

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
25. Mai 2001 (25.05.2001)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 01/36793 A1

(51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F01L 1/047**,
1/053, 1/08, 1/26

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP00/10450

(22) Internationales Anmeldedatum:
24. Oktober 2000 (24.10.2000)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
199 54 689.4 13. November 1999 (13.11.1999) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): **DR.ING.H.C. F. PORSCHE AKTIENGE-
SELLSCHAFT** [DE/DE]; Porscheplatz 1, 70435 Stuttgart
(DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **RUTSCHMANN**,
Erwin [DE/DE]; Schönblickstrasse 21, 75233 Tiefbronn
(DE). **BRÜSTLE, Claus** [DE/DE]; Eichweg 24, 71254
Ditzingen (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (national): CN, JP, KR, US.

(84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT,
BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC,
NL, PT, SE).

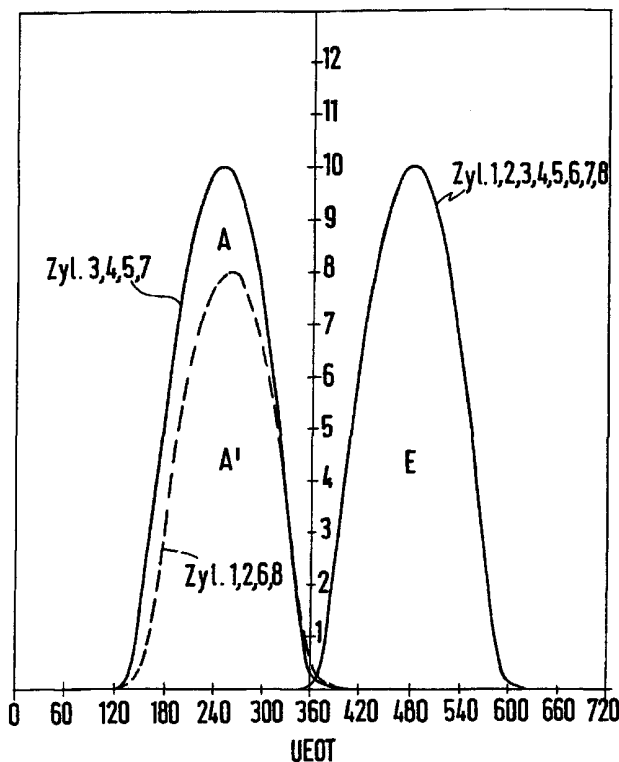
Veröffentlicht:

— Mit internationalem Recherchenbericht.

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes, und der anderen
Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on
Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe
der PCT-Gazette verwiesen.

(54) Title: MULTIPLE CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE

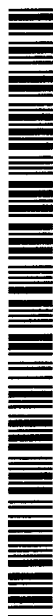
(54) Bezeichnung: MEHRZYLINDRIGE BRENNKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to a multiple cylinder internal combustion engine, comprising at least one cylinder line which has a cylinder head housing (24) in which inlet and outlet valves (26, 28) are arranged, said valves supplying combustion air to the cylinders and removing combustion waste gases via an exhaust system (36). According to the invention, means (44') are provided for executing different outlet valve stroke courses of at least two cylinders located in a cylinder line and said means reduce the overlapping opening phases of these outlet valves (28), in which the inlet valve (26) and the outlet valve (28) of one of the two cylinders are themselves in an overlapping opening phase. This enables the cylinders of a V8 engine with a crankshaft that is cranked with 90° to be filled with fresh gas uniformly.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine mit mindestens einer Zylinderreihe, die eine Zylinderkopfgehäuse (24) mit darin angeordneten Ein- und Auslaßventilen (26, 28) aufweist, die über Steuermittel (38, 40) in Abhängigkeit von der Drehlage der Kurbelwelle (12) Verbrennungsluft den Zylindern zuführen und Verbrennungsabgase über eine Abgasanlage (36) abführen. Es wird vorgeschlagen, daß die Mittel (44') zur Realisierung von unterschiedlichen Auslaß-Ventilhübenverläufen von mindestens zwei in einer Zylinderreihe angeordneten Zylindern vorgesehen sind, die zu einer Reduzierung von Öffnungs-Überschneidungsphasen dieser Auslaßventile (28) führen, wobei sich das Einlaßventil

