ロータリエンジンのアベックスシール挙動*
(4変位センサによる測定)

松 浦 健 児*

Measurements of Apex Seal Behavior in a Rotary Engine
Using Four Displacement Sensors

Kenji MATSUURA

Behavior measurements of an apex seal of three piece slanted horizontal split type were made, using an overhanging eccentric shaft-type single rotor engine equipped with a multichannel packaged slip ring. To analyze the behavior, a computer plotting program was developed, by means of which the sequences of the configuration of top and bottom parts in the slot at given eccentric shaft angles were plotted on the trochoidal curves from the measured displacement data. The measurement results revealed the details of the behavior. Under high working chamber pressure, the top part of the leading apex seal is flush with the leading side of the slot, while that of the trailing apex seal is considerably tilted with respect to the trailing edge of the slot.

Key Words: Internal Combustion Engine, Wankel Rotary Engine, Apex Seal, Seal Behavior, Magnetic Induction, Measurement Method

1. ま え が き

ロータリエンジンの作動室からのガス漏れはおもにアベックスシールからで、その漏れ面積を小さくすることによって性能がよくなる可能性があると思われている⁽¹⁾。アベックスシールは1片式アルミニウム含浸カーボン製⁽²⁾(1片式)から、2片式チル化鋳鉄製(2片式)、さらに3片式上下斜分割チル化鋳鉄製(3片式)⁽³⁾へと改良されてきた。1片式と2片式のように上下一体形はシール溝で傾き、アベックスシールの第二次気密面、すなわち、アベックスシールとシール溝側面との気密面が面接触状態とならないため、そこを通過して隣室へガス漏れが生じると考えられた。そのため、3片式はシールを上下に斜めに分割し、シール溝底方向からの押しつけ力によるくさび効果によって、シール溝側面と面接触させて気密を改善することを意図して開発されたものである⁽³⁾。しかし、3片式の場合もアベックスシールを通過するガス漏れが存在することが、レーザドップラー流速測定法によるモータリングの場合の実験的研究⁽⁴⁾によって示されてい

る。

アベックスシールの挙動の実態を知ることは、アベックスシールを通過するガス漏れや摩擦損失の低減によるトルクの改善、燃料消費率の低減、耐久性の向上などのために非常に重要であるが、ロータからの計測信号の導出が容易でないため、4変位センサによる測定は行われていなかった。著者らの従来の測定⁽⁵⁾は2個の変位センサによるものであったので、上部、下部シールそれぞれのシール溝での傾きなどに関する挙動の実態の把握は十分でなく、解明する必要があった。

本研究では、ロータ上の計測信号のエンジン外部への導出が困難なロータリエンジンについて、アベックスシールに関する条件を変えずに、計測信号を多チャネルで、エンジン外部に取り出すことのできる高速回転が可能な計測用エンジンを開発し、上部、下部シール用に上下にそれぞれ2個ずつ合計4個の変位センサをシール溝側面に取付けてアベックスシールの挙動を測定し、それらの変位測定値をパーソナルコンピュータとプロッタによって、シール溝内でのアベックスシールの姿勢を任意の主軸角度のロータハウジング位置に対して表示できるようにし、上下斜分割3片式アベックスシールの第二次気密面の挙動特性を明らかにした。

