(19) Japan Patent Office (JP) (11) Publication Number

(12) Gazette of Unexamined Patent Applications (A) S54-74012

(51) Int.Cl.[2] ID Codes (52) Jpn.Cl. Internal File Nos. (43) Publication Date June 13, 1979
F 02 B 23/06 51 B 31 6620-3G

No. of Inventions 1
Examination Request Not Yet Received

(Total of 4 Pages)

(54) Combustion Chamber For Diesel Engines

(71) Applicant 5-20-6 Shinmachi, Hino-shi
Hino Motors, Ltd.
3-1-1, Hinodai, Hino-shi
(74) Agent Saburo TSUJI, Attorney

(21) Application No. S52-139824
(22) Filing Date November 24, 1977
(72) Inventor Shigemichi OOTA

Specification

1. Title of the Invention

Combustion Chamber For Diesel Engines

2. Claims

A combustion chamber for a direct injection-type diesel engine comprising a combustion chamber formed at the top of a piston and having a recess whose diameter increases from the bottom toward the top, and a nozzle that injects fuel toward a side wall of the combustion chamber, the combustion chamber characterized in that a lip portion extending toward the center is formed around the combustion chamber inlet, and the following are satisfied

$$d = (0.002 \text{ to } 0.02)D$$

$$2d + 9.5 < \beta < 2d + 135$$

where the outer diameter of the piston is D (mm), the length of the lip portion is d (mm), and the angle of impact of the injected fuel hitting the side wall of the combustion chamber is β (°).

3. Detailed Description of the Invention

The present invention relates to a combustion chamber of a direct injection diesel engine.

A combustion chamber in a conventional direct-injection diesel engine has a space formed by a recess 2 at the top of the piston 1, as shown in FIG. 1, and the combustion chamber 3 usually increases in diameter from the bottom to the top of the recess 2. In other words, the inner diameter D_1 of the combustion chamber inlet in the figure is larger than the inner diameter D_2 of the central portion ($D_1 > D_2$).

FIG. 2 shows fuel being injected in this known combustion chamber 3. The fuel (P) injected from the nozzle 4 into the combustion chamber 3 is partly blown upward toward the top of the piston 1 (as shown by Q in the figure). This fuel Q blown upward causes incomplete combustion, resulting in increased diesel black smoke and reduced combustion efficiency.

Another known combustion chamber is shown in FIG. 3. This type of combustion chamber 5 has an annular lip 6 on the circumferential edge of the inlet. Just before the end of the compression stroke of the piston 7, a squish, as shown by R in the figure, flows into the combustion chamber 5 to promote the mixing of combustion and air in the combustion chamber 5.

This combustion chamber structure, commonly known as a squish lip type combustion chamber, has a lip 6 length d_3 and piston 7 outer diameter D_3 ratio of (d_3/D_3=) of 0.04 to 0.10, which promotes fuel/air mixing in the combustion chamber 5. However, because the air in the zone indicated by S in the figure does not contribute to combustion, the air utilization rate is low, easily causing the generation of black smoke, and the lip tends to become extremely hot during continuous operation, leading to cracks and other types of damage.

In addition, diesel engines are required to reduce NOx in exhaust gas, and there is a trend toward delaying the fuel injection timing. However, the disadvantage of delaying the injection timing is that black smoke increases.

It is an object of the present invention to improve the open-chamber type combustion chamber and realize a combustion chamber for a diesel engine with a structure and effect different from those of squish lip type combustion chambers that prevents damage due to thermal stress.

The present invention will now be described with reference to the figures.

FIG. 4 is a cross-sectional view of an example of the invention.

