

エンジン動弁系におけるカム、及び フォロワシステムの耐摩耗性向上手法

A Method of Enhancing Wear Resistance of Cam and Follower System in Engine Valve Train

山下 宏* 井沢 信一郎* 真田 誠*
Hiroshi Yamashita Shinichiro Izawa Makoto Sanada

要 旨

エンジンが高回転、高出力化する中で、低速運転における動弁系廻りの摩耗が問題となってきた。本論文ではカム、ロッカーアーム等フォロワ系接触部の潤滑状態に着目し、油膜切れの発生しない動弁系設計手法の開発について述べる。この手法を用いて設計した動弁系部品は、コストの低い材料を用い、かつ接触部の荷重条件を緩和させることなく耐スカuffing性が向上すると共に、波及効果としてロッカーアームの軽量化が達成でき、バルブ運動の限界性能も改善された。

ABSTRACT

Wear of the valve train in low speed operation is growing critical as engines become capable of high-revolution and high-power performance. This paper describes the development of the design process used to insure a secure, constant supply of lubricant to the valve train. Particular emphasis is on maintaining optimum conditions of lubrication in the cam and follower system, including the rocker arm.

With this design process, a valve train made with low cost materials can be designed to achieve an improved level of scuffing resistance without deteriorating maximum load capacity. This also involves a weight reduction of rocker arm, which proved effective in upgrading the maximum performance at the limit of valve movement.

1. まえがき

最近の4サイクルスポーツ系二輪車は、排気量当りの出力を高くするため高回転型のエンジンに設計されることが多い。従って動弁系も高回転に追従させるべく、ロッカーアーム等の小型化、バルブスプリングの荷重強化等が行われている。また、スポーツ系二輪車といえども、低回転トルクを従来にも増して向上させており、不自由のない低速走行が可能となっている。これらのことはカム、ロッカーアーム等フォロワ系接触部の潤滑状態を混合潤滑域、或いは境界潤滑域に移行させ、ひいては両者にスカuffing摩耗を誘発させる原因となっている⁽¹⁾。
スカuffing摩耗の一般的な対策手法として、

- ① 接触部の面圧低下
- ② 接触部への給油量増加
- ③ 材料組合わせの変更

等が上げられるが、①については、混合潤滑域、或いは境界潤滑域での面圧低下は決定的な効果を上げるに至らず、また性能面の向上からも、効果が得られるほどの面圧低下が出来ない。②については、エンジンの小型軽量化に伴う制約から、機能面との両立において大幅な給油量増加は不可能である。また、③についてはコスト、量産性の面で一般的な材料に比べ不利であり、これらを克服した耐摩耗性向上手法が求められていた。

我々は、カム、ロッカーアーム接触部の潤滑状態を理論的に把握し、摩耗テストとの相関をとる

* 朝霞研究所

という手法で、スカuffing摩耗の要因を探ることとした。まず、潤滑状態を把握するため、動弁系潤滑理論（弾性流体潤滑理論）解析を行ったところ、通常の設計による接触部には、理論的な油膜切れが発生していた^{(2),(3)}。

我々は、この油膜切れに注目し、ロッカーアーム接触面上における、この理論的現象が発生する箇所と、実際の摩耗との関係をテストを通して解析したところ、この箇所がスカuffing摩耗の起点となっていることを確認した。

このことから、理論的な油膜切れを消失させることができれば、耐スカuffing性の向上が期待できると考え、先の潤滑理論解析に用いた計算の内容を検討してみた。その結果、本計算の構成要素である油膜切れを示す式中に、動弁系の幾何的諸元が随所に存在しており、適切な動弁系設計を行うことにより、油膜切れの発生を防止できると思われた。動弁系諸元の最適化により、理論的な油膜切れを消失させる試みについての報告はなく、また、テストによる立証も行われていない。我々は今回、この考え方を適用したカム、ロッカーアームを製作し、従来設計によるそれと、テストにおいて比較した結果、スカuffing摩耗の発生が減少することを確認したので、以下にその内容を報告する。

2. スカuffing摩耗について

スカuffing摩耗は、カムとロッカーアームスリッパ面（以後スリッパ）との接触部において、潤滑油膜厚さが薄い場合に発生し易いといわれている。この状態は一般的にストライベック線図上の摩擦係数変化で表されている（図1）。本線図にはカム、スリッパ間の潤滑油の通過速度（以後油膜速度）が低下すると摩擦係数が急激に増加し、潤滑状態が混合潤滑域、或いは境界潤滑域に移行することが示されている。この領域で運転を続けるとスカuffing摩耗が促進されることは一般に知られており、低速走行における摩耗対策として、理論的な油膜厚さを向上させる手法がいくつか論じられている^{(2),(3)}。

我々の行った潤滑理論解析の結果は、スリッパ上の接触領域中に油膜切れが存在することを示し

ているが、従来の耐摩耗性向上手法は、油膜切れを前提に述べられたものが殆どである。このため、我々は、この理論的な現象が、実際の摩耗に及ぼす影響を把握することで、摩耗の解明に直接つながると考え、テストにおいてその関係を追求し、明らかにした。以下にその内容を順を追って説明する。