(26) und das Auslaßventil (28) einer der beiden Zylinder selbst in einer Öffnungs-Überschneidungsphase befinden. Damit wird insbesondere bei einem V8-Motor mit 90° gekröpfer Kurbelwelle ein einheitliches Befüllen der Zylinder mit Frischgas erreicht.



WO 01/36793 A1

Mehrzylindrige Brennkraftmaschine

Die Erfindung geht aus von einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine gemäß den
5 Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Bei mehrzylindrigen Brennkraftmaschinen werden die bei der Verbrennung entstehenden Abgase mit Hilfe den Zylindern einzeln zugeordneten Abgaskrümmern, die dann in ein gemeinsames Abgassammelrohr einmünden, nach außen abgegeben. Bei einer
10 vorbestimmten Zündabfolge kommt es zu Betriebszuständen, in denen sich die Öffnungsphase der Auslaßventile von zwei in einer Zylinderreihe angeordneten Zylindern überschneidet. Dieser Zustand wird insbesondere dann kritisch, wenn sich das Einlaß- und Auslaßventil des mit der Zündabfolge zuerst bedachten Zylinders selbst noch in der Öffnungs-Überschneidungsphase befindet. Durch das Öffnen des Auslaßventils des
15 später zündenden und damit später auslassenden Zylinders kann das mit einem hohen Druckimpuls versehene Abgas in den Zylinderraum des zeitlich früher das Abgas auslassenden Zylinders gelangen. Hohe Restgasraten mit negativen Folgen auf die Klopfgrenze, sowie eine unzureichende Zylinderfüllung mit Frischgas sind die Folge. Der Einsatz variabler Steuerzeiten verstärkt die Luftaufwandsstreuung der einzelnen Zylinder
20 und zwar umso mehr, je größer die Verstellbereiche sind. Die Luftaufwandsminderung der benachteiligten Zylinder kann dazu führen, daß sich insbesondere bei Einlaßmitteln unter 100° Kurbelwinkel (KW) eine Luftaufwandsminderung einstellt, wodurch der gewünschte Drehmomentzuwachs deutlich reduziert wird.

25 Aufgabe der Erfindung ist es daher, derartige negative Folgen zu beseitigen bzw. zu reduzieren und einen einheitlichen optimalen Zylinderfüllungsgrad über die gesamte Zylinderreihe der Brennkraftmaschine zu erreichen.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1
30 angegebenen Merkmale gelöst.

Durch die Reduzierung der Öffnungs–Überschneidungsphasen der Auslaßventile von in einer Zylinderreihe angeordneten Zylindern wird der Abgas–Vorauslaßstoß, der von dem später auslassenden Zylinder in die Öffnungs–Überschneidungsphase des Einlaß– und Auslaßventiles des früher auslassenden Zylinders gelangt, reduziert. Damit ergibt sich für alle Zylinder ein im wesentlichen einheitlicher Frischgas– Zylinderfüllungsgrad.

In den Unteransprüchen sind weitere vorteilhafte Ausgestaltungen und Verbesserungen der erfindungsgemäßen mehrzylindrigen Brennkraftmaschine enthalten.

10

Die Reduzierung von Öffnungs–Überschneidungsphasen von Auslaßventilen, die den in einer Zylinderbankreihe angeordneten Zylindern zugeordnet sind, kann auf einfache Art und Weise dadurch erreicht werden, daß die auf einer Auslaßnockenwelle angeordneten Nocken unterschiedliche Nockenformen aufweisen.