In the figure, the combustion chamber 10 is formed with a recess 9 in the top of the piston 8. This recess 9 increases in diameter from the bottom to the top. The cylinder head 11 has a nozzle 12 that injects fuel into the combustion chamber 10. A lip portion 13 extends inward at the entrance to the combustion chamber 10. The length d (mm) of the annular lip portion 13 has the following relationship with the outer diameter D (mm) of the piston 8

$$d = (0.002 \text{ to } 0.02)D.$$

The angle of impact β (°) at which the injected fuel hits the side of the combustion chamber 10 has a significant effect on the amount of fuel blown upward Q in FIG. 2 and the amount of fuel blown into the quench zone S′ and combusted in the reverse squish flow V.

In the present invention, the angle of impact β (°) is in the range

$$2d + 9.5 < \beta < 2d + 135.$$

The values for d and β were adopted from the following data.

In FIG. 5, the horizontal axis is d/D and the vertical axes are the smoke concentration C, nitrogen oxide NOx generated, and amount of cracking K in the lip portion 13.

The characteristics of C show that C decreases at an accelerating rate when d/D is between 0 and 0.002, and increases when d/D exceeds 0.04.

Meanwhile, the occurrence of cracking K varies greatly depending on the size of D. In other words, at D = 150 mm, the occurrence of cracking K starts at d/D = 0.0036, while for D = 100 mm, d/D < 0.02 almost never occurs.

NOx remained almost constant between d/D of 0 to 0.002 despite the decrease in smoke concentration (improvement of thermal burning efficiency), and did not change at all even when d/D exceeded 0.002.

In other words, it is very effective to reduce NOx by delaying the injection timing to meet the NOx reduction requirements mentioned above.

The C in FIG. 5 above increases in the region where d/D > 0.02, but this is presumably due to an increase in the zones indicated by S in FIG. 3 and a decrease in the air utilization rate, and in the range of d/D < 0.002, it is assumed that carbon generation appears as a result of an increase in the blown upward fuel Q shown in FIG. 2.

In the d/D = (0.002 to 0.04) range, there is no fuel Q blown upward and no combustion in zone S. Therefore, the smoke generation is the lowest. Therefore, an α value of (0.002 to 0.02)D is the most desirable range if cracks are taken into consideration.

Next, the relationship between the angle of impact β (°) and the amount of black smoke produced will be described.

FIG. 6 (A), (B), and (C) show the amount of black smoke produced for each β, in which (a) is for d = 0.2 mm, (b) is for d = /mm, and (c) is for d = 3 mm.

In (a), the suitable angle for β is about 10° to 135°, in (b), the suitable angle for β is about 11° to 137°, and in (c) the suitable angle for β is about 15° to 141°. The relationship between β and d is shown in FIG. 7. In other words, the optimal range of β depends on d, and the portion in the cross-hatching indicated by G in the figure is the optimal range of β. In other words, the following applies.

$$2d + 9.5 < \beta° < 2d + 135$$

In other words, the characteristics in FIG. 5 can be summarized as follows: the region indicated by X in FIG. 5 is the region for the conventional squish lip type combustion chamber, the region indicated by Y is the region for the present invention, and the region indicated by Z is the region for a conventional open-chamber combustion chamber.

In the example shown in FIG. 4 obtained by solving the characteristics in FIG. 5 and FIG. 6, the thickness H of the lip portion 13 is preferably H = (0.02 to 0.07)D, and the inner wall 14 is preferably straight.

The combustion chamber of the present invention is configured as described above to prevent fuel blow-up in conventional open-chamber combustion chambers and to obtain a combustion chamber with high combustion efficiency, no generation of diesel black smoke, and no NOx emissions.

4. Brief Description of the Drawings

FIG. 1 is a cross-sectional view of a conventional open-chamber combustion chamber, FIG. 2 is a view showing the operation of FIG. 1, FIG. 3 is a cross-sectional view of a conventional squish lip combustion chamber, FIG. 4 is a cross-sectional view of an example of the present invention, and FIG. 5 is a graph showing the change in the amount of smoke generated, the amount of NOx generated, and the occurrence of cracks in relation to lip length. FIG. 6 (A), (B), and (C) are graphs showing the relationship between β and the amount of black smoke generated, and FIG. 7 shows the relationship between β and d.

