

シャトル・カム機構を用いた可変バルブエンジン

A New Variable Valve Engine Applying SHUTTLE CAM Mechanism

八 木 静 夫*

Shizuo Yagi

三 浦 静 止*

Seishi Miura

佐 藤 勇 夫*

Isao satoh

石 橋 羊 一*

Yoichi Ishibashi

西 田 憲 二*

Kenji Nishida

山 本 俊 朗*

Toshio Yamamoto

要 旨

高出力の追求と実用領域での性能を両立させるための最も適切な手段の一つとして、可変バルブ機構があげられるが、この度「シャトル・カム」と名づけた新しい可変バルブ機構を設計、試作した。

通常の二輪車用エンジンに適用したこの機構は、ロッカーアームを有するギヤトレイン方式において、カムギヤがアイドラーギヤ上を転動し、同時にカムシャフトはアイドラーギヤと同心円をなすロッカーアームのスリッパ面上を滑りながら移動していく。その為、バルブリフトはロッカーアームのレバー比の変化に応じて連続的に変化し、同時にカムの位相はカムギヤの転動によって変化していく。

一連のテストにより、この機構は 10,000rpm の高回転まで正確に作動し、出力性能や燃費、アイドル性能、排気騒音及びエミッションに大きな効果のある事が確認された。

ABSTRACT

Variable-valve-actuation mechanism is considered to be one of the most suitable solutions to realize the compatibility between the pursuit of higher power output and performance in the practical speed range. To this end, a new variable-valve-actuation mechanism named "Shuttle Cam" was designed and analyzed.

In the mechanism which was applied to a conventional motorcycle engine with rocker arms and gear-train-driven valve system, the cam gears move along the idler gear. Camshafts simultaneously slide along the rocker-arm slipper surfaces which are concentric with the idler gear. Consequently, valve lift varies continuously in accordance with the alteration in the rocker-arm lever ratio, and the cam phasing changes simultaneously in accordance with the cam gear rotation.

Results of the experiments have confirmed that the mechanism functions accurately even at high speed up to 10,000rpm. Additionally, some improvements were achieved in power output, fuel consumption, idling quality, exhaust-noise level and emission.

1. ま え が き

出力追求のためエンジンを高速化すると、高速回転域で高出力が得られるものの、広い回転範囲でスムーズなトルク特性が得られず、低中速域の燃費の改善とアイドリング安定性等の達成に苦慮することになる。

しかるに、地球環境問題とエネルギー保全の観点から、アメリカに於いては自動車排気ガスの段階的な大巾な削減等を取りあげて、大気浄化法が 13 年ぶりに再び改正され、又それとは別に CAFE (企業平均燃費) の規制強化が行われようとしている。

* 朝霞研究所

このような背景のもとに自動車用機関の高速性能を犠牲にすることなく実用領域の性能改善は重要な研究課題となってきた。これらの課題に対し、最も適切な解決策として可変吸気機構や可変動弁機構が注目され、すでに多くの研究成果が報告されている⁽¹⁾⁽²⁾。その中で可変動弁機構には、吸気弁有効閉じ時期を回転数に応じて変化させて、吸気系慣性効果の利用により、低中速域におけるトルクの向上を狙ったものが多く、またミラーサイクルとアトキンソンサイクルにその機構を応用して燃費の低減を狙った研究も増えている⁽³⁾。

しかしながら可変動弁機構のうち実用化されているものは、カムスプロケットとカムシャフトの位相をヘリカルスプラインで相対的に変えるいわゆるカム位相可変方式⁽⁴⁾⁽⁵⁾と、低速用と高速用の異なる2つのカムのいずれかを複数のロッカーアームを回転数に応じて結合、分離することによって選択し、バルブを駆動するいわゆるカム切替え方式⁽⁶⁾の2種類があるのみである。前者は低中速トルクの向上とアイドル時の安定性が報告されているが、バルブリフトが変化しないため、燃費低減に対する利点は非常に少なく、後者は異なった2つのカムの出力特性をスムーズにつなごうとすると各々のカムプロフィールの最適化に制限が加わることになる。

しかしながらもしカム位相可変とリフト可変を組み合わせることができるならば、広い機関回転範囲にわたりあらゆる運転条件に対して、最適なバルブタイミングと最適バルブリフト量（以後“リフト”で示す）を与える事が可能となり、従来の可変動弁機構の欠点を解決することができる。

この度ホンダで研究した可変動弁機構は、ロッカーアームを持つギヤトレンカムシャフト駆動方式の動弁機構に於いて、アイドルギヤ上にカムギヤを転動させ、かつアイドルギヤ軸を中心とする同心円を描くロッカーアームスリッパー面に沿って、カムシャフトを移動させるものである。即ち、ロッカーアームのレバー比の変化に応じて、“リフト”ばかりでなくカム軸の移動角に応じてカム位相を同時に連続的に変化させ得るものである。我々はカムシャフトを移動するこの方式を構造上から、シャトルカム方式可変動弁機構（S.C 機構）と名付けた。

本論文では、まず S.C 機構の原理を紹介し、バルブリフト可変特性は S.C 機構の 3 つの諸元とそれらで一義的に決まる 2 つの特性値によって与えられる事を述べ、次にモーターサイクル用単気筒機関に S.C 機構を適用した試作機関を用いて、研究開発の第一ステップとして、回転数に応じて吸・排気弁「リフト」及び弁有効閉じ角を変化させた場合の機関特性について論じている。

すなわち S.C 機構の駆動試験と発火試験を行い、次のことが分かった。

- i このシンプルな S.C 機構は 10,000rpm に及ぶ高回転まで確実に作動し、運転中カムホルダーを保持する力は比較的少ない。
- ii 全開出力は中速域で 20% 向上し、燃料消費率は実用負荷域で 13% 低減する。

2. シャトルカム方式可変動弁機構の原理

シヤトルカム方式可変動弁機構 (S.C 機構) は Fig. 1 に示すように、ロッカーアームを介してポペット弁を開閉する従来のギヤトレイン動弁機構において、カムギヤ (カムシャフト) はアイドルギヤの軸心 (O) を軸に揺動するカムホルダー (Fig. 5 参照) に保持されアイドルギヤ上を転動する。その場合カムシャフトは上記の O 点を中心とする同心円からなるロッカーアームスリッパ一面に沿って移動する。従ってカムシャフトの移動により、Q 点で支持されるロッカーアームのレバー比が変化しそれに応じて“リフト” (h) が、またカムセンタの移動角 ($\phi = \alpha - \alpha_0$) に応じてカム位相角 (β) が同時に連続的に変化する。すなわちカムシャフトが基準位置 (Co) から任意の位置 (C) へ移動するとカム接点 (Po) は (P) に移動する。いま、アイドルギヤ軸心 (O) とロッカーアーム支点 (Q) までの長を ℓ 、角度 $\angle QOC_0$ を α_0 、 $\angle QOC$ を α とすると、ロッカーアームの有効長さは $\ell \cdot \sin \alpha_0$ から $\ell \cdot \sin \alpha$ と変化する。従って任意の位置 Co での、腕の長さの比を (K) とすると近似的に弁揚程比は次式で表される。