* 原稿受付 1996年7月3日。

*1 正員、青山学院大学理工学部(〒157 東京都世田谷区千歳台6-16-1)。

記 号

a : アベックスシールの先端半径
 C : ロータハウジングとアベックスシールの接触点のシール溝先端からの高さ
 e : トロコイドの偏心率
 $f_{11}, f_{12}, f_{23}, f_{33}$: $P_{11}, P_{12}, P_{23}, P_{33}$ によって生じる力
 $f_{1x}, f_{1y}, f_{3x}, f_{3y}, f_{4x}, f_{4y}$: それぞれ P_1, P_3, P_4 によって生じる x, y 方向の力
 f_2 : P_2 によって生じる力
 f_s : スプリング力
 F_R : シールの半径方向 (y 方向) の慣性力
 F_T : シールのシール溝に垂直方向の慣性力
 F_x : シール溝に垂直な方向 (x 方向) の合力
 F_y : シール溝方向 (y 方向) の合力
 G_1, G_2 : 上部, 下部シールの重心
 h_1, h_2 : 上部シールのリーディング面とトレーリング面の下端からシール溝先端までの高さ
 h_3, h_4 : 下部シールのリーディング面とトレーリング面の高さ
 h_{y1}, h_{y2} : 上部, 下部シールのトレーリング側下端から重心までの高さ
 M : シールの質量
 M_A, M_B : 点 A, B まわりのモーメント
 O_A : アベックスシールの円弧の中心
 P_1 : リーディング作動室の圧力
 P_2 : アベックスシールの背室 (溝底) の圧力
 P_3 : トレーリング作動室の圧力
 P_4 : 上部, 下部シール間の圧力
 $P_{11}, P_{12}, P_{23}, P_{33}$: h_1, h_4, h_3, h_2 の部分に作用する圧力
 R : トロコイドの創成半径
 R_1 : ロータハウジング面の抗力
 R_2 : シール溝のリーディング面の反力 (上部シール下端から y_2 の高さの位置)
 R_3 : シール溝のトレーリング面の反力 (上部シール下端から y_1 の高さの位置)
 R_4 : 上部シール下端部と下部シール, トレーリング上端の反力
 R_5 : シール溝のトレーリング面の反力 (下部シール下端から y_3 の高さの位置)
 R_6 : シール溝のリーディング面の反力 (下部シール下端から y_4 の高さの位置)
 R_g : ロータの中心からシールの重心までの距離
 l : アベックスシールの厚さ
 l_1, l_2 : ロータハウジングとアベックスシールの接点

までのシールのリーディング面とトレーリング面からの距離

t_{x1}, t_{x2} : 上部, 下部シールのトレーリング面から重心までの距離

β : シール斜面の傾き角度

θ : 主軸回転角度

ϕ : 揺動角

μ_D : 動摩擦係数

μ_S : 静止摩擦係数 (x, y 方向の摩擦力を正とする, 斜面部分は反力の方向で摩擦力の方向は決まる)

ω : 主軸角速度

2. 実験装置および方法

2・1 実験用片持式単ロータロータリエンジン

通常の構造のロータリエンジンでは, ロータ上の信号を多チャンネルでエンジン外部に取り出すことは容易ではない。そこで, ロータの内歯歯車と反対側のロータの側面の中央部を外部に露出させた実験用片持式ロータリエンジンを開発して用いていた⁽⁵⁾⁽⁶⁾。しかし, その構造では主軸が固定外歯歯車を貫通できる直径でなければならないため, 高速回転時にはたわみが大きくなり, ロータ側面が損傷を受ける場合があることがわかった。そこで, 固定外歯歯車を主軸を通さなくてよい配置にし, 便宜上, ロータベアリングを用いて, 主軸径をロータ軸径と同じにして強度を増した。その実験用片持式単ロータロータリエンジンの主要断面図を図1に示す。

このエンジンは, エキセントリックシャフト⑩の一端にロータ⑬が片持されているので, ロータ側面の中央部を露出させることができる。信号の導出装置はロータサイドカバー⑫の中心に付けた並列六重巻のコイルスプリング③とそのガイド②とスリップリング⑩より成っている。ロータの公転運動はコイルスプリングの弾性に吸収させ, 自転運動のみがスリップリングに伝達される。それゆえ, スリップリングはロータと同じエキセントリックシャフトの回転速度の1/3で回転する。ロータ上の計測信号はコイルスプリング内のリード線とスリップリングを経てエンジン外部へと導出される。コイルスプリングと変位センサホルダを付けたロータ側面の外観を図2に示す。この実験用エンジンによって実機のアベックスシールの諸条件を変えることなく, アベックスシールの挙動を測定できる。エキセントリックシャフトとバランスウェイトを除くエンジンの主要構成部はマツダ製13B形ロータリエンジンの部品を改造して流用した。供試ロータリエン

Fig. 1 Primary longitudinal section of experimental engine

Fig. 2 Side view of rotor with displacement sensor holder and helical spring installed

