

2697100

(51) Int.Cl. ⁶	ID Code	JPO File No.	F I	Basis for Classification
F02B 23/06			F02B 23/06	W R

No. of claims: 1 (total 6 pages)

(21) Application Number: Patent Application No. Hei 1-67585	(73) Patentee	999999999 Isuzu Motors Ltd. 6-26-1, Minami-oi, Shinagawa-ku, Tokyo
(22) Filing Date: Mar. 22, 1989	(72) Inventor:	ARIFUKU Takatomo 8 Tsuchidana, Fujisawa-shi, Kanagawa, within Isuzu Motors Ltd. Fujisawa Plant
(65) Publication Number: JP-A-Hei-2-248615	(74) Agent:	Patent Attorney KINUTANI Nobuo
(43) Publication Date: Oct.4, 1990	Examiner	MURAKAMI Satoshi
	(56) References:	Jpn Unexamined Patent Application Publication No. S 54-74012 (JP, A) Jpn Unexamined Utility Model Application Publication No. S 59-150942 (JP, U) Jpn Unexamined Utility Model Application Publication No. S 58-189321 (JP, U) Jpn Unexamined Utility Model Application Publication No. S 58-102720 (JP, U) Jpn Examined Patent Application Publication No. S 51-42250 (JP, B2)

(54) [Title of the Invention] PISTON FOR ENGINE

1

(57) [Claims]

1. A piston for an engine, characterized in that a side wall of a cavity recessed in a top surface of a piston is formed with an inclined surface inclined, as seen in a cross section cut in an axial direction of the piston, at an approximately right angle with respect to a fuel spray from an axis center side of the cavity; the periphery of an opening of the cavity is provided with a lip having a protruding end with an arc-shaped cross section and having a straight lower surface, and the lower surface of the lip and the inclined surface of the side wall are formed to have an intersection angle of 90°-110° and continue in a curved surface; and when the distance between radially opposing protruding ends of the lip is set as D₁, the radial distance between connecting portions between a bottom of a conical protruding portion formed on a bottom surface of the cavity and the side wall is set as D₂, the radial distance between connecting portions between the lower surface of the lip and the side wall is set as D₃, and the maximum depth of the cavity is set as H, the relationship of D₁>D₂ and D₃/H≈4 is satisfied.

[Detailed Description of the Invention]

2

[Field of Industrial Application]

This invention relates to a piston for an engine in which a cavity for direct supply of fuel spray is formed at the top of the piston.

[Prior Art]

Typically, when pursuing a high output from a diesel engine with a turbosupercharger, the pressure of the supercharger is set to the maximum at a maximum output point of the engine, i.e., a point where the fuel flow rate is at the maximum, and the compression ratio is lowered so that the combustion pressure generated at the maximum output point does not exceed the mechanical strength of the engine. A lower compression ratio indicates that a better fuel efficiency can be expected.

10 An engine that is optimally matched at the maximum output point in this way exhibits a tendency that in a range where the speed is low and the load is light, i.e., the pressure of supercharger is low, the compression pressure, the temperature and the temperature of combustion chamber (cavity) become low. In general, the fuel injected from an injection nozzle usually collides with a side wall of a piston, bounces back, and

3

is completely burned in the flame, and the fuel that adheres to the side wall is also completely evaporated or carbonized by the flame. However, in a low-compression-ratio engine matched for use as a turbosupercharger engine as described above, the fuel that collides with the side wall and bounces back does not ignite, or due to the delay in evaporation of the fuel adhering to the side wall, the fuel reaches the bottom of the combustion chamber with a lower temperature and liquefies, and is exposed to the flame and floats as unburned fuel in the cavity, and then is discharged during exhaust stroke, which gives rise to a blue-white smoke (HC) with an irritating odor.

For this reason, a diesel engine with lowered compression ratio has not yet been adopted, even though it can reduce friction and improve output by increasing supercharging ratio.

Therefore, in order to obtain a supercharged engine with a low compression ratio, the state (evaporation, dispersion and distribution) of the fuel supplied to the cavity must be controlled to a good state, and accurate ignition must be performed for flame propagation.

One proposal based on this type of problem is "COMBUSTION CHAMBER FOR DIRECT-INJECTION DIESEL ENGINE" (Japanese Unexamined Utility Model Application Publication No. S 58-102720) proposed by the present applicant.

In the proposal, a cavity is recessed on a top surface of a piston, a lip radially protruding inward is formed around the periphery of an opening that forms an entrance to the cavity, a side wall of the cavity is formed to be perpendicular to the fuel spray line of a fuel injection nozzle, and a conical protruding portion for generating a toroidal stirring flow is formed in the center of the bottom of the cavity. By the collision of the fuel with the side wall at a right angle, a part of the injected fuel, fuel particles are further broken down into smaller pieces, and the remaining part of the fuel on the side wall adheres to the side wall and spreads in the form of a thin film, and then the lip is intended to confine in the cavity the fuel crushed by the side wall, the fuel evaporated, and the fuel adhering in the form of a thin film.

In other words, in the proposal, the atomization of fuel spray is promoted to generate a mixture gas necessary for ignition and flame propagation; on the other hand, depending on the strength of stirring flow, the fuel in the form of thin film and the vapor present near the side wall peel off from the side wall side, and are transported to the center side of the cavity to propagate the flame and improve combustion.

[Problems to be Solved by the Invention]

However, for the use of the aforementioned proposal in the aforementioned engine with a low compression ratio and a high supercharging, the following problems must be solved.

(1) It is necessary to improve the mechanical strength of the lip against the fuel pressure of the engine with low compression ratio and high supercharging.

(2) At the maximum output point of the engine, the number of rotations is high, the fuel injection amount is also large, and the angular velocity of injection pump is large, so the dynamic injection timing is significantly delayed. Therefore, if the maximum output point is set as the optimal timing, the dynamic injection timing is advanced in the case of low-speed rotation, and from a very early timing before the top dead center to a late timing after the top dead center, the fuel is injected and adheres to the top surface of piston (the upper surface of lip), so an excessively large amount of HC (blue-white smoke) is generated.

For this reason, an auto-timer or the like for automatically adjusting the injection timing is required as an additional device.