8: Piston,
9: Recess,
10: Combustion chamber,
13: Lip portion

Agent Saburo TSUJI, Attorney

- 7 -

- 8 -

FIG. 1

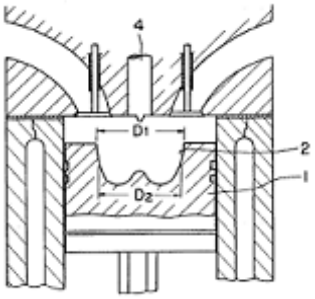


FIG. 3

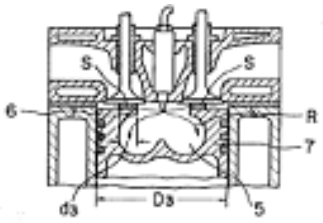


FIG. 2

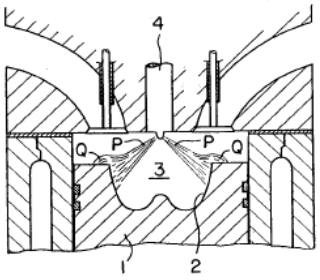
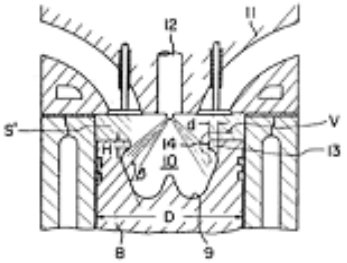


FIG. 4



- 59 -

FIG. 5

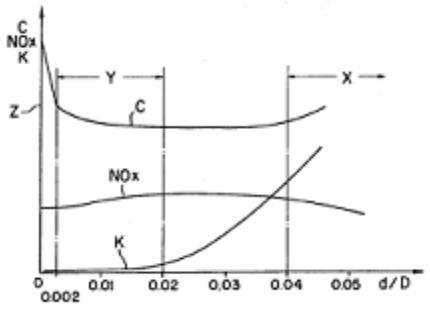


FIG. 6

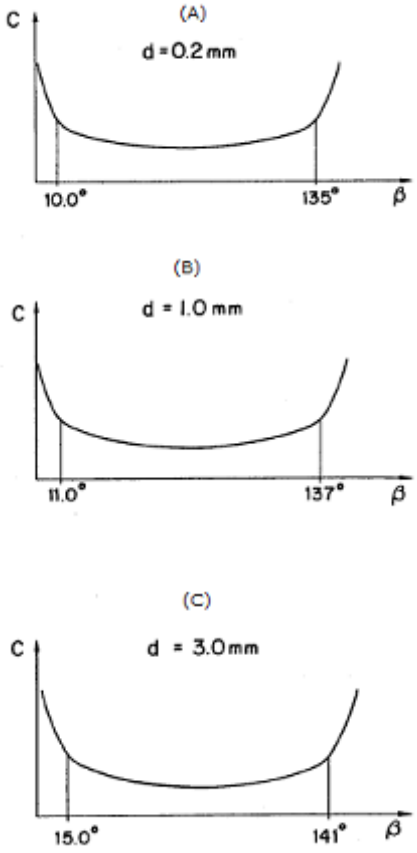
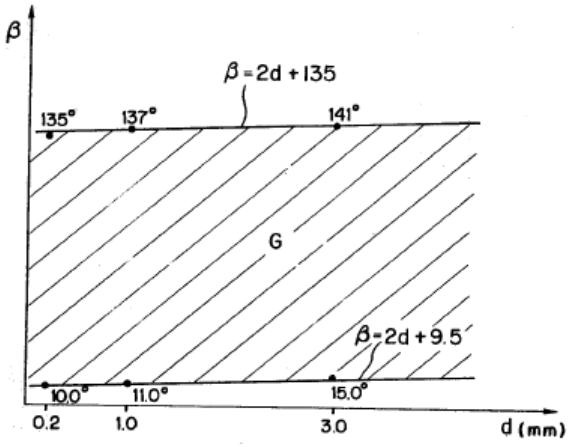


FIG. 7



TRANSLATOR'S DECLARATION:

I, Frank McGee, hereby declare:

1. I am well versed in both the Japanese and English languages and have over 30 years of experience translating Japanese technical documents into English.