2.1 一般的なスカuffing摩耗の形態

高負荷低回転運転を行うとカム、ロッカーアームスリッパ面にスカuffing摩耗が発生し易い状況になる。進行したスカuffing摩耗の発生例を図2に示す。摩耗形態は潤滑油膜切れによる金属接触が原因であることを示している。

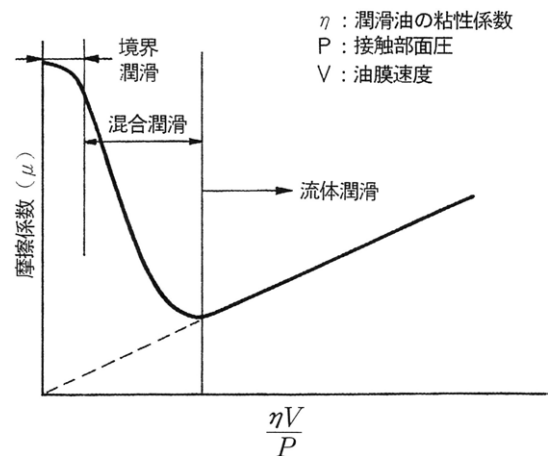


図1 ストライベック線図

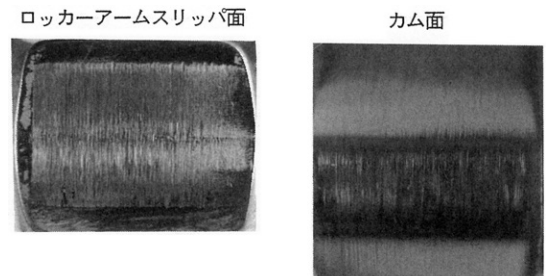


図2 スカuffing摩耗発生形態

2.2 潤滑計算理論式⁽³⁾

(1) 平均油膜速度の定義式

一般的なロッカーアーム機構のカム、スリッパの接触状況を図3に示す。接触点から観察すれば接触は両固体の『回転 (SPIN)』と『すべり (SLIP)』運動から成る。カム側ではリフト=0の時、すなわち接触点がベース円上にある時、接触は回転のみで曲率半径中心は瞬間回転中心に一致する。また、リフト中では回転とすべりが複合する。一方、スリッパ側では常に回転運動のみとなる。

接触点における油膜速度は接触点固定座標においてカムとスリッパの接線速度をそれぞれ V_c と、 V_F とすれば次式で表せる。

$$V = \frac{1}{2}(V_c + V_F) \quad (1)$$

但し、潤滑油は非圧縮性であり、また固体面と油膜の界面におけるすべりは生じないものとする。 V_c 、 V_F はそれぞれ固体面上の接触点移動速度と同等であり、図4に示す様に V はカムとスリッパの接触運動による油膜の平均速度を表す。

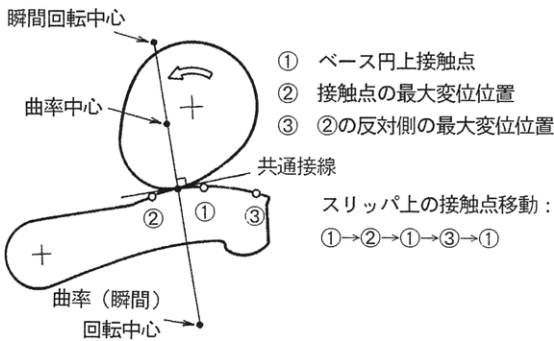


図3 カムとスリッパの接触状況

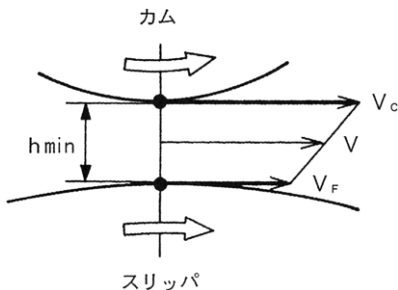


図4 接触点に於ける油膜速度の概念図

カムとスリッパの接線速度 V_c 、 V_F は図5より以下の様に求まる。

$$\left. \begin{aligned} V_c &= r_c \frac{d\Psi}{d\theta} \\ V_F &= a \left(1 + \frac{d\gamma}{d\theta} - \frac{d\Psi}{d\theta} \right) \end{aligned} \right] \quad (2)$$

すなわち、

$$\left. \begin{aligned} V_c &= \frac{r_c}{a+r_c} X \\ V_F &= a \left(1 + \frac{d\gamma}{d\theta} - \frac{X}{a+r_c} \right) \end{aligned} \right] \quad (3)$$

ここに、

$$X = \sqrt{b^2 \left(1 + \frac{d\gamma}{d\theta} \right)^2 - 2bc \left(1 + \frac{d\gamma}{d\theta} \right) \cos(\gamma + \lambda) + c^2}$$