4

[Means for Solving the Problems]

In the present invention, a side wall of a cavity recessed in a top surface of a piston is formed with an inclined surface inclined, as seen in a cross section cut in an axial direction of the piston, at an approximately right angle with respect to a fuel spray from an axis center side of the cavity; the periphery of an opening of the cavity is provided with a lip having a protruding end with an arc-shaped cross section and having a straight lower surface, and the lower surface of the lip and the inclined surface of the side wall are formed at an intersection angle of 90° - 110° and continue in a curved surface; and when the distance between radially opposing protruding ends of the lip is set as D_1 , the radial distance between connecting portions between a bottom of a conical protruding portion formed on a bottom surface of the cavity and the side wall is set as D_2 , the radial distance between connecting portions between the lower surface of the lip and the side wall is set as D_3 , and the maximum depth of the cavity is set as H , the relationship of $D_1 > D_2$ and $D_3/H \approx 4$ is satisfied.

[Working]

With the aforementioned configuration, the strength of the lip is ensured, and additionally the spray at the start of injection before top dead center and at the end of injection after top dead center collide with the protruding end and lower surface of the lip, smoothly guided to the straight portion of the side wall and flows into the cavity while the fuel injection injected near the top dead center collides with the inclined surface of the side wall and is appropriately reversed and diffused.

Therefore, the fuel spray and the vaporized mixture fuel are prevented from flowing out of the combustion chamber, and a mixture gas (premixed gas) with excellent ignitability and flame propagation performance is distributed under the lip. In other words, a partially enriched mixture gas can be distributed even at low speed and light load, rapid ignition and relatively rapid flame propagation combustion can be realized even in a lowered compression ratio, and the amount of discharged HC can be significantly reduced.

[Embodiments]

A preferred embodiment of the present invention is described below with reference to the accompanying drawings.

As shown in Figs. 1 and 2, in a typical piston 1 adopted for a small direct injection diesel engine, a cavity 2 recessed in an axis direction on a top surface 20 of the piston. In this embodiment, the cavity 2 has a quadrilateral horizontal cross section, and a fuel injection nozzle 3 is disposed approximately on an axis of the cavity 2. A nozzle portion 4 of the fuel injection nozzle 3 is provided with the same number of open nozzles as the number of corners of the cavity 2 at equal intervals in a circumferential direction, and the fuel spray is injected radially outward and obliquely downward from each nozzle to an opposing side wall or corner.

Each side wall 5 of the cavity 2 is formed at an inclination angle θ in a certain range with respect to a fuel spray line F from the nozzle. In other words, each side wall 5 forms an inclined surface facing obliquely upward. The inclination angle θ of the side wall surface is approximately a right angle with respect to the fuel spray line F from the fuel injection nozzle 3, specifically an inclination angle in the range of 90° - 110° , and the distance in the depth direction of the inclined surface is equal to or greater than a vertical diffusion distance l_2 of the fuel spray F. A bottom surface 11 of the cavity 2 is formed by a conical protruding portion 13 that protrudes on a central axis O_2 of the cavity 2 with respect to the horizontal plane.

5

However, the apex of the protruding portion 13 is located near the middle position in the height direction of the cavity so as to generate a toroidal swirling flow in the cavity 2.

On the other hand, a lip 6 is formed along the periphery of the opening that forms the entrance 10 of the cavity 2. The lip 6 is formed to protrude inward in the radial direction, and its protruding end 7 is rounded to form an arc with center outward in the radial direction of the lip 6, and the lower surface of the lip 6 and the side wall are connected so that their intersection angle is in the same range as that of the inclination angle. In other words, they are formed to have an intersection angle β of 90° - 110° . Additionally, the position of the connecting portion is set at a position where the arrival point of the fuel spray is in the middle of the vertical direction of the side wall when the piston is at the top dead center position. Furthermore, the side wall 5 and the lip lower surface 9 are smoothly connected by an arc with a curvature that enables a squish flow V generated by the lip 6 at the end of compression stroke to peel off from the lip lower surface 9 side and reverse to the bottom surface side of the cavity 2, and the connecting portion between the bottom surface and the bottom of the protruding portion 13 is also smoothly connected by an arc. However, a straight line portion is formed between a curved surface connecting the lip lower surface 9 with the side wall 5 and an arc that rounds the lip tip 7.

Incidentally, the relationship between the radial distance D_2 of the connecting portion between the bottom of the protruding portion 13 and the side wall 5 and the distance D_1 between the radially opposing protruding ends of the lip is $D_1 > D_2$. Additionally, the relationship between the distance D_3 between connecting portions between the radially opposing lower surfaces of the lip 6 and the side wall and the maximum depth H of the cavity is $D_3/H \approx 4$. Besides, the corners 14, 15, 16 and 17 of the cavity 2 are formed by smoothly connecting adjacent side walls 5 with the curved surfaces 19, 20, 21 and 22 in the circumferential direction respectively, and the curved surfaces 19-22 are also formed by an inclined surface in the range of 90° - 110° with respect to the fuel spray line.

When configured as described above, through the lip lower surface 9, the lower part of the side wall 5 and the protruding portion 13, a space 24 (hereinafter referred to as a swirling portion) that vertically introduces a squish flow V at the end of compression stroke while setting the swirling flow S_1 of the combustion air supplied into the cavity 2 as the toroidal stirring flow S_2 is formed below the lip lower surface 9.

Next, the working is described.

When the side wall 5 of the cavity 2 recessed on the top surface of the piston is formed at an inclination angle θ of 90° - 110° with respect to the fuel spray line F from the axis side of the cavity, the lip 6 is formed at the periphery of the opening of the cavity 2 so that the intersection angle β between the lower surface 9 of the lip 6 and the side wall 5 is in the same range as that of the inclination angle θ , and the protruding end 7 of the lip 6 is rounded to form an arc, the connecting portion between the side wall 5 and the lip lower surface 9 is located radially outward relative to the connecting portion between the side wall 5 and the protruding portion 13. Further, when the relationship between the radial distance D_2 determined by the bottom surface and the connecting portion between the protruding portion 13 and the bottom and the distance D_1 between the radially opposing protruding ends 7 of the lip 6 is $D_1 > D_2$, the fuel spray F that starts injection approximately before top dead center of the piston 1 and ends injection approximately after top dead center, is supplied into the cavity 2 without being obstructed in the process of flight.

6

As a result, the fuel spray F does not adhere to the upper surface of the lip 6 even at low speed and light load.

On the other hand, when the lip lower surface 9 and the side wall 5 are connected by a continuous curved surface, the squish flow V that is introduced into the cavity 2 at the end of compression stroke and rises along the side wall 5 peels off at the end of the curved surface, and reverses again to the bottom side of the cavity 2. As a result, the fuel film adhering to the side wall 5 gradually peels off from the side wall 5 and vaporizes, and is sucked into the squish flow V together with the fuel atomized through collision and vaporized, and swirls in the vertical direction. Therefore, no liquid remains on the bottom side, and the amount of discharged HC is reduced.