2. The attached translation of document JP5474012A – Oota 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 15th day of May, 2025, at Wolfeboro, New Hampshire.

_____

Frank McGee

⑲日本国特許庁(JP)　　⑪特許出願公開

⑫公開特許公報（A）　　昭54—74012

⑤1Int. Cl.²　識別記号　⑤2日本分類　庁内整理番号　⑬公開　昭和54年(1979)6月13日
F 02 B 23/06　51 B 31　6620—3G

発明の数　1
審査請求　未請求

（全 4 頁）

⑤4デイーゼルエンジンの燃焼室

⑦1出　願　人　日野自動車工業株式会社
日野市日野台3丁目1番地1
⑦4代　理　人　弁理士　辻三郎

⑦1特　願　昭52—139824
⑦2出　願　昭52(1977)11月24日
⑦2発　明　者　太田茂道
日野市新町5の20の6

明　細　書

1. 発明の名称

デイーゼルエンジンの燃焼室

2. 特許請求の範囲

ピストン頂部に形成せられ、底部から上部へ向かって径が増大する凹所からなる燃焼室と、該燃焼室の側壁に向けて燃料を噴射するノズルとからなる直接噴射式デイーゼルエンジンにおいて、燃焼室入口部周縁に中心へ向かって伸びるリップ部を形成し、ピストンの外径をD(mm)，リップ部の長さをd(mm)，噴射燃料が燃焼室の側壁に衝突する衝突角をβ(°)としたとき、

$$d = (0.002 \sim 0.02)D$$

$$2d + 9.5 < \beta < 2d + 135$$

としたことを特徴とするデイーゼルエンジンの燃焼室。

3. 発明の詳細な説明

本発明は直接噴射式デイーゼルエンジンの燃焼室に関する。

従来の直接噴射式デイーゼルエンジンの燃焼室は、第1図に示される如く、ピストン1の頂部に設けられた凹所2によって、形成された空間からなり、該燃焼室3は、通常凹所2の底部から上部へ向かうにしたがって、径が大きくなっている。すなわち、図の燃焼室入口部の内径D_1は中央部の内径D_2よりも大きく（$D_1 > D_2$）なっている。

この公知の燃焼室3における燃料噴射の状態を示したものが第2図であり、ノズル4から燃焼室3の内側壁へ向けて噴射された燃料（P）は、その一部がピストン1の頂面へ（図示のQの如く）吹き上げられたものとなる。この吹き上げ燃料Qは不完全燃焼の原因となり、デイーゼル黒煙の増大、燃焼効率の低下をもたらすものとなる。

また、他の公知の燃焼室として、第3図に示されるようなものがある。この型式の燃焼室5は入口周縁に環状のリップ部6を設けたもので、ピストン7の圧縮行程終了時直前に図のRで示されるようなスキッシュが燃焼室5内へ流れ込

み、燃焼室5内での燃焼と空気の混合を促進させんとするものである。

この通常スキッシュリップタイプと呼ばれる燃焼室の構造はリップ部6の長さd_3とピストン7の外径D_3との比が（d_3/D_3＝）0.04～0.10程度となっており、このため燃焼室5内の燃料と空気の混合は促進されるが、図のBで示されるゾーンの空気が燃焼に寄与しないため空気利用率が低いものとなり、黒煙発生の原因となり易く、さらにこのリップ部は運転中著しく高温になりがちであり、亀裂発生、破損につながるものとなっていた。

さらに、又デイーゼルエンジンにおいても排気中のNOx低減が要請されており、燃料噴射時期を遅らせる傾向がある。しかしながら、噴射時期を遅らせると黒煙が増大する欠点が出てくる。