$\frac{d\gamma}{d\theta}$ はバルブリフト Y を用いて、

$$Y = L(\cos(\gamma_0 + x) - \cos(\gamma + x)) \quad (4)$$

$$\frac{dY}{d\theta} = L \frac{d\gamma}{d\theta} \sin(\gamma + x) \quad (5)$$

$$\frac{d^2 Y}{d\theta^2} = L \left(\left(\frac{d\gamma}{d\theta} \right)^2 \cos(\gamma + x) + \frac{d^2 \gamma}{d\theta^2} \sin(\gamma + x) \right) \quad (6)$$

$$\frac{d\gamma}{d\theta} = \frac{\frac{dY}{d\theta}}{L \sin(\gamma + x)}$$

Y : バルブリフト

L : ロッカーアーム回転軸～アジャストスクリュー中心間距離

a : スリッパ面曲率半径

b : ロッカーアーム回転軸～スリッパ中心間距離

c : ロッカーアーム回転軸～カム軸間距離

θ : カム回転角

r_c : カムリフト部曲率半径

r_0 : カムベース円半径

Ψ : 接触点における共通接線の傾き角

γ : ロッカーアーム回転軸におけるアジャストスクリュー中心～カム軸間角度

γ_0 : γ の初期値 (バルブリフト = 0)

λ : ロッカーアーム回転軸におけるアジャストスクリュー中心～スリッパ中心間角度

x : ロッカーアームのバルブ軸に対する傾き角

参考として図6 にスリッパ面上の各接触点位置における平均油膜速度 V の変動を V_c と、 V_F と共に示す。

(2) 最小油膜厚さの計算式

油膜厚さは接触面の圧縮変形、潤滑油の粘度増加等を考慮した弾性流体潤滑 (EHL) 理論の解として知られている Dowson-Higginson の式に平均油膜速度 V を用いれば最小油膜厚さ (h_{min}) として求められる。

$$h_{min} = 1.6 \frac{\alpha^{0.6} (\mu V)^{0.7} E^{0.03} R^{0.43}}{W^{0.13}} \quad (8)$$

R : 等価曲率半径 : $1/R = 1/r_c + 1/a$

E : 等価弾性係数

$$: 2/E = (1 - \nu^2)/E_c + (1 - \nu^2)/E_F$$

ν : ポアソン比

E_c : カム材弾性係数

E_F : スリッパ材弾性係数

V : 平均油膜速度 : $V = 1/2 (V_c + V_F)$

W : 単位幅当りの荷重

μ : 大気圧下の粘度

α : 粘度の圧力指数

(3) 理論的な油膜切れの状態式

(8) 式によるスリッパ上の油膜厚さ分布を図7 に示す。図で見るように最小油膜厚さが0の状態、すなわち平均油膜速度 (V) = 0 の位置が、バルブリフト行程中に2回発生している。式で示すと、

$$V_c + V_F = 0 \quad (9)$$

この場合の状態概念図を図8 に示す。この現象はエンジンの回転に関係なく発生し、この時、瞬時

ではあるが理論的に (弾性流体潤滑理論により) 油膜厚さが0になり、また、発生する位置がバルブの最大リフト近傍であることから (図9) 負荷的にも厳しく、金属接触を起こし易い状態となる。

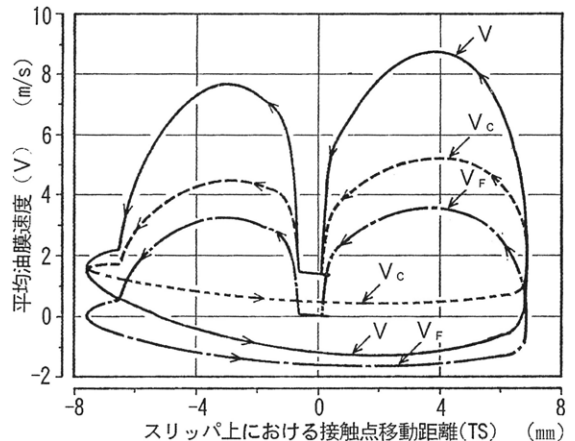


図6 平均油膜速度特性 (V)

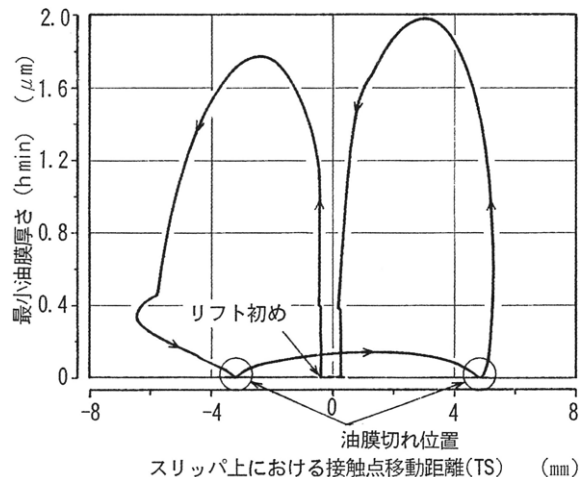


図7 最小油膜厚さ特性 (h_{min})