$$K_h = \sin \alpha_0 / \sin \alpha \dots\dots\dots 1)$$

またカムの移動に伴いカムギヤはアイドラーギヤ上を転動するためカムの位相がクランク角に対して変化する。すなわちカムが C_0 から C へ移動するときのカム位相角 (β) はアイドラーギヤのピッチ円半径を r_i 、カムギヤのピッチ円半径を r_c とすると $\beta \cdot r_c = (\alpha - \alpha_0) r_i$ となりカム移動角 $\phi = (\alpha - \alpha_0)$ を用いると

$$\beta = \frac{r_i}{r_c} \phi \quad \dots\dots\dots 2)$$

で与えられる。従ってこの S.C 機構は、基本的には“リ

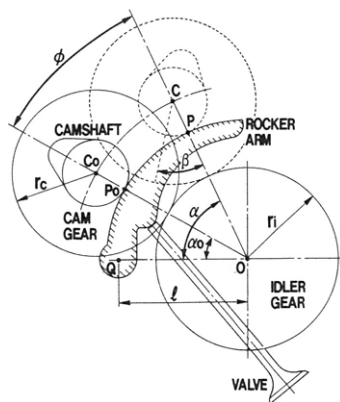


Fig. 1 Shuttle Cam mechanism

フト”を小さくすることによって弁有効総開角を小さく、かつ同時にそのカム位相を変えることができる。なお本機構は Fig. 2 に示すようにカムの回転方向にカムシャフトを移動した時に“リフト”が小さくなるレイアウトと回転方向と逆方向にカムを移動した時に“リフト”が小さくなる2つのレイアウトが考えられる。前者はカム位相角 (β) は進み (Advance) 後者は遅れ (Retard) する。なお

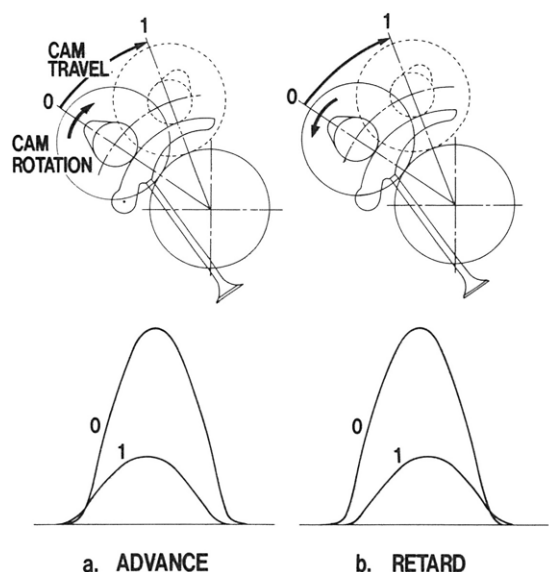


Fig. 2 Relationship between cam phase and S.C. mechanism movement

機関に本機構を適用する場合 Fig. 3 に示すように吸・排気カムシャフトを同一方向に移動するすなわち Advance type の組み合わせ (a-type) と、吸気と異なる方向に排気カムシャフトを移動する Advance type と Retard type の組み合わせ (b-type) が考えられる。a-type は本機構の可変特性値 (K_h , β) の選定により“リフト”の変化に対して吸・排気有効開き時期 (I.O & E.O) をあまり変化させずに吸排気有効閉じ時期 (I.C & E.C) を早くする事ができる。従ってこの場合は弁有効オーバーラップは減少する。b-type は E.C をあまり変化させずに E.O を遅くすることができる。従ってこの場合はバルブオーバーラップは変化しない。

次に、3つの諸元の2つ、すなわち今 α_0 と MAX α を一定とし r_i/r_c が 0.556 と 0.857 の場合について、任意のカムプロフィールを与え、カム移動角 (ϕ) に対して、吸・排気弁の有効開閉時期と総開角を求め示すと Fig. 4 となる。図から ϕ を進めると吸・排気弁開き時期 (I.O, E.O)

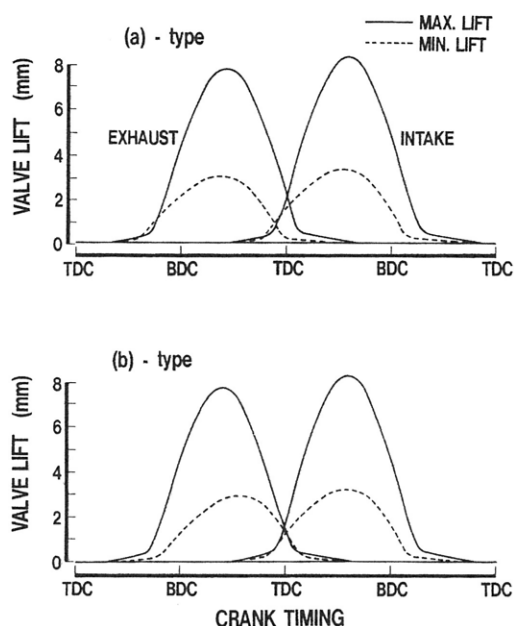


Fig. 3 Comparison of both variable characteristics for (a) and (b)-types

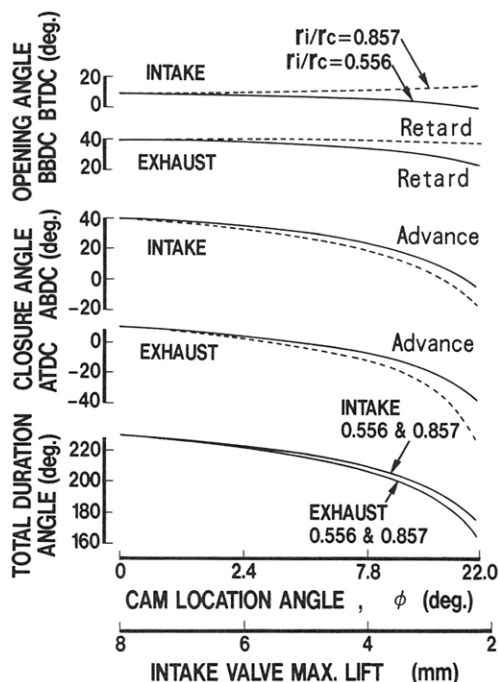


Fig. 4 Influence of r_i/r_c value on variable valve characteristics

は $r_i/r_c = 0.875$ の I.O を除くと遅くなるが、吸・排気弁閉じ時期 (I.C, E.C) は早くなることが分かる。なお前者は $r_i/r_c = 0.556$ の方が、後者は 0.875 の方が、その傾向は顕著である。また、総開角は吸気側で約 55° 、排気側で約 65° 狭くなることが分かる。