In this way, the fuel spray F and the vaporized mixture fuel are prevented from flowing out of the cavity 2, and a mixture gas (premixed gas) with excellent ignitability and flame propagation performance is distributed below the lip. In other words, even at low speed and light load, the partially enriched mixture gas can be distributed to enable rapid ignition and relatively rapid flame propagation combustion, and as shown in Fig. 3, HC can be reduced by 200 ppm or more at the fuel flow rate (Q) during low speed and light load.

Incidentally, when the cavity 2 is configured to form a pentagonal horizontal cross section and supply the fuel spray to each corner, HC can be further reduced.

In other words, the strength of the swirling flow introduced as swirling flow S_1 can be attenuated on the top surface of piston in response to the increase in the number of corners so as to relatively increase the penetration force of the fuel spray F and increase the rate of the arrival of fuel at each corner. On the other hand, compared with a quadrilateral cavity 2 configured so that the flight distance l_1 of the fuel spray F is the same as the distance D between the lip tips 7 and like conventional example, the fuel spray is supplied, at an approximately right angle with respect to circumferential direction, to the side wall 5 which is the side of the cavity 2, the fuel spray flight distance l_1 is increased from $0.323D$ to $0.353D$ to increase the time for mixing with the air, and thereby a diffused mixture gas necessary for flame propagation is generated around the protruding portion 13. Additionally, this also functions to reduce the amount of fuel arriving at the side wall 5 in inverse proportion to the increase in the amount of generated diffused mixture gas. As a result, the injection timing can be substantially delayed at low speed and light load so as to obtain the same result as that of the case in which the actual compression ratio of the piston 1 is increased, so the fuel film on the side wall 5 is thinned to prevent the excessive cooling of the side wall 5. In other words, the evaporation capability of the wall surface is maintained at a constant level even at low speed and light load.

Therefore, in each corner, the inside of the swirling portion 24 can be used as a zone for generating a partially enriched mixture, and in the swirling portion 24 in the vicinity of the circumferential direction of the corner, there is a diffused mixture gas with a concentration suitable for flame propagation. In other words, the combustion conditions (the concentration of mixture gas, the ambient temperature in the cavity, etc.) in the cavity 2 during low-speed and light-load operation are improved, and the amount of discharged HC is reduced.

When the ignition starts, the flame propagates circumferentially and burns relatively rapidly. In other words, the combustion temperature rises, a constant engine output is ensured, and the amount of discharged HC decreases.

7

Next, in terms of the amount of discharged HC in the case where the piston 1 with the aforementioned cavity 2 is used for a low-compression-ratio supercharged engine, a quadrilateral cavity 2 is compared with a pentagonal cavity based on the test data shown in Figs. 4-7.

Fig. 4 shows that the performance of pentagonal cavity is better than that of quadrilateral cavity 2 even if the number of rotations changes, and that the performance of pentagonal cavity is better than that of quadrilateral cavity 2 regardless of the number of rotations. Fig. 5 shows that when the number of rotations and the compression ratio are fixed and the injection timing is changed, the amount of discharged HC decreases when the injection timing is set to about 18° before top dead center.

On the other hand, Figs. 6 and 7 show the relationship between the amount of discharged HC and the compression ratio ϵ at rotation number of 1,000 RPM and 2,200 RPM. As a result, it was confirmed that the amount of discharged HC is decreased by lowering the compression ratio ϵ for each rotation number.

As is apparent from the results above, the pentagonal cavity with the aforementioned configuration is suitable for a low-compression-ratio engine, and when the compression ratio ϵ is set to about 15.4 and the injection timing of fuel is set to about 18° (BTDC), steady ignition and flame propagation combustion are ensured.

*

Therefore, there is no need to adjust the injection timing using an automatic timer in a low-compression-ratio engine, and even during low-speed and low-load operation, the blue-white smoke (HC) and irritating odor can be reduced, and fuel efficiency can be improved.

Besides, as is apparent from the aforementioned test data, when a quadrilateral cavity 2 is formed, the combustion performance (HC, etc.) can be improved if the quadrangle is diagonally expanded to supply the fuel spray to each of the corners 14-17.

[Effects of the Invention]

In summary, according to the present invention, the strength of the lip can be ensured, and even in an operation region with a long injection period, the fuel spray can be prevented from remaining on the top surface of piston and the bottom of cavity before and after top dead center, thereby achieving an excellent effect in reducing the amount of discharged HC.

[Brief Description of Drawings]

Fig. 1 is a cross-sectional view showing a preferred embodiment of the present invention, Fig. 2 is a view taken along the line II-II in Fig. 1, Fig. 3 is a performance graph showing HC performance, and Figs. 4-7 are performance graphs showing the HC performance of a quadrangle and a pentangle.

In the figures, 1 is piston, 2 is cavity, 5 is side wall, 6 is lip, and 14-18 are corners.

20

*

FIG. 1

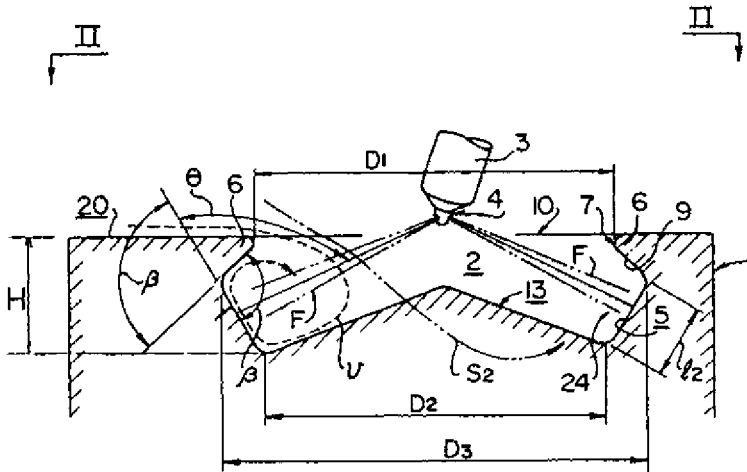
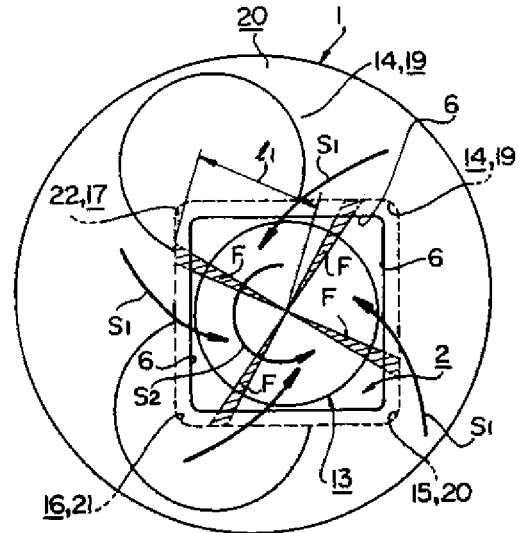


