by multi-blades with air slots

Fig. 10 Array effect of 4 blades on sliding

また比較のためFig. 9 (B) に、この実測トルクサイクルを示している。両図の結果を対比させて見ると、シングルブレードの加法モデルによるシミュレーション結果は実測値と対角4枚ブレード配列（翼室圧は生じない）ではその傾向がほぼ一致しているのに対し、8枚ブレード（翼室圧が発生）では実測値がシミュレーションより遙かに小さな数値を示している。このように顕著な相違は翼室圧によってもたらされる効果と予想される。恐らく、マルチブレードにおけるブレード出入の円滑性は隣り合う翼室圧差に敏感に反応し影響を受けたものと考えられる。したがって、シングルブレードによる摺動トルクサイクルのブレード枚数に応じた単純加法性は、翼室圧の生じるケースでは成立し難いということになる。この結論の妥当性を検証する目的で、ブレードの配列による摺動トルク効果を実測した。Fig. 10は、4枚マルチブレードについて、連続4枚配列（翼室圧が発生）と対角4枚配列（翼室圧の変化なし）を実測値と単純加法モデル値をそれぞれ対比させて示したものである。前者（連続配列）は隣り合う翼室に生じた圧力の差圧がロータスリットにおける反力 F_1 , F_2 （Appendix参照）に少なからぬ影響を及ぼした結果、ロータスリットでのブレード拘束を緩めその出入が円滑化し、加法モデル値より実測値が大幅に低下したものと推測される。これに対して、後者（対角配列）はその圧力差が生じないことから、シングルブレードの単純な重ね合わせシミュレーションと良い一致を見たものと解釈できる。

以上の結果より、ブレード出入の円滑化にとって、ロータスリットの寸法形状や表面粗さ、エッジ品質などが重要な影響因子となり得るものと推察される。とりわけ、マルチブレードにおける通気溝の調圧効果には、期待が大きい。Fig. 11には平滑ブレードと通気溝付きブレードの8枚ブレードにおける摺動トルクを比較している。シングルブレードでは平滑ブレードの摺動トルクが通気溝付きブレードに比べかなり小さかったにもかかわらず、8枚ブレードになると通気溝付きブレードの方が結果として、トルクサイクルが安定し、絶対値も若干小さくなる傾向を示している。

Fig. 11 Stability of sliding torque cycle for multi-blades (serial 5 cycle curves)

Fig. 12 A sliding torque cycle curve by multi-blades (an eccentric slit rotor without air holes)

Fig. 13 A sliding torque cycle curve by multi-blades (an eccentric slit with air holes)

4.2.2 偏心スリットロータ／ブレード挙動へ及ぼす翼室圧の影響

偏心スリットロータによるマルチブレードの駆動トルク予想にも、シングルブレードによる摺動トルクの加法シミュレーションを利用できる。Fig. 12(B)より明らかなように、平均実測トルクおよびその極大値は加法モデルFig. 12(A)による予測値よりかなり大きく、トルクサイクル間のばらつきも著しい。すなわちロータスリット底の導通孔無しでは、ブレード出入運動が安定しにくい傾向を示しているといえる。

このような所見をもとに、ブレードの出入の円滑化を図る対策としてロータスリット底間を導通させることによる

調圧効果を予見することができる。例えば、ロータサイドにスリット底を連結するスロットを同心円状に設ける試みがなされた例がある。本研究では、ロータスリット底間を繋ぐ導通孔を設計した。すなわち、ブレードの出入によって生じるロータスリット底容積の変化がもたらす背圧変動をこの導通孔によって緩和することにより、ブレードの出入を円滑にし、摺動トルクの低減を図ろうとするものである。Fig. 12, 13より導通孔有無の効果を対比すると、導通孔によって1サイクル中のトルク変動が緩和され、安定性も増している様子が認められる。このことよりロータスリット底に形成される密封隙間内の背圧を開放するために導通孔を設けることは、ブレードの円滑な出入挙動に一応の効果を認めることができた⁵⁾と考える。