15

Eine zufriedenstellende Bündelung der Luftaufwandskurven für alle Zylinder über den gesamten Drehzahlbereich kommt insbesondere dann zustande, wenn die von der Zündfolge begünstigten Zylinder mit Nocken ausgestattet werden, die eine geringere Nockenbreite aufweisen, als die Zylinder, bei denen aufgrund der Zündfolge der Abgas– Vorauslaßstoß des in der Zylinderreihe später auslassenden Zylinders in die Öffnungs–Überschneidungsphase von Einlaß– und Auslaßventil des früher auslassenden Zylinders gelangt.

Eine Optimierung der von der Zündfolge benachteiligten Zylinder wird erreicht, wenn der schmalere Nocken des früher auslassenden Zylinders eine um 10° bis 20° KW pro 1mm Ventilhub kleinere Nockenbreite aufweist.

Insbesondere bei einem V8–Motor mit z.B. einer 90° Kröpfung der Kurbelwelle, der über einen guten Massen– und Momentenausgleich verfügt, können mit der Reduzierung der Öffnungs–Überschneidungsphasen der Auslaßventile, die insbesondere bei dieser

Motorausführung auftretenden Ladungswechselnachteile weitgehend kompensiert werden.

Die Ladungswechselnachteile bei einer derartigen Brennkraftmaschine machen sich
5 insbesondere dann bemerkbar, wenn der auf der Abgasseite der beiden
Zylinderbankreihen angeflanschte 4– Finger–Abgaskrümmernach einer kurzen
Wegstrecke in ein gemeinsames Abgassammelrohr übergeht. Diese Abgasabführung ist
vorteilhaft, da somit motornahe Startkatalysatoren verwendet werden können und jeweils
10 nur ein Vorkatalysator und eine Lambdasonde in das pro Zylinderreihe vorgesehene
Abgassammelrohr integriert werden muß. Aufgrund der kurzen Abgas–Krümmerrohre
besteht jedoch die Gefahr, daß ein Großteil des Abgas–Vorauslaßstoßes des später
auslassenden Zylinders in den zeitlich früher auslassenden Zylinder gelangt. Bei einem
V8–Motor mit einer derartigen Abgasabführung können somit die
Ladungswechselnachteile wirkungsvoll kompensiert werden, so daß die Effekte variabler
15 Steuerzeiten im gesamten Drehzahlbereich ihre Wirkung entfalten, so daß der
gewünschte füllige Drehmomentverlauf erzielt wird.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird
nachfolgend näher erläutert.

20

Fig.1 zeigt eine Schnittdarstellung eines V8–Motors, Fig. 2 eine schematische
Darstellung der beiden Zylinderreihen eines V8– Motors, Fig.3 die Zündfolge eines V8–
Motors mit einer Teildarstellung des Ladungswechsels von drei benachbarten Zylindern,
Fig.4 eine schematische Darstellung einer Zylinderbankreihe, Fig. 5 eine grafische
25 Darstellung von Ventilerhebungskurven und Fig. 6 eine mit verschiedenen Nockenbreiten
versehene Auslaßnockenwelle.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die als V8-Motor ausgebildete Brennkraftmaschine weist eine in einem Kurbelgehäuse 10 angeordnete Kurbelwelle 12 auf. An den mit 90° KW versetzt angeordneten Kurbelwellenzapfen 14 sind die Pleuelfüße 16, von denen nur einer sichtbar dargestellt ist, der Pleuel 18 festgeschraubt, die wiederum über Pleuelaugen 20 mit den in den beiden Zylinderbankreihen angeordneten acht Kolben 22 verbunden sind. Die beiden auf dem Kurbelgehäuse 10 befestigten Zylinderköpfe 24 nehmen die für das 4-Takt-Verbrennungsverfahren notwendigen und bekannten Bauteile auf, wobei für alle vier in einer Reihe angeordneten Zylinder die gleichen Bauteile Verwendung finden. Jeder Zylinder verfügt über zwei Einlaßventile 26 und zwei Auslaßventile 28, von denen entsprechend der Schnittebene in Fig. 1 jeweils nur eins zu erkennen ist. Die Einlaßventile 26 überwachen die zum Brennraum 30 führenden Einlaßkanäle 32, während die Auslaßventile 28 die ebenfalls zum Brennraum 30 führenden Auslaßkanäle 34 überwachen.