Table 1 Primary specifications of experimental rotary engine

Apex seal	Material	Chilled cast iron
	Nose radius	2.0 mm
	Overhang	1.0 mm
	Thickness	3.0 mm
	Configuration	Three-piece
	Mass	13.5 g
	Clearance	0.06 mm
Rotor	Underseal volume	425 mm ³
	Mass for balancing	5465 g
Rotor housing	Eccentricity	15 mm
	Generating radius	102 mm
	Equidistance	3 mm
	Width	80 mm
Intake (Side)	Opening	32° ATDC
	Closing	40° ABDC
Exhaust (Peripheral)	Opening	71° BBDC
	Closing	48° ATDC
	Type	Single port
Displacement		654 ml×1
Compression ratio		9.4

ジンの主要諸元を表1に示す。

ロータベアリングとメインベアリングの潤滑およびロータの油冷のため、エキセントリックシャフト端の噴出孔へのオイルの供給は外部設置の電動オイルポンプによる強制圧送循環給油方式を採用し、水冷式オイルクーラによって油温を制御した。アベックスシールおよびシール類の潤滑油は、外部設置の電動メタリングオイルポンプによって吸気管とロータハウジングに装着されているチェックバルブによって吸気および直接ロータハウジング面にそれぞれ供給した。燃料のガソリンは吸気管噴射方式で供給した。点火はCDI方式である。これらの制御のためにエンジン後部のコグドベルトで駆動されるロータリエンコーダの信号を用いた。作動室圧測定用インジェクタの取付位置、点火プラグ孔、オイル供給孔、吸排気口の位置を任意の1

個のアベックスシールがロータハウジング上を移動する場合の主軸角度で、トロコイドの長軸の圧縮側を主軸角度 θ の基準角度 ($\theta=0^\circ$) として図3に示す。アベックスシール位置は以後この主軸角度で示す。

2・2 アベックスシールおよび変位測定系 供試アベックスシールは上下斜分割形3片式で図4に示すように 60° の角度で上下斜めに分割されて構成されている。これはマツダ製13B形の既製の3mm厚の上下一体形アベックスシールから製作した。被測定アベックスシールの上部シールと下部シールそれぞれの上方と下方の変位を測定するため4個のセンサを用い

Fig. 3 Location of pressure indicators, spark plugs, intake and exhaust ports and oil supply hole

Fig. 4 Three piece slanted horizontal split apex seal

た。上部および下部シールに対する上下のセンサをシール溝の長さ方向の同じ位置でシール溝側面の上下に取付けられる程度に小さくすることができなかったので、図5に示すように横並びの上下にセンサを埋め込んで配置したホルダを、シール溝のリーディング側面に取付けた。これらの変位センサはインダクタンス変化式である。円形のフェライトコアにコイルを巻いたもので、既報⁽⁵⁾⁽⁶⁾のものと同形式であるが、測定部先端の面積を1.5倍にして感度を増した。なおフェライトコアの厚さは従来と同じ1mmである。図6に示す電磁誘導法による変位測定回路を用いた。送信コイルから高周波を共振コイルを隔てて、受信コイルに送り、アペックスシールの変位変化によって生じるインピーダンス変化を受信コイルを経て検出することにより、変位測定ができる。シール溝でのアペックスシールのセンサに平行な変位に対する各センサの感度は0.01~0.06mmのシックネスゲージで、同一にし、かつ直線性が得られるように設定した。

2・3 変位測定値による姿勢表示 シール溝側面の4個の変位センサ、アペックスシールの上部、下部

Fig. 5 Arrangement of displacement sensors for top and bottom parts of apex seal

1. Upper sensor for top part of seal
2. Lower sensor for top part of seal
3. Upper sensor for bottom part of seal
4. Lower sensor for bottom part of seal
5. Slip ring
- 6, 11, 12, 17. Receiving coils for respective sensors
- 7, 10, 13, 16. Resonance coils for respective sensors
- 8, 9, 14, 15. Transmitting coils for respective sensors
18. Rectifier with shifter
19. Oscilloscope and digital recorder

Fig. 6 Circuit for four displacement sensors to measure apex seal behavior

シールの位置関係と寸法を図7に示す。変位測定値を用いて任意の主軸角度についてアペックスシールのシール溝での姿勢を模式図で表すために、次のような考え方と方法で、プロッタ用のプログラムを組んだ。