本発明の目的は上記従来のオープンチャンバータイプの燃焼室を改善し、且つ、スキッシュリップタイプの燃焼室とは異なる構造および効果を有するとともに、熱応力による破損を防止

本発明では、衝突角β（°）が

$$2d + 9.5 < \beta < 2d + 135$$

の範囲となっている。

上記d及びβの値は次のデータにより採用したものである。

第5図において横軸にd/Dを、縦軸に煙濃度C，窒素酸化物NOx，リップ部13のクラックKを夫々とったものである。

その特性を調べると、Cはd/Dが0～0.002の間では加速度的に減少しd/Dが0.04を越えると逆に増加してゆく。

一方クラックKの発生はDの大きさによって多少異なる。すなわちD＝150mmのものではd/D＝0.0036位から発生する場合があり、D＝100mmのものではd/D＜0.02では殆んど発生しない。

また、NOxはd/Dが0～0.002の間では煙濃度が減少したにもかかわらず（熱焼効率向上）ほぼ一定でありd/Dが0.002をこえても、ほとんど変化はみられない。

したデイーゼルエンジンの燃焼室を得るにある。

以下、図によって説明する。

第4図は本発明の一実施例を示す断面図である。

図において、ピストン8の頂面には凹所9からなる燃焼室10が形成されている。凹所9は底部から上部へ向かうにしたがって径が増大する。シリンダヘッド11にはノズル12が設けられ、燃料を燃焼室10の内側壁へ噴射する。燃焼室10の入口部にはリップ部13が内側へ向かって伸びている。この環状のリップ部13の長さd(mm)はピストン8の外径D(mm)との間に

$$d = (0.002 \sim 0.02)D$$

なる関係となっている。

また、燃焼室10の側壁と噴射燃料が衝突する衝突角β（°）は第2図の吹き上げ燃料量Qおよび逆スキッシュ流Vに乗ってクエンチゾーンB'へ吹き込まれて燃焼する燃料量に大きな影響を与える。

すなわち、前記に述べたNOx低減の要請に対し噴射時期を遅らせてNOx低減を行うのに非常に有効である。

上記第5図のCは、d/D＞0.02の域では増加しているが、これは第3図のBで示されるゾーンが増大して空気利用率が低下した結果現われるものと推測され、d/D＜0.002の域では第2図の吹き上げ燃料Qが増大した結果カーボンの発生が現われるものと推測される。

そして、d/D＝（0.002～0.04）の域では、吹き上げ燃料Qも少なく、かつゾーンBにおける燃焼も少なくなっているため、煙発生量が最低となったものである。従ってクラックの発生を考慮すればαの値は（0.002～0.02）Dが最も望ましい範囲となる。

次に、衝突角β（°）と黒煙の生成量との関係を述べる。

第6図の（イ），（ロ），（ハ）はそれぞれβに対する黒煙生成量を示すもので、（イ）はd＝0.2mmの場合、（ロ）はd＝1mmの場合、（ハ）はd＝3mmの

場合を示している。

(イ)によると、βの好適角はほぼ10°～135°となっており(ロ)によるとβは11°～137°となり、(ハ)によるとβは15°～141°となる。このβとdとの関連は第7図に示す。すなわちβの好適範囲はdにより異なり、図のαで示される斜線の部分がβの好適範囲となる。すなわち

$$2d + 9.5 < \beta° < 2d + 135$$

以上の第5図の特性を換言すると、第5図のXで示される域は従来のスキッシュリップタイプの域であり、Yで示される域が本発明の域、Zで示される所が従来のオーブンチャンバ燃焼室を示す域であると言える。

第5，6図の特性を解析して得られた第4図の実施例においてリップ部13の厚み、HはH＝(0.02～0.07)Dとし、その内周壁14はストレートとすることが望ましい。