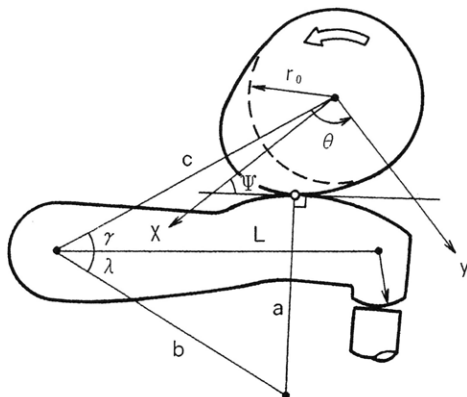


図5 機構モデル図

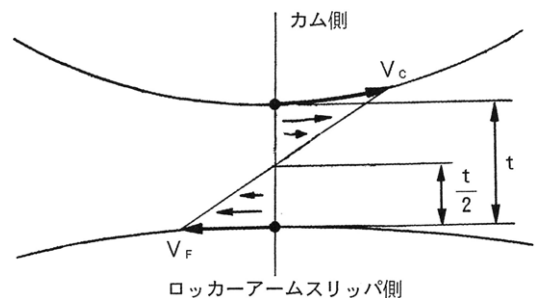


図8 油膜切れ状態の概念図

今後、この現象が発生する箇所を理論的な油膜切れ位置と呼ぶ。

2.3 理論的な油膜切れ位置における

スカuffing摩耗

我々は、油膜切れ位置の異なる2種類のエンジンを使用し、短時間の低速耐久テストを行った。

テストは潤滑条件を厳しくするため、運転中の潤滑油温度を実走温度の上限である150℃に設定した。その結果、スカuffing摩耗の起点位置が、油膜切れ位置とほぼ一致することを確認した(図10、11)。一般に、この位置はスリッパ上において2箇所存在するが、テストではPVの大きい支点側が、摩耗の起点となっている。また、図11に示した摩耗状態はかなり進展しているが、最も摩耗の大きい部位は油膜切れ位置の近傍である。なお、高回転時には、この位置は摩耗との関わりが少なくなる傾向があり、これは潤滑状態が流体潤滑域に移行するためと思われる。我々の行った高回転耐久テストの結果においてもカム、スリッパにスカuffing摩耗の発生は見られなかった(図12)。

3. 油膜切れの発生しない動弁系設計手法

我々の行ったテストにおいては、油膜切れ現象とスカuffing摩耗は相関をもつことがわかったため、この現象を排除することにより耐スカuffing性の向上が期待できると考えた。油膜切れは、油膜速度が0になると発生することから

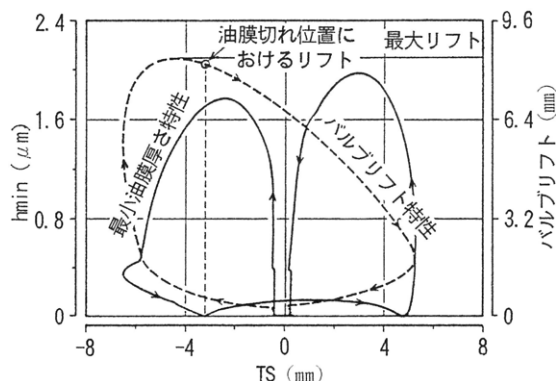
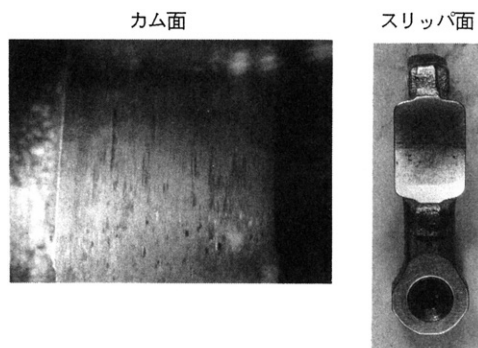