Die vier, an jeder der beiden Zylinderbankreihen angeflanschten Auslaßkanäle 34 sind als 4-Finger-Abgaskrümmen ausgebildet, die nach einer kurzen Wegstrecke jeweils in ein gemeinsames Abgasrohr 36 einmünden. Die auf der Ansaugseite befindlichen Einlaßkanäle 32 werden über eine nicht dargestellte Ansauganlage mit Verbrennungsluft versorgt. Die Betätigung der Einlaß- bzw. Auslaßventile 26, 28 erfolgt mit Hilfe einer Einlaßnockenwelle 38 und einer Auslaßnockenwelle 40. Die Einlaß- und Auslaßnockenwelle 38, 40 weisen jeweils vier Paare von Einlaßnocken 42 und Auslaßnocken 44 auf, wobei die zylinderspezifisch besondere Ausbildung der Nocken später noch näher beschrieben wird.

Die Drehbewegung der Einlaß- und Auslaßnockenwelle 38, 40 wird über als Nockenfolger ausgebildete Tassenstößel 46 und 48 in eine Hubbewegung der Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 übertragen. Mit Hilfe von koaxial zum Ventilschaft der Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 angeordneten Ventilsfedern 50, 52 ist u.a. sichergestellt, daß die

Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 während der Grundphase der Nocken 46, 48 den Einlaß- bzw. Auslaßkanal 32, 34 sicher verschließen. Mit Hilfe von Einspritzventilen 54 wird Kraftstoff in die Einlaßkanäle 32 eingedüst, der beim Öffnen des Einlaßventils 26 mit Hilfe einer als Zündkerze 56 ausgebildeten Zündeinrichtung im Brennraum 30 zur
5 Verbrennung gebracht wird.

In Fig. 3 ist die Zündreihenfolge der auf den beiden Zylinderbankreihen verteilt angeordneten Zylindern 1 bis 4 bzw. 5 bis 8 dargestellt. Wie aus der unteren Abbildung deutlich wird, ist die Zündreihenfolge bezogen auf die beiden Zylinderbankreihen
10 asymmetrisch und weist pro Zylinderbankreihe drei unterschiedliche Zündabstände auf. Zwischen Zylinder 1 und 3 beträgt der Zündabstand 90° KW, zwischen den Zylindern 2 und 3 sowie 1 und 4 180° KW und zwischen den Zylindern 2 und 4 270° KW. Analog dazu betragen die Zündzeitpunktabstände in der zweiten Zylinderbankreihe 5 bis 8 zwischen Zylinder 5 und 6 90° KW, zwischen Zylinder 6 und 7 sowie zwischen Zylinder 5
15 und 8 180° KW und zwischen Zylinder 7 und 8 270° KW. Wie anhand von Fig. 3 und 4 im folgenden näher erläutert, werden bei der Zündfolge 1 – 3 – 7 – 2 – 6 – 5 – 4 – 8 die Zylinder 3 und 4 in der einen Zylinderbankreihe und die Zylinder 5 und 7 in der anderen Zylinderreihe gegenüber den restlichen Zylindern hinsichtlich des Frischgas-
Befüllungsgrades, im folgenden als Luftaufwand bezeichnet, benachteiligt.