5. 結 言

本研究では、以下の結論を得た。

- (1) エアポンプにおける軸駆動トルクは、理屈上は、ブレードに作用する遠心力 f_c がもたらす摺動抵抗 F_T ($=F_N \times \mu_0$) によって支配されるはずである。しかし、現実の摺動抵抗はそのような単純計算値よりも大きい。この原因は、ブレードとロータスリット間の摩擦によるブレード出入の拘束に因ることが、本実験によって推定された。
- (2) ブレードとシリンダ壁間の摺動トルクはロータの回転角度に連動してサイクル変化する。その大きさはブレードの突出し量とその変化率（出入速度）に影響され、両者の極値の中間付近で最大となる傾向を示す。
- (3) 求心スリットロータと偏心スリットロータでは、シングルブレードのトルク極大値の位置に位相差が生じる。これはスリット角がもたらすものと考えられる。
- (4) マルチブレードにおいて、翼室圧はブレード出入挙動にとって大きな影響因子となる。
- (5) ブレード通気溝および導通孔によるロータスリット底間自動調圧作用は、ブレード摺動摩擦の軽減にとって有効な対策となり得る。

謝 辞

本研究の実施に当たり、有益な助言を賜った芝浦工業大学名誉教授 柴田順二氏に深甚の謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 植木, 稲葉, 柴田：真空・圧縮ポンプのベーンとケーシング摩擦に関する基礎研究（その2），日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集, p. 95-96 (2002)

- 2) 伊藤, 他：容積型圧縮機, 産業図書, p. 184 (1979)
- 3) 上野, 岸岡, 森本：可変容量型ベーンポンプの特性に関する研究（第2報 ベーンによる摩擦トルク特性について），油圧と空気圧, Vol. 9, No. 1, p. 38-45 (1978)
- 4) 植木, 稲葉, 柴田：可動翼型送風・圧縮ポンプのベーン挙動観察, (社)フルードパワーシステム 平成18年春季講演会, p. 85-87 (2006)
- 5) 植木, 稲葉, 柴田：可動翼型送風・圧縮ポンプにおけるロータ溝間の導通孔の効果, (社)日本フルードパワーシステム 平成19年春季講演会, p. 158-160 (2007)
- 6) 稲熊, 日比：ベーンポンプの摩擦トルク特性, 油圧と空気圧, Vol. 25, No. 7, p. 843-849 (1994)

Appendix

3つの力のつり合い方程式（ブレード出入り方向とその直交方向の力のつり合いおよびモーメントのつり合い）から、ブレード摺動トルク T は、次のとおり導かれる。

$$\begin{aligned} T &= F_0 \cdot \cos \alpha \cdot (\sin \alpha + \mu_0 \cdot \cos \alpha) \cdot \rho \\ &= (W + F_0) \frac{\rho}{\mu_B} \\ &= \frac{W \cdot \{\cos \alpha \cdot (\sin \alpha + \mu_0 \cdot \cos \alpha)\} \cdot \rho}{\cos \alpha \cdot (\sin \alpha + \mu_0 \cdot \cos \alpha) \cdot \mu_B - 1} \end{aligned}$$

〔記号表〕

- f_c : 遠心力 (N)
- ρ : ロータ中心からケーシング接触面までの距離 (mm)
- α : ケーシングとブレードの接触角 (度)
- μ_0 : ケーシングとブレードの摩擦係数
- μ_B : ロータ溝とブレードの摩擦係数
(前進+, 後退-)
- F_0 : ケーシング反力 (N)
- F_N, F_T : ケーシング壁面分力 (N)
- F_1, F_{1N}, F_{1T} : 支点1各反力 (N)
- F_2, F_{2N}, F_{2T} : 支点2各反力 (N)
- W : ブレードの作用する遠心力 (N)