図9 最小油膜厚さ特性とバルブリフト特性の関係



エンジン回転：9000rpm テスト時間：200Hr
カム材：F C 30チル オイル温度：150℃
スリッパ材：S CM420+ハードクロームメッキ

図10 高回転耐久テスト

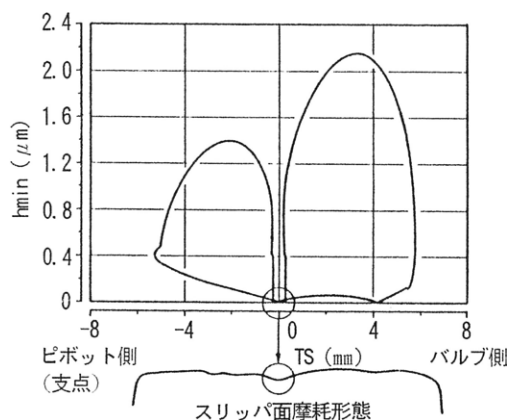


図11 油膜切れ位置におけるスカuffing摩耗 その1

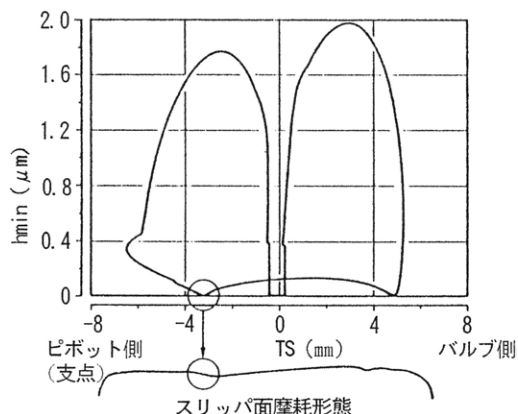


図12 油膜切れ位置におけるスカuffing摩耗 その2

(式 (9))、この速度を決定している要因を最適化することで、油膜切れを防ぐことが可能になると思われた。

油膜速度は 2.2 項、式 (3) で示したように、幾何的諸元とバルブリフト特性で表される。リフト特性は、エンジンの出力要求から必然的に決定されるため、この速度を制御できる因子は、幾何的諸元が主体となる。

そこで我々は、油膜速度が 0 にならない幾何的諸元が理論的に存在するか否かを、潤滑理論式をもとに追求した。

その結果、カム、スリッパの全接触行程において、油膜速度を常に 0 以上に保つ幾何的諸元の設定が可能であることが判明し、以下に、この諸元が満たすべき条件式を導き、また、その条件式に基づいて設計、製作したカム、ロッカーアームの形状、耐久テスト結果等を示す。

3.1 油膜切れの発生しない理論的条件

接触行程中の油膜切れの発生しない条件は式 (9) より常に、

$$V_c + V_f > 0 \quad (10)$$

式 (3) により幾何的諸元とリフト特性を用いて書き換えれば次式となる。

$$\frac{1 - \frac{r_c}{a}}{a + r_c} \sqrt{b^2 \left(1 + \frac{d\gamma}{d\theta}\right)^2 - 2bc \left(1 + \frac{d\gamma}{d\theta}\right) \cos(\gamma + \lambda) + c^2} < 1 + \frac{d\gamma}{d\theta} \quad (11)$$

式 (11) においては $\frac{d\gamma}{d\theta}$ はロッカーアームの腕長 L とリフト速度 $\frac{dY}{d\theta}$ によっておもに決定されている。またカムの曲率半径 r_c の最小値は、ベース円半径 r_o にほぼ比例することにより、油膜切れを防止するには主に $\frac{r_o}{a}$ の値を大きくすることにより実現され、また、その油膜厚さに対する寄与率も高い。表 1 に、我々の導いた条件式より得られた、油膜切れ防止に関与する主要な動弁系諸元、設計の傾向、並びにその寄与度合いを示す。

3.2 カム、ロッカーアーム形状、

理論式による最小油膜厚さ特性、PV 特性

表 1 に示した設計手法に基づいて、具体的な諸

表 1 油膜切れ防止の為の主要諸元と寄与一覧

諸元	設計の傾向	油膜切れに対する寄与度合い
r_o	大きくする	大
a	小さくする	大
b	小さくする	小
L	大きくする	中

表 2 主要諸元比較

	油膜切れ無①	油膜切れ有②
r_o	13.8	13.0
a	20.0	40.0
b	26.480	37.542
L	36.783	36.783
バルブリフト特性	①、②共通	
カム材	F C 3 0 チル	
スリッパ材	母材:SCM420, 接触面:クロムメッキ	
カム面粗度	3.2S	
スリッパ面粗度	1.6S	

元を設定し、(表 2) 製作した油膜切れの発生しないカム、ロッカーアームと油膜切れの発生するものとの形状比較を図 13 に示す。以降、

①が油膜切れの発生しない設計手法を適用したカム、ロッカーアーム

②が油膜切れの発生するカム、ロッカーアームとする。

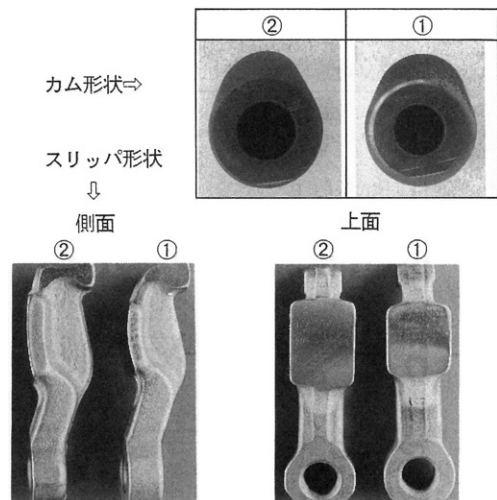


図 13 油膜切れ有無によるカム、ロッカーアーム形状

①、②の潤滑理論計算による最小油膜厚さ特性、PV 特性の比較を図14に示す。①の最小油膜厚さ特性には油膜切れが発生していないことがわかる。また、PV 特性における最大PVは①、②共ほぼ同一であり発熱条件は同じであるといえる。なお、実際の設計において耐スカuffing性を効果的に向上させるためには、①の油膜厚さ特性中の油膜厚さ最小値が $0.1\ \mu$ 以上確保でき、かつPV特性中の最大PVをおさえるような諸元設定を行うことが望ましい。