FIG. 2



- 1...Piston
- 2...Cavity
- 5...Side wall
- 6...Lip
- 20...Top surface of piston

FIG. 3

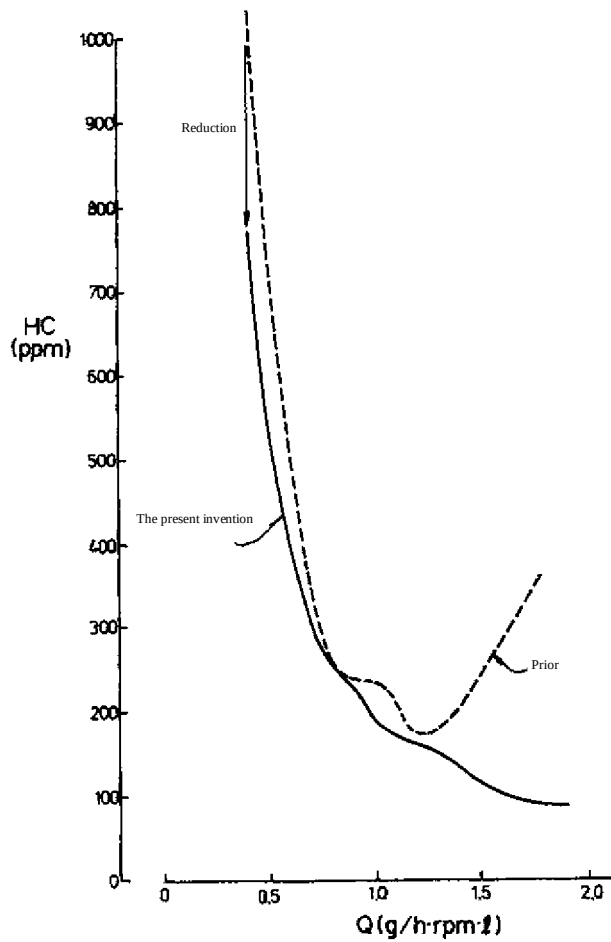


FIG. 4

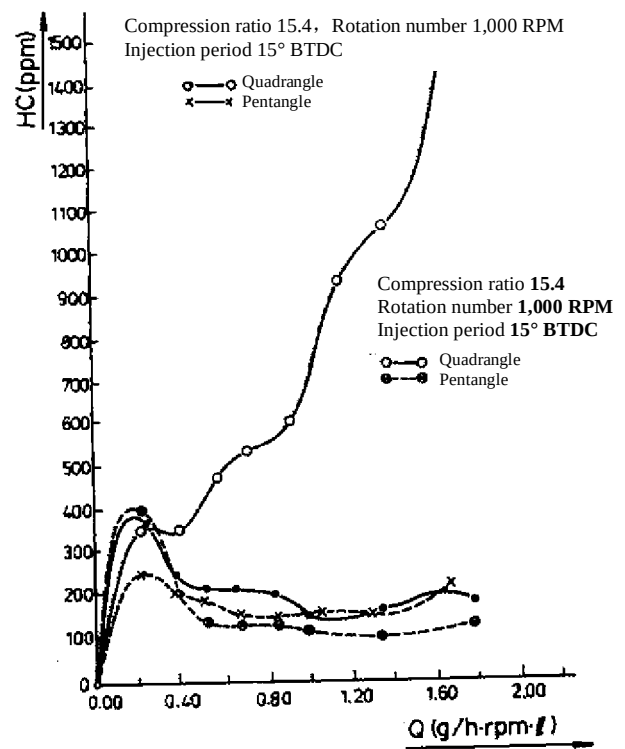


FIG. 5

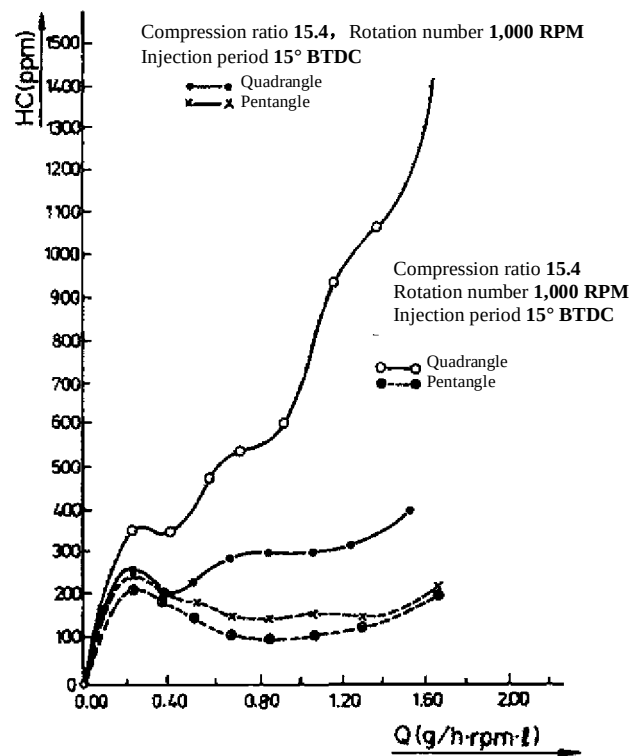


FIG. 6

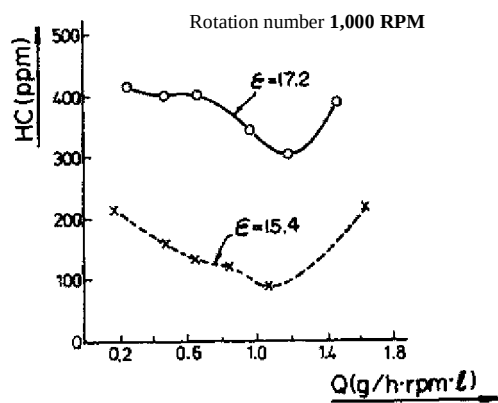
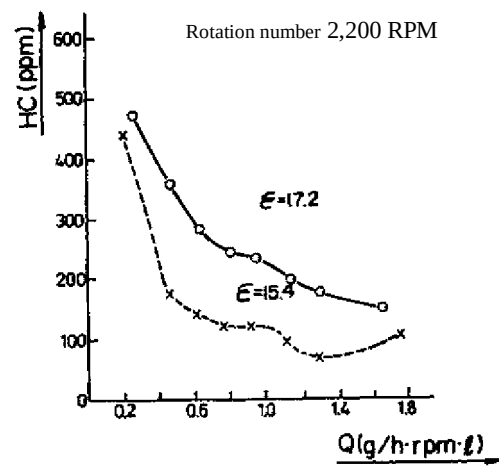


FIG. 7





TRANSLATOR'S DECLARATION:

I, Sakura Gaimu, hereby declare:

1. I am well versed in both the Japanese and English languages and have over 10 years of experience translating Japanese LITIGATION documents into English.
2. The attached translation of the patent document JP02697100 to English is accurate and complete to the best of my knowledge.