(1) 各変位測定値はそれぞれのセンサのシール溝の深さ方向のセンサ面の中心から垂直な方向にアペックスシールの被測定面に達する距離であると考え、

(2) シール溝でのアペックスシールのクリアランスおよびシール溝幅と深さは、傾きを拡大して示すためアペックスシールとそれらの寸法と比例的ではない。

(3) ロータハウジングの創成半径と偏心量は任意

Fig. 7 Location of displacement sensors and dimensions of top and bottom parts of apex seal

に縮尺するため、アベックスシール寸法と必ずしも同比率ではない。

(4) 上部シールのシール溝側面に対する変位から、中心線の直線の式を求め、先端円弧の中心はその線上にあるので、円弧がトロコイドの平行曲線に接するまで移動させる。すなわち、図形的に明らかに離れた位置から、中心線上を一定の微小な変位で移動させ、交点の解の最小値を求め、近似解とする。その接した円弧の中心から上部シール作図の開始点を求める。

(5) 下部シールの溝側面に対する傾きを求め、その傾きを保ったまま、下部シールが上部シールの斜めの底部に接するまで移動させる。解法は(4)と同様。

2・4 実験条件 エンジン回転速度 1 000～5 000 rpm について、それぞれ無負荷から全負荷まで 1/4 負荷ごとの運転を行った。シール類の潤滑油は、マツダ社製 13 B 形ロータリエンジンの 1 ロータ当たりが必要とされている量⁽⁷⁾を供給した。冷却水と潤滑油温度はともにほぼ 80°C に保った。

3. 実験結果および考察

3・1 変位と挙動の概説 3 000 rpm, 4/4 負荷の場合の測定結果を図 8 に示す。①, ⑤は、それぞれアベックスシールの上部シールの上下、③, ④は下部シールの上下の変位センサ(図 7 と対応)の変位を示す。トレースが高くなっているときは、シール溝のリーディング側面に、低くなっているときは、トレーリング側面に接近している状態である。タイムマークとトリガ信号は被測定アベックスシールが吸排気口側のトロコイド短軸の位置(810°)に設定してある。270°過ぎを見てみると、①, ⑤, ③がリーディング側に接近し、④がトレーリング側に寄っている。このことより上部シール片はほぼ平行な状態でシール溝のリーディング

Fig. 8 Measured displacements of top and bottom parts of apex seal at 3 000 rpm full load

側に接し、下部シールは前傾していると考えられる。このような変位の測定結果のみでは、アベックスシールの姿勢を詳細に把握することは容易ではない。

そこで、図 8 に示す 3 000 rpm 全負荷の場合について、測定したアベックスシールの変位を 2・3 節で示した方法でパーソナルコンピュータとプロットによって表したアベックスシールのシール溝での挙動の模式図を図 9 に示す。また、そのロータハウジング上のアベックスシール位置でのアベックスシールのリーディング側とトレーリング側の作動室圧も示す。図 8, 9 中の①～②⑩によって測定した変位とアベックスシールの姿勢を対応させてある。なお、アベックスシールの挙動の模式図はトロコイド短軸近傍は重なる部分が生じてしまうため、主軸角度で 90°, その他の位置では 45°おきに示してある。また、作動室圧はトロコイド曲線の法線方向の長さで示してある。次に、アベックスシールの①～②⑩までの姿勢を順を追って見ていく。

①, ②の姿勢はアベックスシールのリーディング作動室が圧縮行程初期の状態、圧縮圧力がアベックスシールのリーディング側面に作用するため、上部シールはトレーリング溝側面にほぼ平行に密着している。そのため、良好な気密が行われていると考えられる。一方、下部シールは下方のリーディング側の角がリーディング溝側面に接触し、上方のリーディング側の角が上部シール下方の斜面のリーディング側に接触して、後に傾いた姿勢になっていて、面接触状態は得られていない。③になると、上部シールは後ろに傾き、下部シールが前に傾いた状態、すなわち、上部シール

Fig. 9 Apex seal behavior versus mainshaft angle plotted by the aid of computer from measured displacements together with leading and trailing chamber pressures at 3 000 rpm full load