3.3 テスト結果

テスト装置はモーターによりドライブシャフトを駆動し、カム駆動系を介して実機シリンダヘッドに組み込まれたカムシャフトを回転させるもの

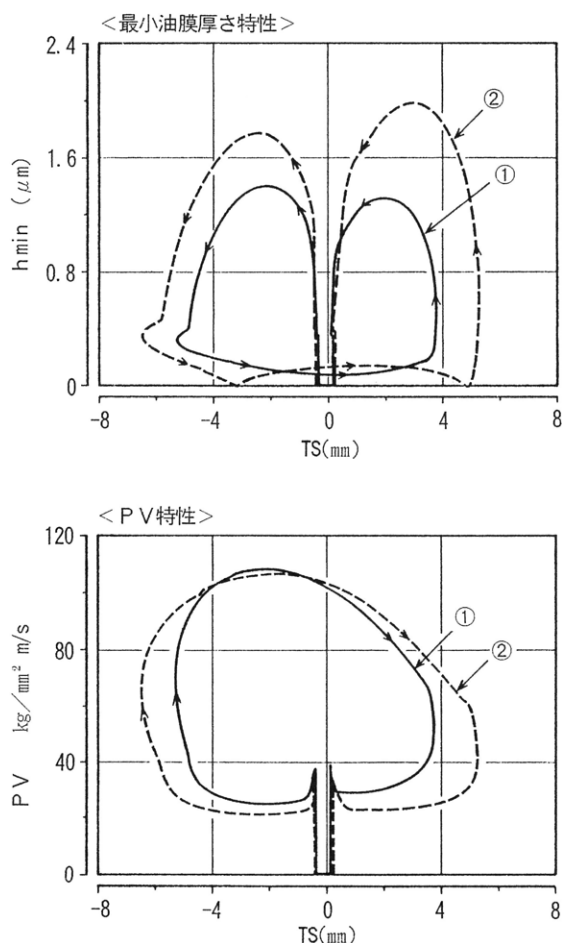


図14 油膜切れ有無による最小油膜厚さ、PV 特性

である。さらに、潤滑油加熱ヒーターを備えて、油温は任意に設定できるようにしている。今回の耐久テストも、摩耗を促進させるため油温は 150°C に設定して行った。

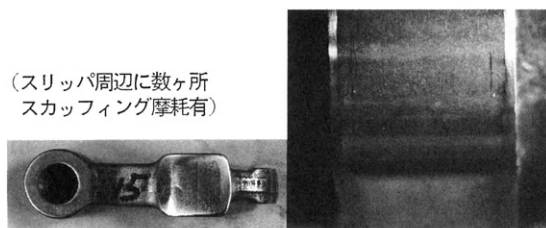
①、②の耐久テスト後の接触面状況を図15に示す。結果として、①はスカuffing摩耗の発生が少なかったが、②は全体的にスカuffing摩耗しており、特にPVの高い支点側の油膜切れ位置に摩耗が集中している。

また、①、②について運転中のスリッパ表面温度の測定を行った(図16)。その結果、①は②に比べ平均約 4°C 低く、また最大PVは両者共同様であることから、理論的な油膜切れが実際の発熱に関係しているものと考えられる。従ってこれらの結果は、表1に示した設計の傾向が耐スカuffing性を向上させるものであることを裏付けている。

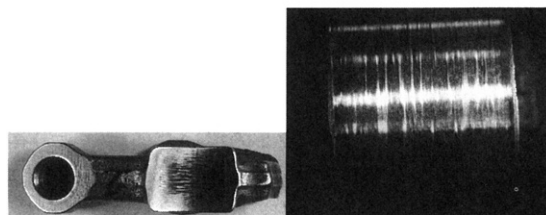
3.4 ロッカーアームの軽量化

我々の開発した油膜切れの発生しない設計手法を適用すると、その波及効果として、スリッパ半径縮小によりスリッパ全長が短くなりロッカー

① 全体的にレベル向上



② 全体的にスカuffing摩耗



エンジン回転：2000rpm テスト時間：100Hr
カム材：F C 30チル オイル温度： 150°C
スリッパ材：S C M 420 + ハードクロームメッキ

図15 耐久テスト結果

表3 ロッカーアーム重量比較

エンジン種類	エンジンA (図13)		重量差 Δ (②-①)	軽量化 %
油膜切れ有無	無し ①	有り ②		
ロッカーアーム 全体重量 Δ	18.5	20.4	1.9	9.8
慣性モーメント gmm^2	156.5	178.3		

エンジン種類	エンジンB (図17)		重量差 Δ (②-①)	軽量化 %
油膜切れ有無	無し ①	有り ②		
ロッカーアーム 全体重量 Δ	16.3	19.8	3.5	17.7
慣性モーメント gmm^2	136.6	169.3		