以上のように S.C 機構で高速回転時は高リフト、低回転時は低リフトになるよう主要諸元を設定すると以下の改善が図られる。

すなわち

- 回転速度に応じ適切な“リフト”と吸気弁閉じ角 (I.C) を与えると吸気慣性効果を有効に利用でき全回転域でトルクが向上する。
- 回転速度に応じ排気弁閉じ角 (E.C) を変化し、高速回転に適切な弁オーバーラップを与え、排気吹き出し効果を有効利用すると最高出力が向上し、また排気脈動波による中速トルクの落ち込みを防止できる。
- 低・中速回転域の弁駆動損失が低減し燃費が改善する。
- “リフト”を下げると排気吹き出し圧力が低下し、低中速回転域の排気騒音が低減する。

3. 供試機関

S.C 機構の研究には量産されているモータサイクル用単気筒 250 cm^3 4 サイクル火花点火機関を供試機関として

Table 1 Base engine specifications

ENGINE TYPE	4-STROKE, S.I. SINGLE CYLINDER LIQUID COOLED DOHC 4-VALVE
BORE × STROKE , mm	70 × 64.8
DISPLACEMENT , cm^3	249.4
COMPRESSION RATIO	11.0
COMBUSTION CHAMBER SHAPE	PENT ROOF
INTAKE VALVE DIAMETER , mm	28.0 (×2)
VALVE TIMING at 1mm (0mm) LIFT	
OPENING , deg. BTDC	10 (56)
CLOSURE , deg. ABDC	40 (102)
VALVE MAX. LIFT , mm	8.0
EXHAUST VALVE DIAMETER , mm	23.0 (×2)
VALVE TIMING at 1mm (0mm) LIFT	
OPENING , deg. BBDC	40 (87)
CLOSURE , deg. ATDC	10 (73)
VALVE MAX. LIFT , mm	7.5
POWER OUTPUT , kw/rpm	18.8 / 8,500
BRAKE MEAN EFFECTIVE PRESSURE (Pme) , MPa / rpm	1.20 / 7,000
BSFC at WOT (A/F=12.5) g/kw-h / rpm	284 / 5,000

用いた。その主要諸元および基本性能特性は Table 1 に示す通りである。S.C 機構の主要諸元を決めるにあたって、まず供試機関の最大出力及びそれを与える回転数と吸・排気系諸元との関係を検討した。その結果、与えられている吸・排気弁径 (dvi, dve)、バルブリフト (hi, he) 及び弁有効開閉時期 (I.O, I.C & E.O, E.C) はほぼ適正であると判断し、Gulp factor 理論⁽⁷⁾から絞り弁全開 (WOT) 時各機関回転数 (Ne) で、より高い体積効率を維持するのに必要な吸・排気弁平均有効開口面積 (Z_{mi} , Z_{me}) を求めた。次にそれらの Z_{mi} (Z_{me}) とすでに与えられている dvi (dve) から各 Ne 時の適切な“リフト” (hi, he) を、又 Z_{mi} を用い各 Ne 時で吸気慣性効果を最大に利用するための吸気弁有効閉じ角 (I.C) を経験的に求めた⁽⁸⁾。次に上述のデータをもとに吸・排気両弁のリフト変化率 (K_Δ) カム位相角 (β) を設定し、これらの特性値を満たす主要諸元すなわち α_o , MAX α 及び、 r_i/r_c を求めると Table 2 のようになる。なお表にはカム移動角 (ϕ) に対する吸・排気弁の有効開閉時期“リフト”が示してある。

Table 2 Shuttle Cam mechanism specifications

a. SPECIFICATIONS

SHUTTLE CAM FACTORS	INTAKE	EXHAUST
BASE ANGLE α_o , deg.	11.8	10.7
MAX. VALUE of α , deg.	33.8	32.7
r_i/r_c RATIO	0.556	0.556
MIN. VALUE of LIFT RATIO K_h	0.368	0.344
RELATIVE CAM PHASING β , deg.	12.2	12.2

b. VALVE TIMING AND LIFTS

CAM LOCATION ANGLE ϕ , deg.	0	1.0	2.4	4.5	7.8	13.4	22.0
INTAKE VALVE TIMING							
at 1mm LIFT							
OPENING, deg. BTDC	10	9	9	8	6	4	0
CLOSURE, deg. ABDC	40	38	35	30	23	12	-6
VALVE MAX. LIFT , mm	8.0	7.0	6.0	5.0	4.0	3.0	2.2
EXHAUST VALVE TIMING							
at 1mm LIFT							
OPENING, deg. BBDC	40	39	38	37	34	30	23
CLOSURE, deg. ATDC	10	7	4	-1	-8	-20	-39
VALVE MAX. LIFT , mm	7.5	6.5	5.6	4.6	3.7	2.7	2.0

Fig. 5 に S.C 機構を適用した試作機関のレイアウトを示している。カムシャフトはアイドラーギヤシャフトを中心に揺動するカムホルダーにより支持されている。ロッカーアームの支持位置に対し、カムをカムギヤの回転方向と同方向に移動すると、“リフト”は低くなり、かつカム位相は進む事になる。なおカム移動は、図に示すカムホルダーに結合したウォームホイールをウォームギ