I declare that all statements made herein of my knowledge are true, that all statements made on information and belief are believed to be true, and that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code.

Executed this 23rd day of April, 2025, at Seattle, Washington.

Sakura Gaimu

Sakura Gaimu

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許番号

第2697100号

(45)発行日 平成10年(1998) 1月14日

(24)登録日 平成9年(1997) 9月19日

(51)Int.Cl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 0 2 B 23/06

F 0 2 B 23/06

W

R

請求項の数1(全 6 頁)

(21)出願番号 特願平1-67585

(22)出願日 平成1年(1989) 3月22日

(65)公開番号 特開平2-248615

(43)公開日 平成2年(1990)10月4日

(73)特許権者 999999999

いすゞ自動車株式会社

東京都品川区南大井 6 丁目26番 1 号

(72)発明者 有福 孝智

神奈川県藤沢市土棚 8 いすゞ自動車株

式会社藤沢工場内

(74)代理人 弁理士 絹谷 信雄

審査官 村上 哲

(56)参考文献 特開 昭54-74012 (J P, A)

実開 昭59-150942 (J P, U)

実開 昭58-189321 (J P, U)

実開 昭58-102720 (J P, U)

特公 昭51-42250 (J P, B 2)

(54)【発明の名称】 エンジンのピストン

1

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】ピストン頂面に凹設されたキャビティの側壁に、キャビティ軸心側からの燃料噴霧に対して、ピストン軸方向に切った断面でみて略直角に傾斜した傾斜面を形成し、上記キャビティの開口縁に、突出端が断面円弧状で且つ下面が直線状のリップを設けると共に、該リップの下面と上記側壁の傾斜面とを、その交角が 90° ～ 110° になるように形成して曲面にて連続させ、半径方向に対向する上記リップの突出端間の間隔を D_1 、キャビティ底面に形成された円錐形状の突出部の底と上記側壁との接続部分の半径方向の間隔を D_2 、上記リップの下面と側壁との接続部の半径方向の間隔を D_3 、上記キャビティの最大深さを H としたときに、 $D_1 > D_2$ 、 $D_3/H \geq 4$ としたことを特徴とするエンジンのピストン。

【発明の詳細な説明】

2

〔産業上の利用分野〕

この発明は、燃料噴霧を直接供給するキャビティをピストン頂部に形成したエンジンのピストンに関する。

〔従来の技術〕

通常、ターボ過給機付ディーゼルエンジンの高出力を追及する場合は、エンジンの最大出力点、即ち燃料流量最大の点で過給機圧力を最大に設定し、その最大出力点で発生する燃焼圧力がエンジンの機械的強度以下になるように圧縮比を下げるのが一般であり、低い圧縮比にするほど低燃費を期待できる。

このように最大出力点で最適マッチングさせたエンジンは、低速・軽負荷域、即ち過給機圧力が低い範囲で圧縮圧力、温度そして燃焼室(キャビティ)温度が低くなる傾向を示す。一般に、インジェクションノズルから噴射された燃料は、通常、ピストン側壁に衝突して跳返り

火炎中で完全燃焼し、側壁に付着した燃料もその火炎によって完全に蒸発または炭化してしまう。しかし、上述のようにターボ過給機エンジン用にマッチングさせた低圧縮比エンジンでは、側壁に衝突して反射した燃料が未着火であったり、側壁に付着した燃料の蒸発の遅れより、より低温度の燃焼室底部に達して液化し、火炎に晒されてキャビティ内に未燃燃料として浮遊し、これが排気行程で排出されて青白煙（HC）、排気刺激臭を生む。

この理由からディーゼルエンジンの低圧縮化は、フリクション低減、過給率アップによる高出力化が可能であるにもかかわらず採用に至っていない。

そこで、低圧縮比過給エンジンを得るためには、キャビティに供給する燃料の状態（蒸発、分散、分布）を良好な状態に制御し、正確な着火を生じさせて火炎伝播を図らねばならない。

この種の課題を前提とした提案には、本出願人提案の「直接噴射式ディーゼル機関の燃焼室」（実開昭58-102720号公報）がある。

提案は、ピストン頂面にキャビティを凹設しそのキャビティの入り口を形成する開口周縁に半径方向内方へ突出されたリップを形成し、キャビティの側壁を燃料噴射ノズルの燃料噴霧線に対して直角となるように形成し、キャビティ底中央にトロイダル方向の攪拌流を生成する円錐形状の突出部を形成して構成したもので、側壁に燃料を直角に衝突させることによって、噴射燃料の一部分の燃料の粒子をさらに細かく砕きつつ、側壁に対する燃料の残部分がその側壁に薄膜状に付着して拡散するようにし、そして上記リップが、側壁で粉碎した燃料、蒸発した燃料そして薄膜状に付着させる燃料をキャビティ内に閉込めようとしている。

つまり、提案は、燃料噴霧の微粒子化を促進して、着火および火炎伝播に必要な混合気を生成する一方で、攪拌流の強度に依存させて薄膜状の燃料及び側壁付近に存在する蒸気を側壁側から剥離させ、これをキャビティの中心側に運んで火炎を伝播させ、燃焼を良好にするようにしている。

〔発明が解決しようとする課題〕

しかし、上述の提案を上述の低圧縮比高過給エンジンに採用するためには、次の課題を解決する必要がある。

- ① 低圧縮比高過給エンジンの燃料圧力に対してリップの機械的強度を向上させる必要がある。
- ② エンジンの最大出力点は回転数が高く燃料噴射量も多く噴射ポンプの角速度が大きいため動的な噴射タイミングはかなり遅角する。このため最大出力点で最適タイミングに設定すると低速回転では動的な噴射時期が進角し、上死点前のかかなり早い時期から上死点後の遅い時期まで燃料が噴射されてピストン頂面（リップ上面）に付着するため、過大量のHC（青白煙）が発生する。