アーム全体の軽量化が計れる。表3 にロッカーアームの重量比較を示す。また、大幅に軽量化の計れた形状例を図17 に示す。

4. バルブリフタータイプの耐スカuffing性検討

最近の4サイクルスーパースポーツ二輪車は動弁機構にバルブリフタータイプを採用する機種が増えており、参考までにバルブリフタータイプの

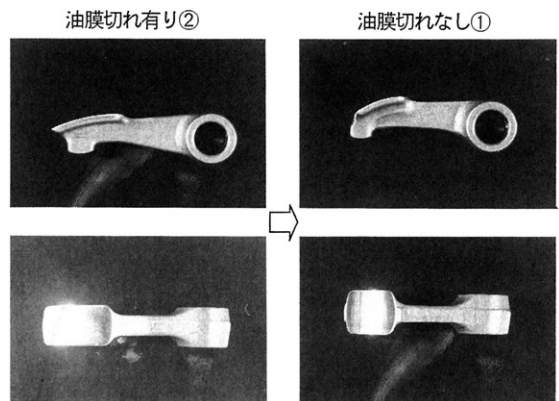


図17 油膜切れ有無によるロッカーアーム形状

最小油膜厚さ特性、PV 特性を計算しロッカーアームタイプと比較すると共に、耐久テスト結果の考察を行う。

4.1 バルブリフタータイプの

最小油膜厚さ特性、PV 特性

バルブリフタータイプの接線速度、及び平均油膜速度は次式によって表される (図18)。

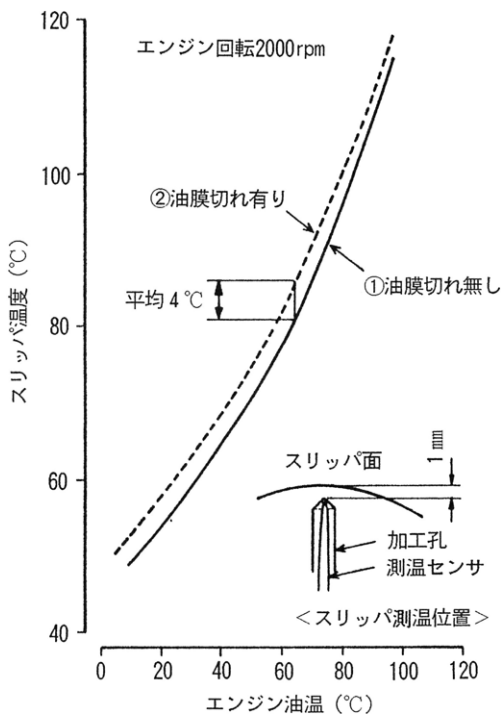


図16 油膜切れ有無によるスリッパ温度

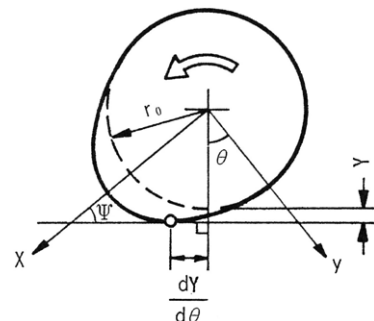


図18 バルブリフタータイプの機構モデル図

$$\left. \begin{aligned} V_c &= r_c \frac{d\Psi}{d\theta} \\ V_F &= \frac{d}{d\theta} \left(\frac{dY}{d\theta} \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Psi}{d\theta} &= 1, r_c = \frac{d^2 Y}{d\theta^2} + Y + r_o \text{ より、} \\ V_c &= \frac{d^2 Y}{d\theta^2} + Y + r_o \\ V_F &= \frac{d^2 Y}{d\theta^2} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

従って、

$$V = \frac{V_c + V_F}{2} = \frac{d^2 Y}{d\theta^2} + \frac{Y + r_o}{2} \quad (14)$$

上式を用いた潤滑理論式により最小油膜厚さ特性、PV 特性を計算した結果を図19に示す。バルブリフタータイプはロッカーアームタイプに比べ全体的に油膜が厚く、最大PVは高い傾向にある。