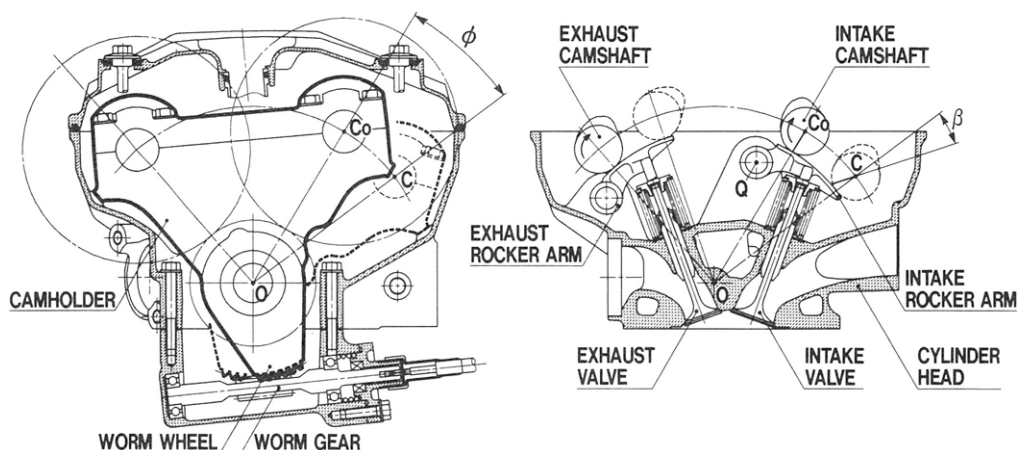


Fig. 5 Layout of Shuttle Cam mechanism

ヤで駆動することによって比較的容易に行うことができる。

4. 実験及びその結果

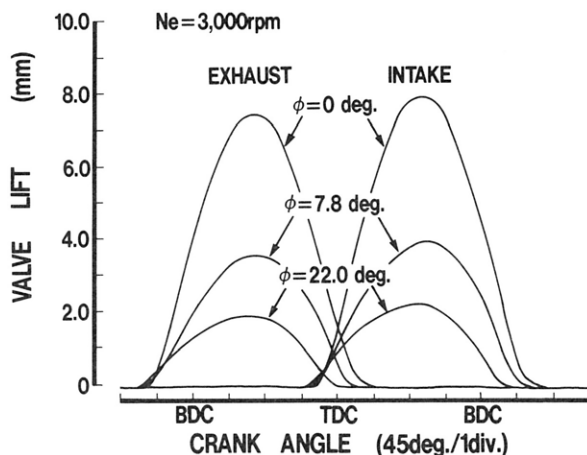
Table 2 に示すような主要諸元を与えて設計製作された S.C 機構を電気モーターで駆動して行った機能確認試験と、その動弁機構を組み込んだ試作機関で行った全開出力、および部分負荷時の燃費等の性能試験の結果について述べる。両試験はいずれもカム移動角 (ϕ) をパラメータにして行っている。その場合の“リフト”と弁開閉時期の関係は Table 2 に示す通りである。

4.1. 駆動試験

駆動試験では ϕ を変化した場合のバルブリフト特性、カム駆動時のカムホルダーに掛かるトルクすなわちカムホルダーを保持するに必要なトルク及び弁系の駆動損失の測定などを行う。

バルブリフト特性 Ne=3,000rpm でカム移動角 (ϕ) を 0, 7.8 及び 22 deg と変化した場合の吸・排気バルブリフト特性を光学式変位計を用いて計測した結果を Fig. 6 に示す。 ϕ に応じ、“リフト”と弁有効開閉時期 (1mm リフト時を言う) がそれぞれ変化している事が分かる。次に 10,000rpm における $\phi=22$ deg (2.2mm “リフト”) と $\phi=0$ (8mm リフト) の場合の吸気弁リフト特性を測定した。Fig. 7 にはバルブリフト、速度、加速度特性などの実測値 (実線) と計算値 (破線) が比較してある。図によると両者はいずれもかなりよく一致していることが分

かる。なお $\phi=22$ deg ではわずかながらバルブバウンスを起こしているがこれはカムプロフィールは基本的には $\phi=0$ の時に合わせて設計されているためであり、実用上では 10,000rpm 時 2.2mm “リフト” で運転することは殆どないので重要な問題とはなり得ない。

Fig. 6 Valve lift characteristics measured for various values of ϕ

カムホルダー保持トルク特性 Ne=3,000rpm、 $\phi=0$ で吸気弁のみを駆動した場合のカムホルダー保持トルクを歪ゲージ付治具を用いて測定した結果を Fig. 8 に示す。保持トルクはカム回転と同方向に掛かる力を正として表している。トルクの最大値は弁最大リフト位置よりやや遅れたところにあるが、測定値と計算値とは比較的良好一致している。なお計算にあたり、ロッカーアームの反力、摺動面の摩擦力、及びカムギヤの駆動力等を考慮している。次に Ne=3,000rpm で吸・排気弁両方を駆

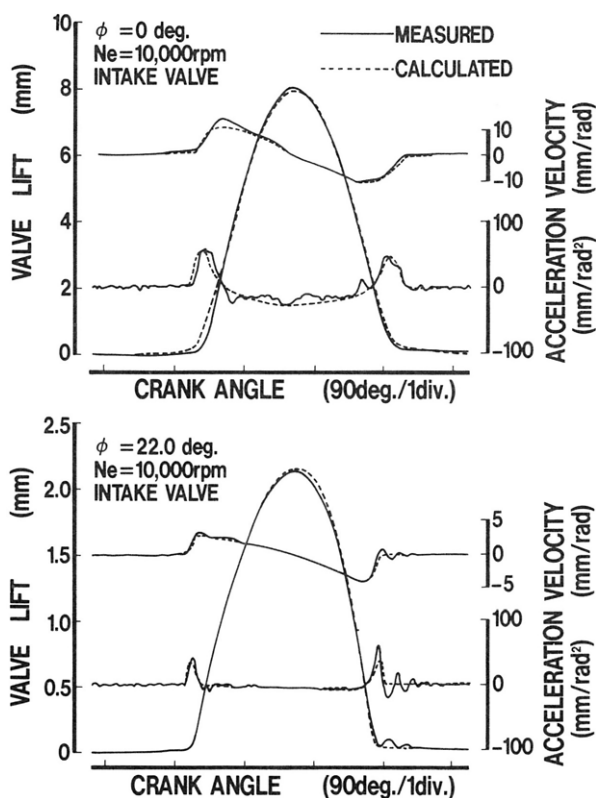


Fig. 7 Comparisons of measured and calculated valve lift characteristics

動しながら、 ϕ を変化した場合、及び $\phi = 0$ で N_e を変化した場合の最大保持トルクを Fig. 9 に示す。図から ϕ を進め、“リフト”を低くすると保持トルクの最大値は大巾に減少し、また N_e を高めると最大値は僅かながら減少することが分かる。なお $N_e = 3,000\text{rpm}$ で $\phi = 0$ の場合の最大値は $33\text{N}\cdot\text{m}$ で比較的小さな値である。

動弁系駆動損失 カム移動角(ϕ)をパラメーターにして動弁系の駆動損失(P_{mf})と回転数(N_e)の関係を求めたのが Fig. 10 である。 ϕ を順次大きくすると“リフト”が減少するので P_{mf} は低下する。なお $\phi = 0$ の P_{mf} が約 0.038MPa に対して $\phi = 22\text{deg}$ の場合は約 0.004MPa となり P_{mf} は約90%低減している。

4.2. 発火運転試験

S.C 可変動弁機構を適用した試作機関を用いカム移動角(ϕ)を0, 2.4, 7.8, 13.4, 22.0degと変化しながら全開出力、パーシャル燃費、アイドル安定性等の試験を行った。なお $\phi = 0$ のバルブリフト特性は供試機関の仕