がシール溝のトレーリング溝側面の先端に寄り掛かり、下方が下部シール斜面のトレーリング部を押し、下部シールの上方をシール溝のリーディング側へ押しやるために、下方のトレーリング側の角がシール溝のトレーリング側に接している状態になっている。③近辺からさらに進んで、④前の 115° くらいで、リーディング作動室が最高圧力になり、それまでのアベックスシール姿勢の極限に達している。その後は、⑤の姿勢のように、⑥あたりまで、下部、上部シールともにその姿勢の傾きが少し緩くなっている。これらの一連の姿勢変化が生じる原因は、アベックスシールのリーディング作動室が圧縮から膨張行程へと変わり、アベックスシールをロータハウジング面へ押しつけるガス圧力による有効押しつけ力が変化し、それに伴って摩擦力が変化し、アベックスシールが傾いた状態では摩擦力がシール溝のトレーリング側先端を支点としたモーメントの変化をもたらすからである。③の少し前から④、⑤にかけての気密の特に重要な高作動室圧の領域で、期待されるような面接触気密が得られていないことがわかる。

続いて、⑥あたりまでの姿勢から一転して⑦のような姿勢に移行している。すなわち、上部シールがシール溝のリーディング側面にほぼ平行な状態で接触し、

下部シールの上方のリーディング角部がシール溝のリーディング側面に、同じくトレーリング部が上部シールの下方のトレーリング角に、さらに、下方のトレーリング角がシール溝のトレーリング側面に接触している状態になっている。この移行は、トレーリング作動室の圧縮行程中の圧力がリーディング作動室の排気行程中の圧力よりも低い状態から、高低関係が逆転して、トレーリング作動室の圧力がリーディング作動室の圧力より高くなるために生じている。この作動室圧の逆転は圧力線図から 315° 過ぎに生じていることがわかる。⑥の姿勢から⑦の姿勢への移行で、上下一体形アベックスシールの場合に生じることがあった移行後のシール溝のリーディング側先端部を支点としたアベックスシールのびびり現象⁽⁵⁾は、図8を見ればわかるように、このような上下斜分割3片式では生じないことがわかった。

⑦、⑧、⑨と、上部シールはほとんど⑦の姿勢のままで、面接触状態が保たれているが、下部シールは下方のトレーリング角がシール溝のトレーリング側面から少しずつ離れている。上部シールはアベックスシールのリーディング作動室の高圧領域で顕著に後ろに傾くものに対して、トレーリング作動室の高圧領域ではほとんど傾かないで、予想に反して、ほぼ面接触状態に

なっていることがわかった。⑩あたりから⑪、⑫、⑬と上部シールは徐々に前傾姿勢の傾向になり、上方がシール溝のリーディング側面の先端に接近し、下方のトレーリング角がシール溝のトレーリング側面から浮いた状態になっている。一方、下部シールは⑩あたりから⑪にかけて下方のトレーリング角がシール溝のトレーリング側面から離れ、前傾姿勢が緩くなり、⑪では、次の姿勢への移行前の状態で、シール溝のリーディング側にやや前傾して接近している。続いて、下部シールは⑫から⑬あたりにかけて次第に後ろに傾いた姿勢になっている。このように下部シールが前傾姿勢から後傾姿勢になるのは、⑫、⑬と上部シールの前傾が増した姿勢になり、上部シール下方の斜面に下部シールがスプリングで押し付けられているため、下部シールが上部シールの斜面のトレーリング角に接していた状態からリーディング角に接するようになるためである。

図3を参照するとわかるように、 649° から排気行程に入っているのが、⑭から⑮にかけての姿勢は、アベックスシールに作用するトレーリング側作動室の圧力が低いため、アベックスシールがシール溝のリーディング側面にほぼ平行な状態で接近しているのは、アベックスシールに作用するシール溝に垂直方向の慣性力がリーディング側面方向のためであると考えられる。この角度領域では2500 rpmまでは上部シールは後傾し、下部シールは少し前傾しているが、3000 rpmあたりから回転速度が高くなるにつれて、平行になり、接近する程度も増している。また、負荷の違いによって生じると考えられるリーディング作動室の吸気圧の影響も見られない。これらのことから、慣性力によるものであることがわかる。