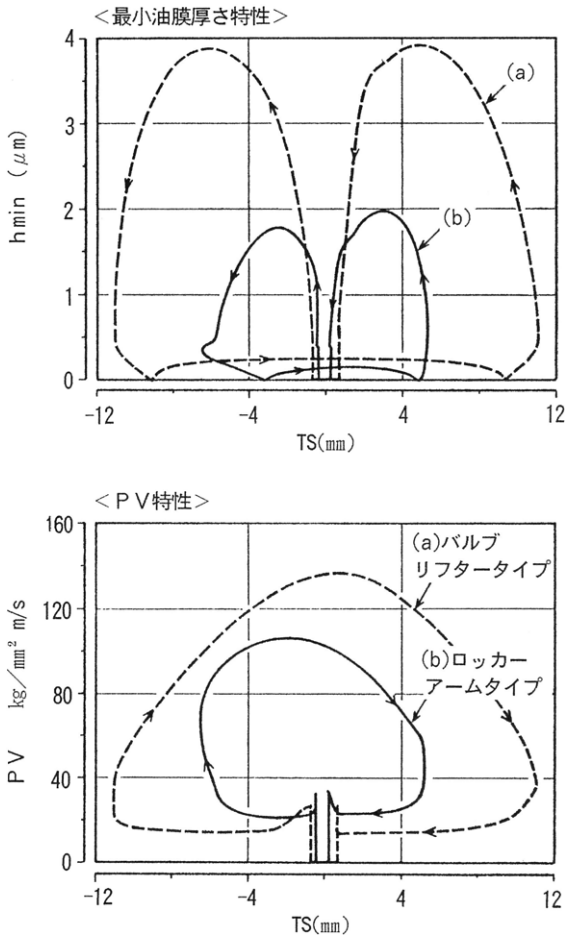


図19 ロッカーアームタイプとバルブリフタータイプの最小油膜厚さ、PV 特性

また、バルブリフト特性は、通常最大リフト付近で $\frac{d^2 Y}{d\theta^2} + \frac{Y + r_o}{2} < 0$ のため、バルブリフタータイプにおいては $V_c + V_F > 0$ が常には成立しない。従って、本理論式においては、幾何的諸元等の変更で油膜切れの発生を防ぐことは不可能である。それにもかかわらず、4.2で考察するが、バルブリフタータイプの耐スカuffing性は良好である。

4.2 耐久テスト結果

カム、バルブリフターの耐久テスト後の接触面状況を図20に示す。バルブリフタータイプは、一般的な理論計算によると油膜切れが発生し、かつ、最大PVが計算上大きいことがわかっているにもかかわらず、スカuffing摩耗には至らない。これはリフターが回転することにより、

(1) 油膜切れの発生を防いでいる

(2) 同一箇所の繰り返し接触が減少する

などの効果が考えられるが、現状のリフタータイプにおける潤滑理論式では、この事象は考慮しておらず、今後の課題である。ちなみに、本タイプ

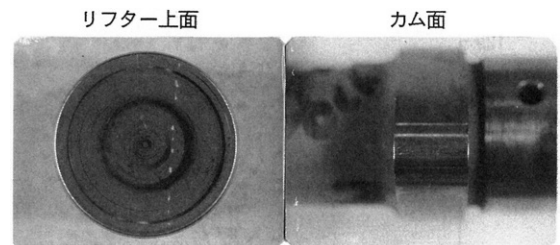


図20 耐久テスト結果
(バルブリフタータイプ)

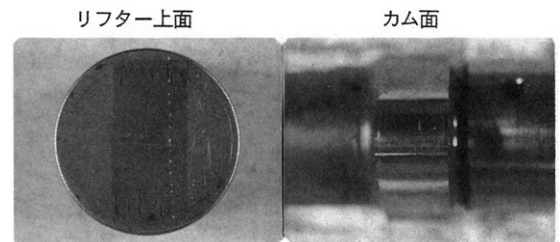


図21 リフター回り止めによる耐久テスト結果

における油膜切れ現象の影響を確認するために、リフター回転を強制的に止め、同一条件で耐久テストを行ったところ、油膜切れ位置付近にスカuffing摩耗が発生した(図21)。このことはリフターの回転が、摩耗の減少に効果があることを示していると同時に、油膜切れ現象がロッカーアームタイプと同様、摩耗と関わりをもっていることを立証するものである。

5. ま と め

油膜切れの発生しない動弁系設計手法を開発することができ、ロッカーアームタイプの機種にはほぼ適用済みである。本設計手法を確立するにあたって、得られた結果は以下の通りである。

- (1) 潤滑理論式で求めた油膜切れ位置は、短時間の耐久テストにおけるスカuffing摩耗の起点とほぼ一致し、油膜切れ現象と摩耗は関わりをもっていることが、実証テストの結果判明した。
- (2) 油膜切れの発生は、動弁系の幾何的諸元に起因しており、新しく開発した設計手法を用いることによって、油膜切れの発生しないカム、ロッカーアームの製作が可能となった。
- (3) 油膜切れの発生しない設計手法に基づいて製作したカム、ロッカーアームは、耐久テストにおいて油膜切れが発生しているそれに比

べ、同一PV下でスカuffing摩耗の発生が減少することを確認できた。

- (4) 同じく、この設計手法に基づいて製作したロッカーアームは、スリッパ半径縮小に伴い小型軽量になり、バルブ運動性能の向上に寄与する。
- (5) バルブリフタータイプは、リフターが回転するなど潤滑面での好条件により、耐スカuffing性は良好である。

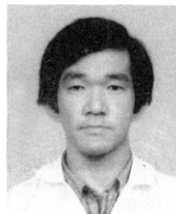
参 考 文 献

- (1) BARWELL F. T, ROYLANCE B. J: Tribological considerations in the design and operation of cams a review of the situation, Mech. Eng. Publications Ltd. (1978)
- (2) PURMER P. D., van den BERG W.: Measurement of Camshaft Wear-Wear and Kinematics of Over-head Camshafts, SAE 850442(1985)
- (3) DYSON A.: Kinematics and wear patterns of cam and finger follower automotive valve gear TRIBOLOGY International (1980) June, 121
- (4) 日本潤滑学会編:潤滑ハンドブック、養賢堂 (1975)

■ 著 者 ■



山下 宏



井沢 信 一 郎



真 田 誠