様と同じである。従って ϕ を変化した場合の性能評価は $\phi = 0$ との対比によって行うことができる。

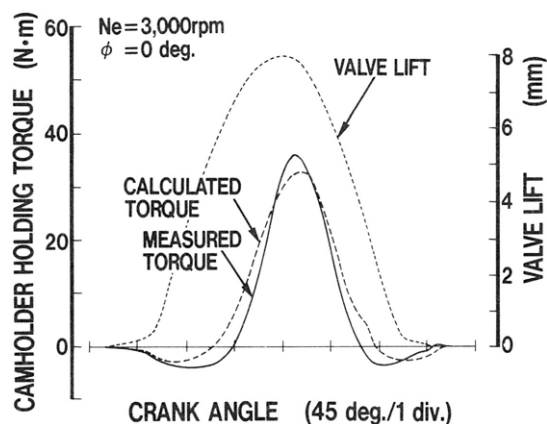


Fig. 8 Comparison of measured and calculated camholder holding torque

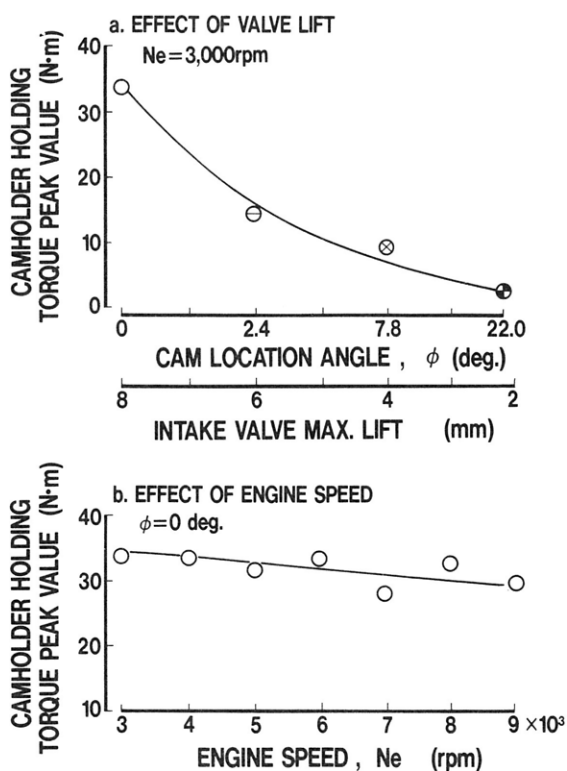


Fig. 9 Characteristics of peak value of camholder holding torque

全開性能 ϕ を変化させた場合の全開性能、即ち出力(kw)、正味平均有効圧力(P_{me})、体積効率(η_v)及び正味

燃料消費率 (BSFC) を Fig. 11 に示す。 $\phi = 0$ は供試試験機関の基本性能 (実線) で、吸・排気系の最適選定により、 $N_e = 8,500 \text{ rpm}$ で最大出力 = 18.8kW (25.6PSe) すなわち 100PS/ℓ の高出力が得られている。実線の機関性能に対

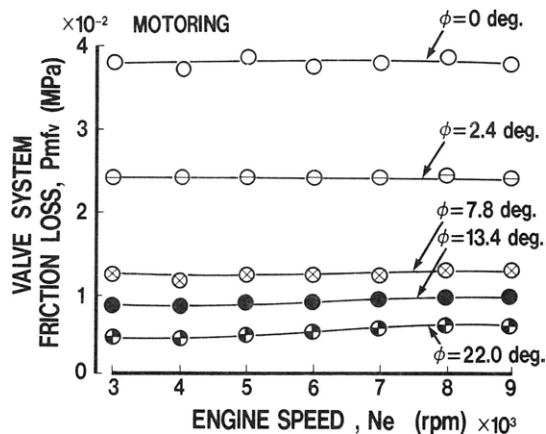


Fig. 10 Valve system friction loss measured for various values of ϕ

して ϕ を進めた他の性能は低中速回転域でかなりの向上が見られる。今 3,500 rpm の P_{me} と η_v に注目すると実線に比べて $\phi = 13.4 \text{ deg}$ の P_{me} (大破線) は η_v に比例し、約 20% 向上していることが分かる。

一般に高回転高出力機関は高回転域で吸気慣性効果と排気脈動効果の有効利用を狙い、適切な吸・排気系の管長、バルブタイミング特に吸気弁閉じ時期とバルブオーバーラップを与えている。従って低中速回転域で性能の犠牲はまぬがれえない。しかしながら試作機関で高い η_v を維持しているのは N_e に応じて ϕ を変化し、吸気慣性効果を有効に利用する最適な“リフト”と吸気弁閉じ時期 (I.C) を与えているためである。すなわち Fig. 12 に示すように各回転数で、吸気管内圧力波の 1 次の正圧波を I.C に同調させているためである。

他方高回転域で排気脈動波の 1 次の負圧をオーバーラップに同調させ η_v の向上を計ると、中速域で 2 次の正圧波の同調となり η_v は急激に低下する。 $\phi = 0$ の 3,500 rpm の η_v の低下はそれに起因する。

η_v の低下の度合いはオーバーラップの大きさに影響し、オーバーラップが大きい程大きい。したがって中速域でオーバーラップを小さくする事が必要となる。しかし試作機関では ϕ の変化で吸・排気弁“リフト”を下げかつ排気弁有効閉じ時期 (E.C) を早めることで、有効なバ