リーディング側面にほぼ平行な状態で接していた上部シールは、⑯では、シール溝のリーディング側面方向のシール溝に垂直方向の慣性力が負から正に変わる変曲点で、零となり、下部シールが上方のリーディング角で上部シール下方の斜面のリーディング部分を押すため、上部シールは前傾し、シール溝のリーディング側面の先端によりかかり、下方がトレーリング側面からも、リーディング側面からも浮いた状態になっている。下部シールは上方のリーディング角で上部シール下方の斜面のリーディング部分を支え、下方のリーディング角がシール溝のリーディング側面に接触し、後傾している。

⑰、⑱の領域では、上部シールはシール溝のリーディング側面の先端から離れ、やや後傾した姿勢になり、それに伴って、下部シールは前傾姿勢になり、上部シ

ール、下部シールともに斜面のトレーリング部が互いに接触した状態になっている。⑲は、吸気口が閉じた直後で、上部シールはシール溝に平行な姿勢で、リーディング側面からもトレーリング側面からもほぼ均等に離れた溝の中央に位置し、下部シールがシール溝のリーディング側面に接近した状態で、わずかに後傾した姿勢になっている。⑳は、アベックスシールのトレーリング作動室の吸気口が開いた(1022°)直後である。また、リーディング作動室が圧縮行程初期の状態、圧縮圧力がアベックスシールのリーディング側面に作用し始め、上部シールが㉑のようにトレーリング溝側面にほぼ平行に密着する前段階で、スプリングで押された下部シールが上部シールの斜面のリーディング側を押すために、上部シールの下方がシール溝のトレーリング側に移動している。一方、下部シールは下方のリーディング側の角がリーディング溝側面に接触し、上方のリーディング側の角が上部シール下方の斜面のリーディング側に接触して、後ろに傾いた姿勢になっている。

3.2 回転速度の影響 回転速度のアベックスシール上下シールの変位とアベックスシール姿勢に及ぼす影響を2/4負荷の場合について、それぞれ、図10と図11に示す。図10の1000 rpmを除く回転速度の 0° と 270° とのほぼ中間で、上部シールの下方の変位がリーディング側に山状に現れ、下部センサの下方の変位がトレーリング側に谷状に現れている。これらは、リーディング作動室の最大圧力時に生じる変位で、変位の時期は回転速度の影響をほとんど受けていないことがわかる。この時期は 115° 近辺で、図11の 135° のアベックスシール姿勢に示されているように、上部シールは後傾し、下部シール片は前傾している。1000 rpmの場合を除くと差異はほとんど認められない。

図10の 270° 過ぎを見ると、上部シールの上方および下方の変位がトレーリング側からリーディング側へと変位する第二次気密面の移行時期は回転速度が高くなるとともに遅れていることがわかる。これは、シール溝に直角方向の慣性力がトレーリング方向に作用するため、回転速度が高くなると、慣性力が大きくなり、移行時期を遅らせるためである。一方、下部シールは、その上部シールの移行時期前後では、図11に示されているように、1000 rpmの場合を除いて、前傾姿勢のままで、顕著な変位変化は生じていないが、回転速度が高くなると、上方がリーディング側に下方がトレーリング側に、それぞれ、やや変位が大きくなる傾向にある。

低回転速度領域では、図10の 540° と 810° のほぼ

Fig. 10 Effect of speed on measured displacements of top and bottom parts of apex seal at 2/4 load

Fig. 12 Effect of load on measured displacements of top and bottom parts of apex seal at 3000 rpm

Fig. 11 Effect of speed on apex seal behavior for its travel on rotor housing at 2/4 load

Fig. 13 Effect of load on apex seal behavior for its travel on rotor housing at 3000 rpm