このため、付加装置として噴射時期を自動的に調節するオートタイマ等が必要になる。

〔課題を解決するための手段〕

本発明は、ピストン頂面に凹設されたキャビティの側壁に、キャビティ軸心側からの燃料噴霧に対してピストン軸方向に切った断面でみて略直角に傾斜した傾斜面を形成し、キャビティの開口縁に、突出端が断面円弧状で且つ下面が直線状のリップを設けると共に、リップの下面と側壁の傾斜面とを、その交角が $90^{\circ} \sim 110^{\circ}$ になるように形成して曲面にて連続させたものであって、半径方向に対向するリップの突出端間の間隔を D_1 、キャビティ底面に形成された円錐形状の突出部の底と側壁との接続部分の半径方向の間隔を D_2 、リップの下面と側壁との接続部の半径方向の間隔を D_3 、キャビティの最大深さを H としたときに、 $D_1 > D_2$ 、 $D_3/H \geq 4$ としたものである。

〔作用〕

上記構成によって、リップの強度が確保されると共に、上死点付近で噴射された燃料噴射は、側壁の傾斜面に衝突して適宜反転・拡散されると共に、上死点前後の噴射始め及び噴射終わりの噴霧は、リップの突出端及び下面に衝突して側壁の直線部へと円滑に導かれ、キャビティ内方に流入する。

したがって、燃料噴霧及び混合気化した燃料の燃焼室外への流出は未然に防止され、リップ下に着火性、火炎の伝播性能の優れた混合気（予混合気）を分布させるようになる。つまり、低速・軽負荷にあっても部分的にリッチな混合気を分布させることができ、圧縮比を下げても迅速な着火と比較的急速な火炎伝播燃焼が可能になり、HCの排出量を大巾に減少できる。

〔実施例〕

以下、この発明の好適一実施例を添付図面に基づいて説明する。

第1図及び第2図に示すように、小型直接噴射ディーゼルエンジンに採用される一般のピストン1には、ピストン頂面20に軸心方向に窪んだキャビティ2が形成される。実施例にあってキャビティ2は水平断面が四角形に形成され、そのキャビティ2のほぼ軸心上に燃料噴射ノズル3が配設される。この燃料噴射ノズル3の噴口部4には円周方向に等間隔をおいて上記キャビティ2の角数と同数の噴口が開口され、各噴口から対向する側壁または、コーナへ半径方向外方向でかつ斜め下方へ燃料噴霧を噴射するように構成される。

さて、キャビティ2の各側壁5は、噴口からの燃料噴霧線Fに対して一定角度範囲の傾斜角 θ を成して形成されている。つまり、各側壁5は斜め上方を向く傾斜面を成す。この側壁面の傾斜角 θ は、上記燃料噴射ノズル3からの燃料噴霧線Fに対して略直角、具体的には $90^{\circ} \sim 110^{\circ}$ の範囲の傾斜角とし、かつ、その傾斜面の深さ方向の間隔は、上記燃料噴霧Fの上下方向の拡散間隔 l_2 と同等かあるいはそれ以上とする。キャビティ2の底面11はキャビティ2の中心軸 O_2 上に水平面を基準として隆起した円錐形状の突出部13によって形成する。ただし、そ

の突出部13の頂点は、キャビティの高さ方向の中間位置近傍にあるようにし、キャビティ2内にトロイダル方向の旋回流を生成するようにする。

一方、キャビティ2の入り口10を形成する開口周縁には、開口周縁に沿ってリップ6を形成する。リップ6は、半径方向内方へ突出させて形成し、その突出端7は、リップ6の半径方向外方に中心を置く円弧で丸く縁どり、リップ6の下面と上記側壁との接続は、これらの交角が上記傾斜角と同等範囲内となるように接続する。すなわち交角 β が $90^\circ \sim 110^\circ$ となるように形成されている。また、この接続部分の位置は上記ピストンが上死点位置のとき燃料噴霧の到達点が上記側壁の上下方向の中間にあるような位置に設定する。さらに、側壁5とリップ下面9とは、圧縮行程終期にリップ6によって生成されるスキッシュ流Vをリップ下面9側から剥離させてキャビティ2の底面側に反転させることのできる曲率の円弧で滑らかに接続し、底面と突出部13の底との接続部分も円弧で滑らかに接続する。但し、リップ下面9と側壁5とを接続する曲面と、リップ先端7を丸く縁どる円弧との間に直線部分を形成する。

ところで突出部13の底と側壁5との接続部分の半径方向の間隔 D_2 と半径方向に対向する上記リップの突出端間の間隔 D_1 との関係は、 $D_1 > D_2$ とし、また、半径方向に対向するリップ6の下面と上記側壁との接続部分の間隔 D_3 と上記キャビティの最大深さHとの関係は、 $D_3/H \geq 4$ とする。尚、上記キャビティ2の角コーナ14,15,16,17は隣接する側壁5相互をそれぞれ円周方向の曲面19,20,21,22で滑らかに接続して形成するが、この曲面19～22も燃料噴霧線に対しては $90^\circ \sim 110^\circ$ 範囲の傾斜面で形成する。

以上のように構成すると、上記リップ下面9,上記側壁5下部そして突出部13によってリップ下面9下には、キャビティ2内に供給される燃焼用の空気の旋回流 S_1 をトロイダル方向の攪拌流 S_2 としつつ、上下方向には、圧縮行程終期のスキッシュ流Vを導入する空間24（以下スワール旋回部という）を形成する。

次に作用を説明する。

ピストン頂面に凹設するキャビティ2の側壁5を、キャビティ軸心側からの燃料噴霧線Fに対して $90^\circ \sim 110^\circ$ 範囲の傾斜角 θ で形成し、キャビティ2の開口縁に、リップ6の下面9と側壁5との交角 β がその傾斜角 θ と同等範囲でリップ6を形成し、そのリップ6の突出端7を円弧状に縁どると、側壁5とリップ下面9との接続部分は、側壁5と突出部13との接続部分に対して半径方向外方に位置するようになり、さらに、底面と突出部13と底との接続部分とが決定する半径方向の間隔 D_2 と半径方向に対向する上記リップ6の突出端7間の間隔 D_1 との関係を $D_1 > D_2$ とすると、ピストン1の上死点前近傍で噴射を開始し上死点後の近傍で噴射が終了する燃料噴霧Fは、その飛翔途上で飛翔を阻害されることなくキャビテ