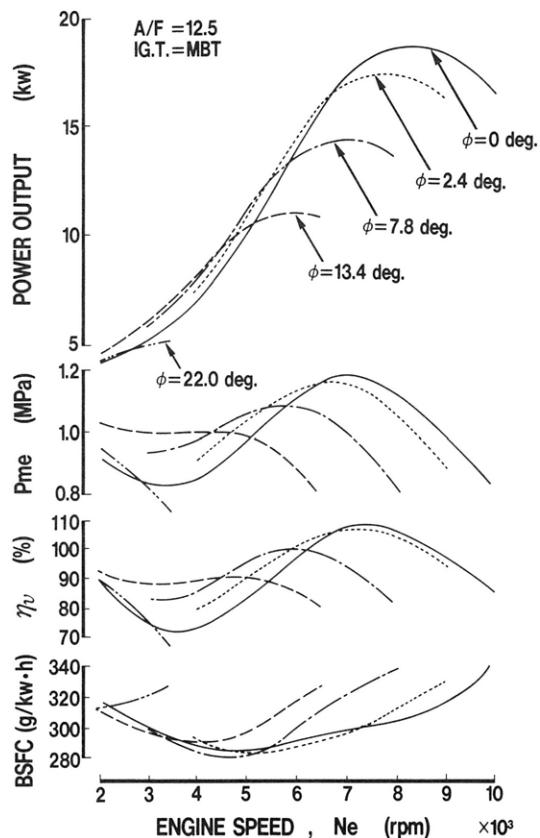


Fig. 11 Wide open throttle performances of the modified engine

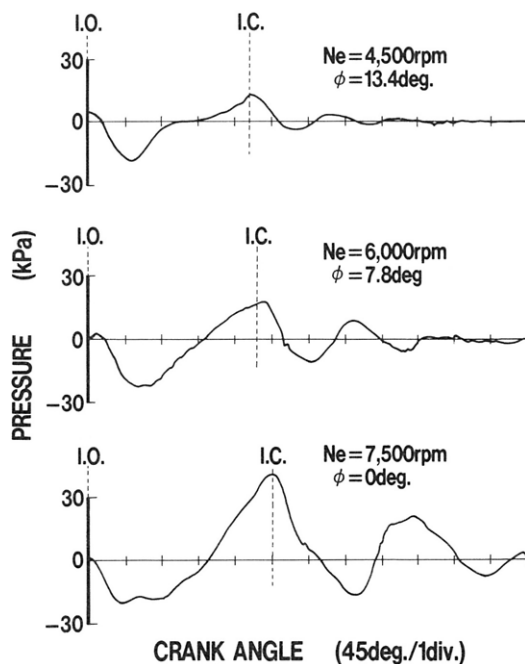


Fig. 12 Intake pressure waves (WOT)

ルブオーバーラップを小さく設定でき、排気脈動波のネガティブの影響を極小にすることが可能となる。

部分負荷燃費 ここでは実車の 50 km/h 走行相当負荷すなわち $N_e=3,000\text{rpm}$ 、正味平均有効圧力 (P_{me}) = 0.2 MPa の条件で、カム移動角 (ϕ) を変化した場合の空燃比 (A/F) と正味燃料消費率 (BSFC) の関係を求め Fig. 13 に示している。なお同図にはその場合の MBT となる点火時期も示している。BSFC は A/F の希薄化に伴い急激に改善され、A/F = 15~16 で最少値 (BSFCmin) となるが、その後悪化している。BSFCmin は $\phi = 13.4\text{deg}$ の場合が最も低くその値は $\phi = 0$ より A/F で約 1.0 希薄側で得られ、約 13% 改善されている。

Fig. 13 の BSFCmin とその時同時に測定した η_v 及び MBT を ϕ に対して示すと Fig. 14 となる。なお Fig. 14 には指圧線図から求めた指示平均有効圧力 (P_{mi}) とポンピングロスを含む P_{mi} (PMI*) 及び P_{mi} 変動率 (σ) を示している。PMI* と P_{mi} の差からポンピングロス (P_{mf_p}) を、また P_{mi} と P_{me} から機関の機械ロス (P_{mf_m}) を求めることができる。 P_{mf_m} は ϕ をを進めるにつれ“リフト”が低くなるため漸次減少していくが、 P_{mf_p} は ϕ をを進めすぎすなわち“リフト”

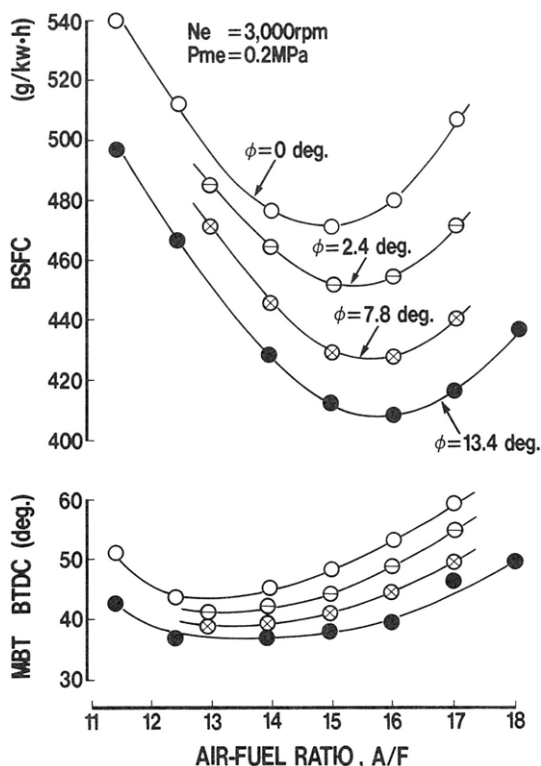


Fig. 13 BSFC-A/F characteristics for various values of ϕ

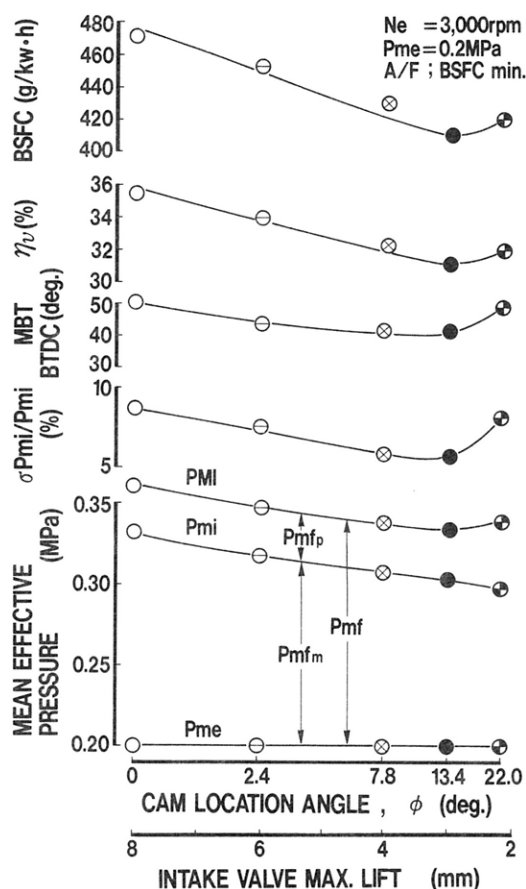


Fig. 14 Improvement in fuel consumption at a part load

を極端に低くすると増加する傾向にある。従って両者の和の全機関損失 (P_{mf}) が最少となる ϕ が存在する。

この場合は $\phi = 13.4\text{deg}$ すなわち 3 mm “リフト”の時に最少で、 $\phi = 0$ すなわち 8 mm “リフト”に比べて約 0.03 MPa 低減している。従って PMI* は約 8% 減少する。

しかしながら BSFC の改善は前述の如く約 13% で、上記の事実だけでは十分に説明できない。そこで全体としての燃焼効率⁽⁸⁾を評価するため PMI* と η_v の関係に着目してみた。PMI* と η_v の比 (PMI^*/η_v) を求めるとその値は ϕ をを進めるにつれ大きくなることから、燃焼効率が改善されている事が分かる。すなわち $\phi = 0$ に対して $\phi = 13.4\text{deg}$ は約 7.0% 燃焼改善が計られている。この