中間位置で上部シールの上方と下方の変位がリーディング側からトレーリング側へ生じているが、回転速度が高くなるにつれてリーディング側への変位が生じなくなっている。これは、排気行程のためにトレーリング作動室の圧力が低下するため、ガス圧力によるリーディング溝側面方向の押し付け力が小さくなり、トレーリング方向に作用するロータハウジングしゅう動面とのトレーリング側方向の摩擦力が、リーディング方向の慣性力より低回転では大きい、回転速度が高くなると慣性力が勝るためである。図10の1080°の少し前の1035°あたりで上部シールの上方と下方がリーディング側からトレーリング側へ変位している。この変位は回転速度の影響はほとんど受けていない。リーディング作動室が圧縮行程初期の状態、おもに圧力によって生じる変位であるためである。

3.3 負荷の影響 負荷のアベックスシール上下シールの変位とアベックスシールの挙動に及ぼす影響を3000 rpmの場合について、それぞれ、図12と図13に示す。図12の各負荷において0°と270°とのほぼ中間で、上部シールの下方の変位がリーディング側に山状に現れ、下部シールの変位がトレーリング側に谷状に現れている変位は、負荷が増すとともに、大きくなっている。これらは、トレーリング作動室の最大圧力時に生じる変位であるため、負荷が増すと圧力が高くなり、圧力による押し付け力が増し、摩擦によるシール溝のトレーリング先端を支点としたモーメントが大きくなり、図13の135°のような上部シールが後

傾した姿勢になり、上部シールの下方のトレーリング部で下部シールの上方がリーディング側に押され、下部シールの前傾が増した姿勢になることがわかる。

図12の270°過ぎの上部シールの上方および下方がトレーリング側からリーディング側へと変位する第二次気密面の移行時期は、負荷の影響はほとんど受けていない、図13の360°の姿勢のように、上部シールはシール溝のリーディング側面に面接触し、下部シールの前傾姿勢にも変化は生じていない。図12の1035°あたりで上部シールの上方と下方のリーディング側からトレーリング側への変位は、おもに圧縮圧力によるため、負荷が増すと、時期が早まり、図13を見てもわかるように、トレーリング側により接近し、密着している。

3.4 力学的解析 上下斜分割アベックスシールがロータハウジング内面上をしゅう動するとき、各場所でのどのような力が作用するのか、また、それらの大小関係からシールの姿勢を理解するための静力学的解析を示す。シール溝での上下シールの姿勢は図9からもわかるように互いに逆の傾きで斜面部が接している二つの場合、すなわち、上下の斜面部の接触点(線)がリーディング側で接触している場合とトレーリング側で接触している場合に大別できる。これらの代表例として、後者の場合を示す。図14に示すような上部、下部シールに作用する諸力と図15に示すような圧力分布、寸法および位置関係から、各シールの x 、 y 方向の力と点A、Bにおけるモーメントの静的な釣合い⁽⁸⁾は、それぞれ式(1)～(6)のように表される。各位置での反力とそれによって生じるシールの変位の方向お

Fig. 14 Forces acting on slanted horizontal split apex seal

Fig. 15 Slanted horizontal split apex seal showing dimensions and pressures

よび変位の起因となる各力の大小関係を求めることができる。

上部シールについては

$$\begin{aligned} \Sigma F_{x1} = & R_1(\mu_D \cos \phi + \sin \phi) + R_2 - R_3 \\ & - R_4(\mu_S \cos \beta - \sin \beta) + F_{T1} + f_{11} + f_{1x} \\ & + f_{4x} - f_{3x} - f_{33} = 0 \quad \cdots \cdots (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_{y1} = & R_1(\mu_D \sin \phi - \cos \phi) + \mu_S R_2 + \mu_S R_3 \\ & + R_4(\mu_S \sin \beta + \cos \beta) + F_{R1} + f_{4y} \\ & - f_{1y} - f_{3y} = 0 \quad \cdots \cdots (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = & R_1\{(C + h_2)\sin \phi - t_2 \cos \phi \\ & + \mu_D[(C + h_2)\cos \phi + t_2 \sin \phi]\} \\ & + R_2(\mu_S t + y_2) - R_3 y_1 + F_{R1} t_{x1} \\ & + F_{T1} h_{y1} - f_{33} h_2/2 + f_{4y} t/2 \\ & + f_{4x}(h_2 - h_1)/2 + f_{11}[(h_2 - h_1) + h_1/2 \\ & + f_{1x}(h_2 + C/2) - f_{1y}(t_2 + t_1/2) \\ & - f_{3x}(h_2 + C/2) - f_{3y} t_2/2 = 0 \quad \cdots \cdots (3) \end{aligned}$$