ィ2内に供給されるようになる。この結果、低速・軽負荷時にあっても燃料噴霧Fがリップ6の上面に付着することがない。

一方、リップ下面9と上記側壁5とを連続する曲面で接続すると、圧縮行程終期においてキャビティ2内に導入し側壁5に沿って上昇するスキッシュ流Vをその曲面の終端で剥離させ、再度キャビティ2の底側へ反転させるようになる。この結果、側壁5に付着した燃料膜は次第に側壁5から剥離されつつ蒸気化し、衝突によって微粒子化し蒸気化した燃料と共に、そのスキッシュ流V中に巻込まれ上下方向に旋回する。したがって、底側に液として滞留することがなくHCの排出量が減少する。

このように、燃料噴霧F及び混合気化した燃料のキャビティ2外への流出は未然に防止され、リップ下に着火性、火炎の伝播性能の優れた混合気（予混合気）を分布させるようになる。つまり、低速・軽負荷にあっても部分的にリッチな混合気を分布させて、迅速な着火と比較的急速な火炎伝播燃焼が可能になり、第3図に示すように低速・軽負荷時の燃料流量（Q）においてHCを200ppm以上低減できるようになる。

ところでキャビティ2を五角形の水平断面に形成し、各コーナへ燃料噴霧を供給するように構成すると、HCをさらに減少できるようになる。

つまり、旋回流 S_1 として導入される旋回流の強度を角数の増加に応じピストン頂面で減衰して燃料噴霧Fの貫徹力を相対的に増加させ、各コーナに対する燃料の到達率を増加させることができる一方で、燃料噴霧Fの噴霧飛翔距離 l_1 を、リップ先端7間距離Dを同一とし、かつ、従来例のようにキャビティ2の辺となる側壁5に円周方向に対してほぼ直角に供給するように構成した四角形キャビティ2の場合と比較すると、 $l_1 = 0.323D$ から $l_1 = 0.353D$ に増加させて空気に対する混合時間を増加させ、突出部13周りに火炎伝播に必要な拡散混合気が発生されるようになる。またこれは、拡散混合気の生成量の増加に反比例して、側壁5への燃料の到達量を減少させるようにも機能する。この結果、低速・軽負荷にあって噴射時期を実質的に遅角調節することになり、ピストン1の実圧縮比を増加させた場合と同等の結果を得ることができるから、側壁5の燃料膜厚を薄くして側壁5の過度の冷却を防止する。つまり、壁面の蒸発能力は低速・軽負荷時にあっても一定以上に維持されるようになる。

したがって各コーナ内には、スワール旋回部24内を部分的にリッチ濃度の混合気を生成するゾーンとして活用できるようになり、コーナの円周方向前後のスワール旋回部24内には、火炎伝播に適した濃度の拡散混合気が存在するようになる。つまり、低速・軽負荷運転時のキャビティ2内の燃焼条件（混合気の濃度、キャビティ内雰囲気温度等）が改善され、HCの排出量が減少する。

着火が開始すると、火炎が円周方向に伝播され、比較的急速に燃焼する。即ち燃焼温度が上昇して一定のエン

ジン出力が確保され、HCの排出量が減少する。

次に、上述のキャビティ2を備えたピストン1を、低圧縮比過給エンジン用として採用した場合のHCの排出量に関する四角形のキャビティ2と五角形のキャビティを第4図乃至第7図に示すテストデータに基づいて比較する。

第4図は、回転数が変化しても四角形のキャビティ2に対して五角形のキャビティの性能が優れていること、また、回転数の大小を問わず四角形のキャビティ2に対して五角形のキャビティの性能が優れていることを示し、第5図は回転数、圧縮比を固定し、噴射時期を変化させた場合において、噴射時期を上死点前約 18° とするとHCの排出量が減少することを示している。

一方、第6図及び第7図は、回転数1000RPM、2200RPMにおけるHCの排出量と圧縮比 ε との関係を調べたものである。この結果、各回転数について圧縮比 ε を下げることによってHCの排出量が減少することが確認できた。

以上の結果から明らかなように、上述のような構成の五角形のキャビティは、低圧縮比エンジンに好適であり、圧縮比 ε を約15.4、燃料の噴射時期を約 18° (BTD) となると、着実な着火と火炎伝播燃焼が保障されるようになる。

＊ したがって、低圧縮比エンジンにおいて自動タイマを用いて噴射時期の調整必要性がなく、低速・低負荷運転にあっても青白煙 (HC)、刺激臭を減少でき、燃費を向上できる。

尚、上記テストデータから明らかなように四角形のキャビティ2を形成する場合には、四角形を対角線上に拡大して各コーナ14～17へ燃料噴霧を供給するようにすれば、その燃焼性能 (HC等) を向上できる。

【発明の効果】

10 以上要するに本発明によれば、リップの強度を確保できると共に、噴射期間が長い運転領域においても、上死点の前後における燃料噴霧のピストン頂面及びキャビティ底への滞留を防止でき、HCの排出量低減が達成されるという優れた効果を発揮する。

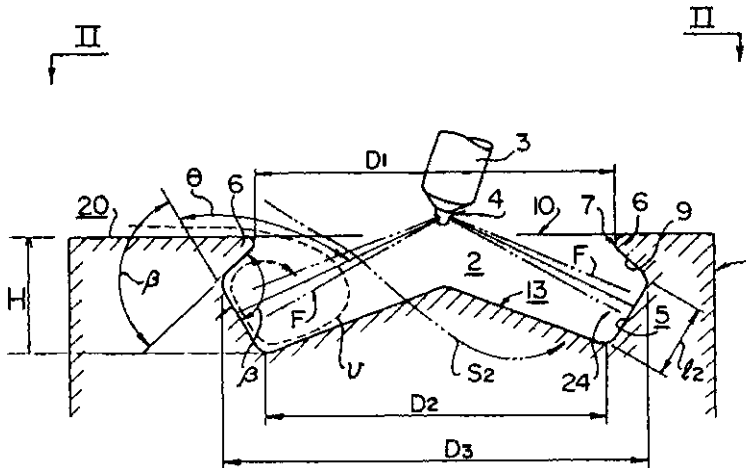
【図面の簡単な説明】

第1図はこの発明の好適一実施例を示す断面図、第2図は第1図のII-II線矢視図、第3図はHC性能を示す性能線図、第4図乃至第7図は四角形と五角形のHC性能を示す性能線図である。