改善は P_{mi} の変動率 (σ) の低減や、MBT が遅角している事などによっても十分裏付けされている。

以上の解析から S.C 機構付き機関の部分負荷燃費の低減は、主として全機関損失 (P_{mf}) の低減と燃焼効率の改善により、もたらされている事が分かった。

なお $\phi = 13.4 \text{ deg}$ にすることによる弁駆動損失の低減は Fig. 14 の P_{mf} の差から明らかなように約 0.035 MPa であり、この値は先の駆動試験 (Fig. 10) の結果と一致している。

部分負荷の排気騒音 排気騒音は排気弁“リフト”を低くすることにより低減する。今一例として 60 km/h 走行相当負荷 ($N_e = 3,500 \text{ rpm}$, $P_{me} = 0.25 \text{ MPa}$) の条件で、排気管後方 25 cm で 45° 外側で測定した騒音の解析結果を Fig. 15 に示す。図は $\phi = 0$ と 13.4 deg の場合の周波数領域と音圧レベルの関係を比較しており、音圧レベルの低減巾を $1/3$ オクターブ周波数毎に斜線で示している。これらの結果か

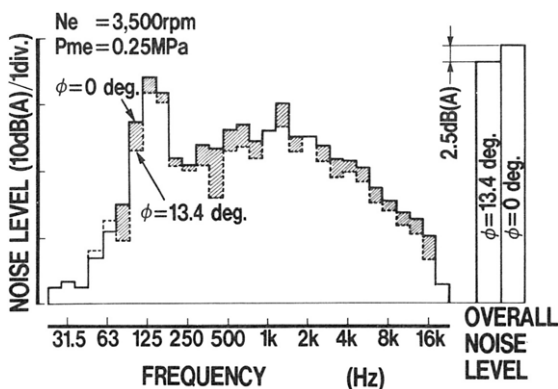


Fig. 15 Comparison of noise level in the proximity of the exhaust pipe

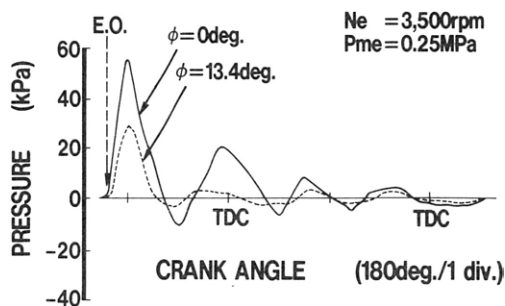


Fig. 16 Exhaust pressure waves

らオーバーオール音圧レベルは $\phi = 13.4 \text{ deg}$ (2.7 mm “リフト”) の場合は $\phi = 0$ (7.5 mm “リフト”) より、 2.5 dB(A) 低減が計られることが分かる。この騒音の低減は低リフトの場合は弁の開き方が緩慢となり Fig. 16 に示すように排気のプロードダウン圧が低くなることに起因する。

アイドル特性 供試機関の設定アイドル回転数 ($N_e = 1,300 \text{ rpm}$) で ϕ を変化させ、燃料消費量 (FC)、 η_v 、回転変動率 ($\sigma N_e / N_e$) と P_{mi} の偏差値 (σP_{mi}) を求め、アイドル性能の評価を行った。Fig. 17 にその結果を示す。 ϕ を 0 から 22 deg まで変化させると FC と η_v は約 25% 低下する。又 $\sigma N_e / N_e$ と σP_{mi} は共に $\phi = 13.4 \text{ deg}$ が最少となり $\phi = 22 \text{ deg}$ で多少悪化するが、その場合でも $\phi = 0$ に較べて 24% の改善がみられる。

以上 ϕ を進めると弁駆動損失が大巾に低減するばかりでなく吸・排気弁の有効総開角が小さく、かつ有効閉じ時期が早くなるため、 P_{mi} 偏差値及び回転変動率が共に小さくなり、燃料消費量が大巾に改善されたものと考えられる。

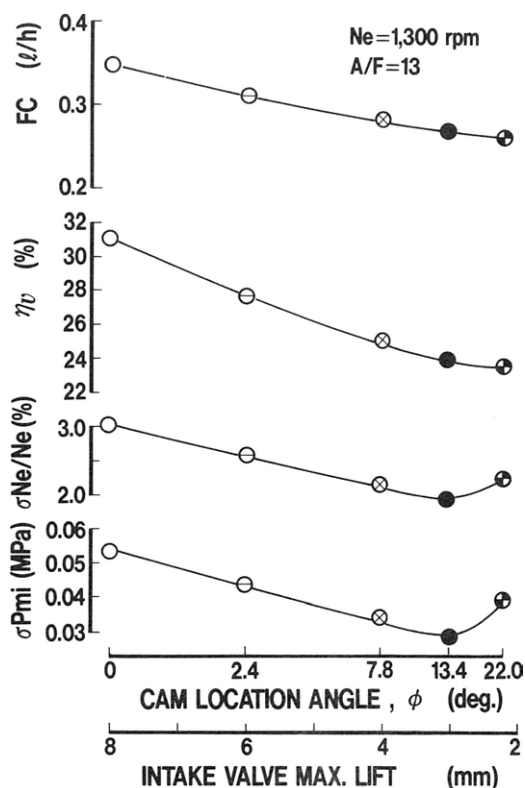


Fig. 17 Idling characteristics

エミッション特性 前述のアイドル時と 50 km/h 走行相当負荷時の燃料消費量とエミッション (HC&NO_x) についてカム移動角 (ϕ) を変化した場合について延べる。

Fig. 18 はアイドル時のそれらを空燃費 (A/F) に対して示している。 $\phi = 0$ (8 mm リフト) を $\phi = 22$ deg (2.2 mm リフト) まで変化すると、アイドル特性の項で述べたように弁駆動損失の大巾減少等により、FC が大巾に改善され、しかも HC, NO_x が低減する事が分かる。

Fig. 19 は 50 km/h 時の $\phi = 0$ と $\phi = 13.4$ deg (3 mm リフト) の諸特性を示す。“リフト”を下げると BSFC (g/kw・h) は最小値で約 13% 改善されるが、NO_x (g/kw・h) は悪化している。なお HC は変化がないが Lean 領域での悪化が認められる。しかしながら点火時期 (θ_{ig}) を変化した場合の BSFC と HC&NO_x の関係を求めると Fig. 20 となる。今 BSFC=470 に注目すると HC は約 40%、NO_x は約 25% 低減している事が分かる。