下部シールについては

$$\begin{aligned} \Sigma F_{x2} = & R_4(\mu_S \cos \beta - \sin \beta) - R_5 + R_6 + F_{T2} \\ & + \mu_S f_5 + f_{12} - f_{4x} - f_{23} = 0 \quad \cdots \cdots (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_{y2} = & -R_4(\mu_S \sin \beta + \cos \beta) + \mu_S R_5 + \mu_S R_6 \\ & + F_{R2} + f_5 - f_{4y} + f_2 = 0 \quad \cdots \cdots (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_B = & R_4 h_3(\mu_S \cos \beta - \sin \beta) - R_5 y_3 + R_6(\mu_S t \\ & + y_4) + F_{R2} t_{x2} + F_{T2} h_{y2} + f_{5t}/2 + f_{12} h_4/2 \\ & - f_{4x}[h_3 + (h_4 - h_3)/2] - f_{4y} t/2 \\ & - f_{23} h_3/2 + f_2 t/2 = 0 \quad \cdots \cdots (6) \end{aligned}$$

ここで

$$\begin{aligned} \phi = & \sin^{-1}\{[3e \sin(2/3)\theta]/[R^2 + 9e^2 \\ & + 6Re \cos(2/3)\theta]^{1/2}\} \end{aligned}$$

ϕ が正の場合はロータハウジングとの接触はリーディング側、負の場合はトレーリング側になる。

$$F_R = M\omega^2[R_9/9 + e \cos(2/3)\theta] \quad (y \text{ 方向が正})$$

$$F_T = -M\omega^2 e \sin(2/3)\theta \quad (x \text{ 方向が正})$$

4. ま と め

新しい方式の実験用片持式ロータリエンジンを開発した。3片式上下斜分割アベックスシールの第二次気

密面の挙動を4個のセンサで変位測定し、姿勢を模式図で表示し、以下のことが明らかになった。

(1) 上部シールはアベックスシールのリーディング作動室の高圧領域では、顕著に後ろに傾き、線接触状態の気密になるのに対して、トレーリング作動室の高圧領域では、ほとんど傾かないで、ほぼ面接触状態になっていて、良好な第二次気密面が得られている。

(2) 従来の2個の変位センサによる測定では、上部シールがシール溝側面と平行な状態、すなわち、面接触気密が得られるのは、作動室のトレーリングアベックスシールが圧縮行程初期のみであると推測されていたが、リーディングアベックスシールが膨張行程の比較的長い期間にも面接触気密がほぼ保持されている。

(3) 上下一体形アベックスシールでは、生じる場合があった、点火プラグ側短軸後の第二次気密面の移行後のシール溝のリーディング側先端部を支点としたびり現象は上下斜分割3片式では生じない。

(4) 上部シールと下部シールは、シール溝での傾きはほとんどの場合、逆の傾き角度を成している。

本研究を進めるに当たり、マツダ(株)から、エンジン部品の援助をいただいた。また、当時本学大学院生 遠藤太郎、沢井正紀、卒研 大石拓也、南川基治の各位にエンジンならびに測定系の製作に協力していただいた。ここに記して感謝の意を表す。

文 献

- (1) Meinrad, K. E. and Edward, D. K., *SAE Paper*, No. 730117 (1973).
- (2) 遠藤貞・金丸豊之助, セラミックス, 6-10 (1971), 146-149.
- (3) Fujimoto, Y., ほか3名, *SAE Paper*, No. 870446 (1987).
- (4) Hamady, F., ほか3名, *SAE Paper*, No. 910893 (1991).
- (5) 松浦健児・ほか2名, 機論, 58-556, B (1992), 294-301.
- (6) 松浦健児・寺崎和郎, 機論, 56-526, B (1990), 242-247.
- (7) Stubblefield, M. and Haynes, J. H., *Mazda RX-7 '86thru'91*, (1991), 57, Haynes.
- (8) Martin, A. R. and Sadler, J. P., *Proc. 5th World Cong. Theory Mach. Mech.*, (1979), 1240, publ. ASME.