20 図中、1はピストン、2はキャビティ、5は側壁、6はリップ、14～18はコーナである。

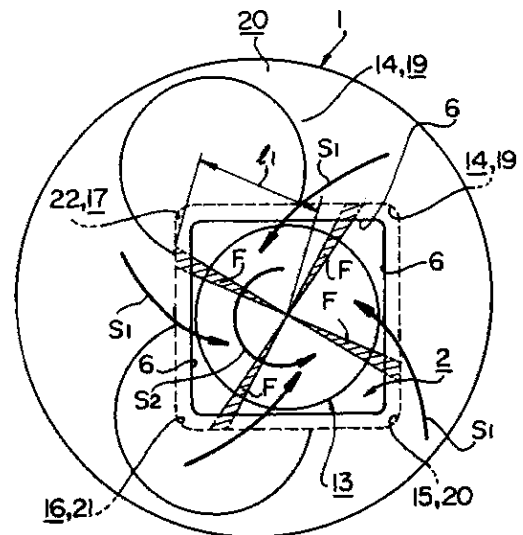
＊

【第1図】

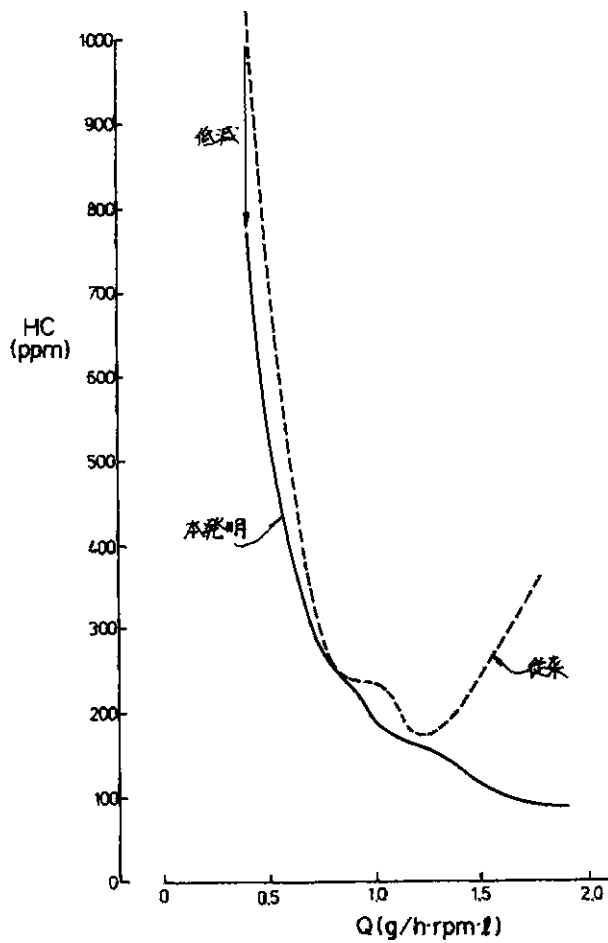


1...ピストン
2...キャビティ
5...側壁
6...リップ
20...ピストン頂面

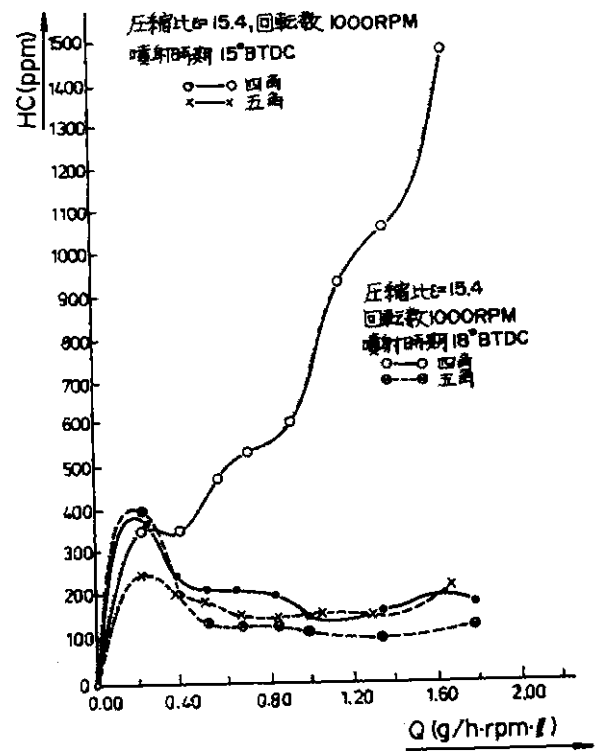
【第2図】



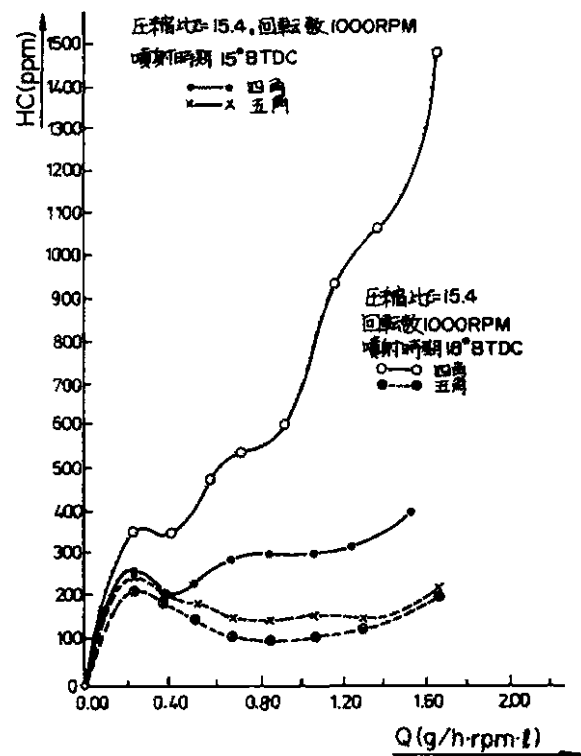
【第3図】



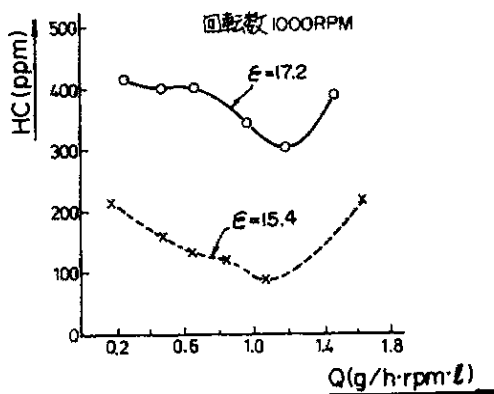
【第4図】



【第5図】



【第6図】



【第7図】