本発明の燃焼室は、以上の如く構成されているため、従来のオーブンチャンバ燃焼室における燃料の吹き上げを防止し、かつ燃焼効率がよく、ディーゼル黒煙発生量およびNOx量の少ない燃焼室を得ることができるものである。

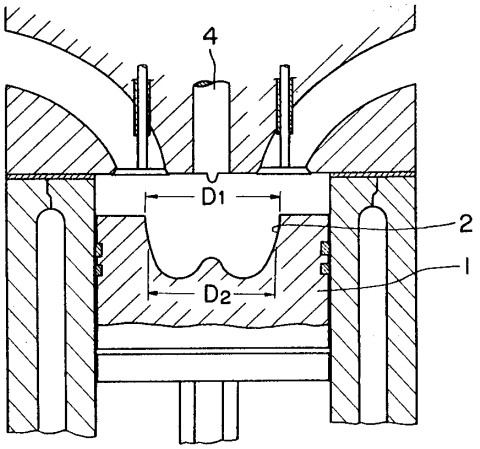
4. 図面の簡単な説明

第1図は従来のオーブンチャンバ燃焼室の断面図、第2図は、第1図の作用を示す図、第3図は従来のスキッシュリップ燃焼室の断面図、第4図は本発明の一実施例を示す断面図、第5図はリップの長さの変化による煙発生量、NOx量、クラック発生の変化を示す特性線図である。第6図の(イ)、(ロ)、(ハ)はβと黒煙生成量の関連を示す特性線図、第7図はβとdの関連を示す線図である。