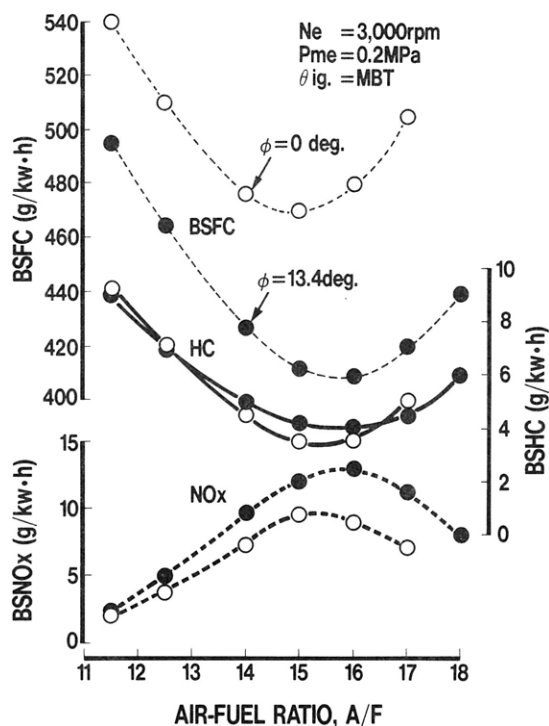


Fig. 19 Emissions at the part load

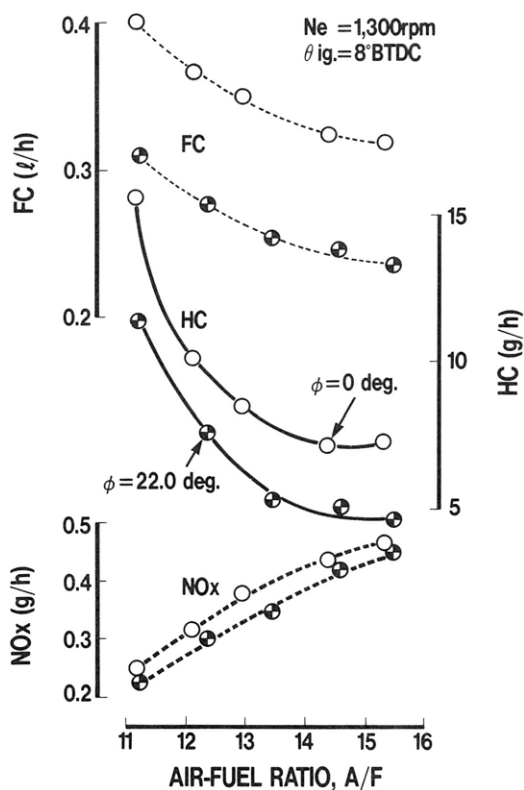


Fig. 18 Emissions at the idling condition

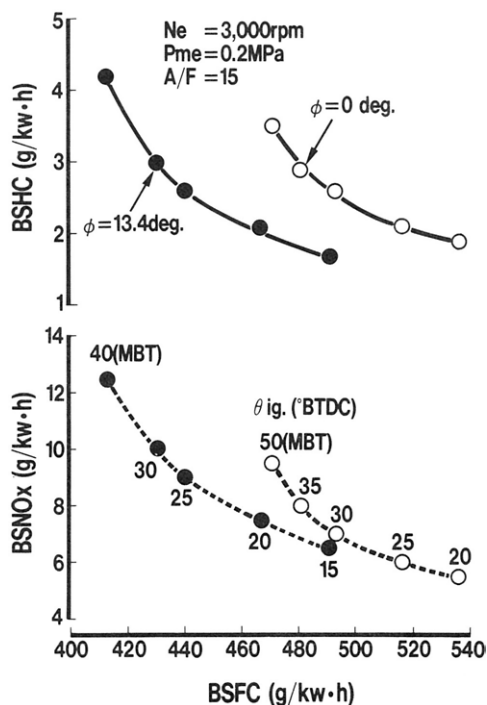


Fig. 20 Influence of ignition timings upon emissions and BSFC

5. 結 論

ロッカーアームスリッパ面にそってカムシャフトを移動することによって、“リフト”、弁有効総開角及び弁有効開閉時期を連続的にかつ自由に变化させることができるシャトルカム方式の可変動弁機構について駆動試験および発火試験を行った結果、次のような結論を得た。

- i 3つの主要諸元 (α_o 、 α 、 r_i/r_c) の選定により定まる2つの可変特性 (K_h 、 β) と、カムプロフィールとカムの回転方向を与えることにより各々のカム位置 (ϕ) におけるバルブリフト特性が求まる。
- ii 構造がシンプルで、かつカムホルダーの保持に要するトルクは比較的小さい。
- iii 10,000 rpm に及ぶ高速回転まで吸・排気バルブは確実に作動し、実用上での問題はない。
- iv 動弁系の駆動損失はカム移動角 (ϕ) を進めると、“リフト”の低下により 90% 低減する。
- v 回転数に応じて最適な ϕ を与えると $PS/\ell = 100$ (75kw/ ℓ) の高性能試作機関で
 - 1 中速回転域の全開 (WOT) 出力は 20% 向上する。
 - 2 50 km/h 相当負荷で正味燃料消費率 (BSFC) は約 13% 低減する。
 - 3 60 km/h 負荷に於いて近接排気騒音は約 2.5dB (A スケール) 低減する。
 - 4 アイドル時では 24% の燃料消費量の低減と回転の安定性が得られる。

今回の研究に於いて S.C 機構の持つ機関特性改善の可能性の実証がなされ、更にその広い可変特性によりミラーサイクルやアトキンソンサイクルへの適用の可能性をも示唆できると思われる。

参考文献

- 1) A. Titolo: “Variable Valve Control from Fiat” MTZ Motortechnische Zeitschrift 47No.5, p.185-188 May 1986.
- 2) S. Hara, K. Kumagai, and Y. Matsumoto: “Application of a Valve Lift and Timing Control System to an Automotive engine” SAE paper 890681, 1989.
- 3) T. H. Ma: “Effect of Variable Engine Valve Timing on Fuel Economy” SAE paper 880390, 1988.
- 4) M. Grohn, and K. Wolf: “Variable Steuerungszeiten an den neuen Vierventil-Motoren” VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 No.122, p.385-402, 1989.
- 5) K. Maekawa, N. Ohsawa, and A. Akasawa: “Development of a Valve Timing Control System” SAE Paper 890680, 1989.
- 6) K. Inoue, K. Nagahiro, Y. Ajiki, and N. Kishi: “A High Power, Wide Torque Range, Efficient Engine with a Newly Developed Variable-Valve-Lift and-Timing Mechanism” SAE paper 890675, 1989
- 7) J. C. Livengood, A. R. Rogowski, and C. F. Taylor: “The Volumetric Efficiency of Four-Stroke Engines” SAE Quarterly Transaction, Vol.6, No.4 p.617-631, 1952
- 8) S. Yagi, A. Ishizuya, and I. Fujii: “Research and Development of High-Speed, High-Performance, Small Displacement Honda Engines” SAE paper 700122, 1970.

■ 著 者 ■



八 木 静 夫



三 浦 静 止



佐 藤 勇 夫



石 橋 羊 一



西 田 憲 二



山 本 俊 朗