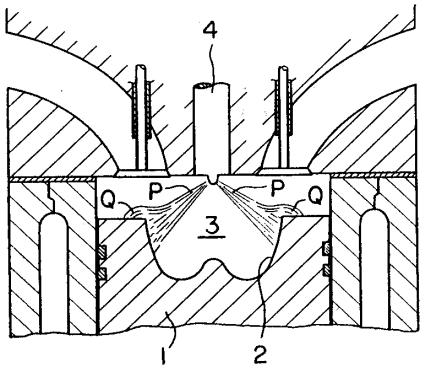
8：ピストン、
9：凹所、
10：燃焼室、
13：リップ部

代理人　弁理士　辻　三　郎

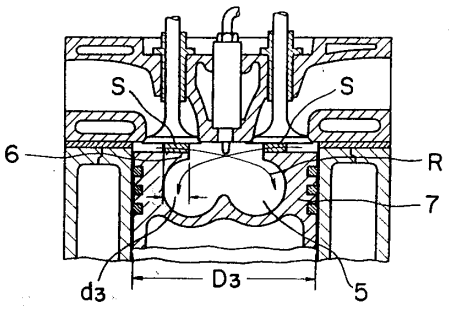
第1図



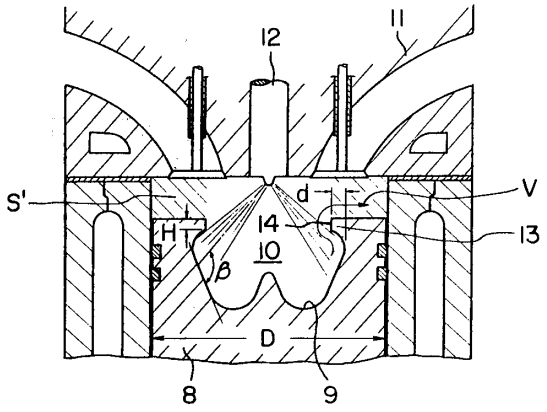
第2図



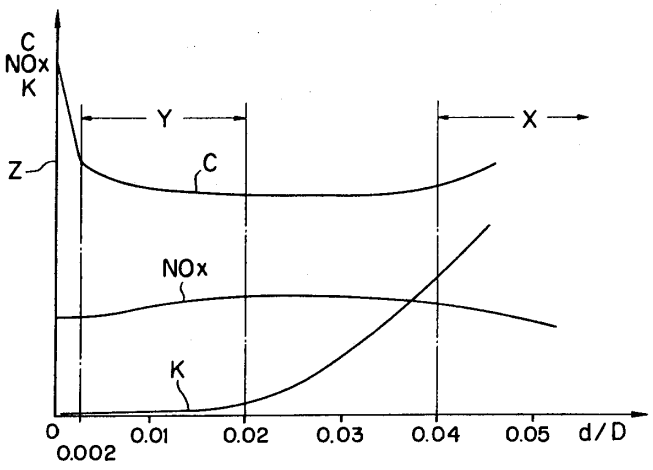
第3図



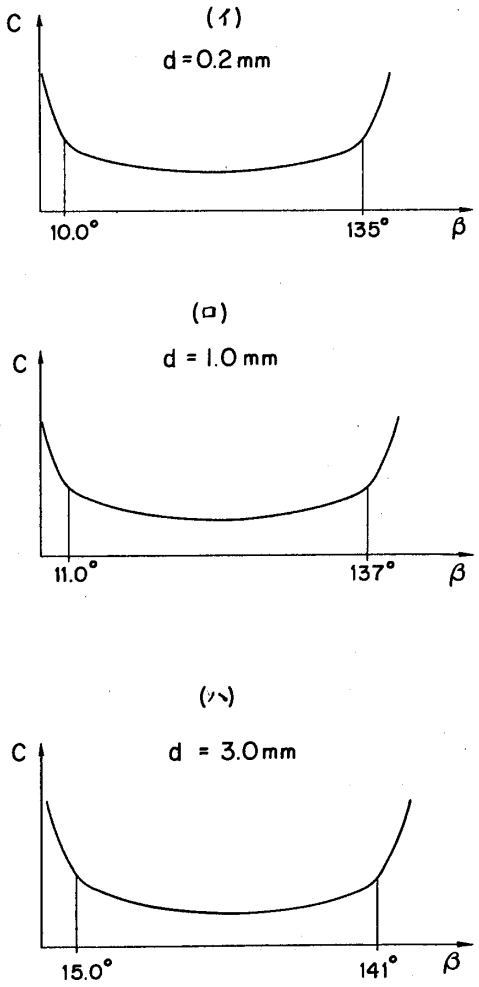
第4図



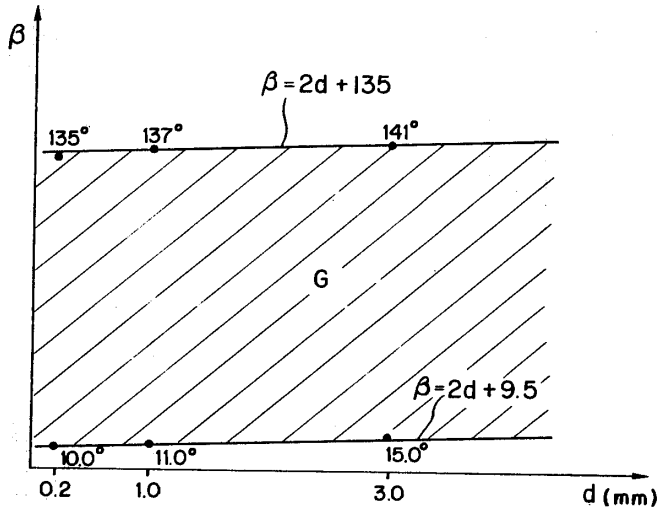
第 5 図


C
NOx
K
Z
Y
X
C
NOx
K
0
0.002
0.01
0.02
0.03
0.04
0.05
d/D

第 6 図


C
(イ)
d=0.2 mm
10.0°
135°
β
(ロ)
d = 1.0 mm
11.0°
137°
(ハ)
d = 3.0mm
15.0°
141°

第 7 図


β
β=2d+135
135°
137°
141°
G
β=2d+9.5
10.0°
11.0°
15.0°
0.2
1.0
3.0
d (mm)