20

Anhand der oberen Abbildung in Fig. 3, bei der die Ventilerhebungskurven der Auslaßventile 28, der mit 90° KW und 180° KW Abstand auspuffenden Zylinder 1, 3 und 2 dargestellt sind, ist die gegenseitige Ausströmbehinderung der um 90° KW Abstand zündenden bzw. auslassenden Zylinder 1 und 3 erkennbar. Weit gravierender in bezug
25 auf den Ladungswechsel ist jedoch die Auslaß- Ventilüberschneidungsphase der mit 180° KW Abstand in einer Zylinderbankreihe auslassenden Zylinder. Wie exemplarisch anhand der Ventilerhebungskurven der Auslaßventile 28 der Zylinder 2 und 3 dargestellt, gelangt der Abgas- Vorauslaßstoß des um 180° KW Abstand später zündenden und auspuffenden Zylinders 2 in die Öffnungs- Überschneidungsphase der beiden Einlaß- und
30 Auslaßventile 26, 28 des Zylinders 3. Diese mit der Überschneidungsphase von Ein- und

Auslaßventil verbundene und bekannte "innere Abgasrückführung" läßt sich bei drosselgesteuerten Ottomotoren nicht ganz vermeiden, da ein Kompromiß zwischen befriedigenden Leerlaufverhalten einerseits und ausreichenden Zeitöffnungsquerschnitten der Ventile bei hohen Drehzahlen andererseits gefunden werden muß. Der in der oberen
5 Abbildung der Fig. 3 als Abgas– Druckwelle W dargestellte Abgas– Auslaßstoß reduziert den Luftaufwand a des sich bereits im Ansaugtakt befindlichen Zylinders 3. Der Einsatz variabler Ventilsteuerzeiten, die zum Beispiel mit Hilfe eines Axial– Nockenwellenverstellers realisiert werden können, verstärkt die Luftaufwandsstreuung der einzelnen Zylinder und zwar um so mehr, je größer die Verstellbereiche sind. Hier
10 kann es zu Luftaufwandsminderung kommen, wodurch der gewünschte Drehmomentzuwachs deutlich reduziert wird. Die Verstellmöglichkeit der Einlaßventil– Öffnungszeiten ist in der oberen Abbildung von Fig. 3 exemplarisch anhand der gestrichelt dargestellten Kurve E3' für Zylinder 3, die gegenüber der Ventilöffnungskurve E3 in Richtung "früh" verschoben ist, dargestellt.

15 Zur Reduzierung der Öffnungs – Überschneidungsphasen, der um 180° KW Abstand auspuffenden Zylinder 1 und 3 bzw. 1 und 4 innerhalb der Zylinderreihe 1 – 4 und der Zylinder 6 und 7 bzw. 5 und 8 innerhalb der Zylinderreihe 5 – 8 weisen die vom Luftaufwand her benachteiligten Zylinder 3, 4, 5, 7 eine größere Nockenbreite für die auf
20 der Auslaßnockenwelle 40 angeordneten Nocken 44 auf. In Fig. 5 ist mit der linken durchgezogenen Kurve A die Ventilerhebung für die Auslaßventile 28 der Zylinder 3, 4, 5, 7 dargestellt, während die gestrichelt dargestellte kleinere Ventilerhebungs– kurve A' den Auslaßventilen 28 der Zylinder 1, 2, 6, 8 zugeordnet ist. Durch die schmalere Auslaßnocken 44' für die Zylinder 1, 2, 6, 8 verringert sich die Öffnungs–
25 Überschneidungsphase der den Zylindern 1, 2, 6, 8 zugeordneten Auslaßventile 28 zu den jeweils um 180° KW Abstand früher öffnenden Auslaßventilen 28 der Zylinder 3, 4, 5, 7. Eine zufriedenstellende Bündelung der Luftaufwandskurven, d.h. einheitlicher Luftaufwand a pro Zylinder über den gesamten Drehzahlbereich werden insbesondere dann erreicht, wenn die schmalere Nocken 44' eine um 10° bis 20° KW pro 1mm
30 Ventilhub kleinere Nockenbreite aufweisen, als die breiten Nocken 44. Durch die kleinere

Nockenbreite für die Zylinder 1, 2, 6, 8 verringert sich aufgrund des fest vorgegebenen Nockenkonturverlaufs, wie in Fig. 5 dargestellt, ebenfalls der maximale Ventilhub der den Zylindern zugeordneten Auslaßventile 28. Die in Fig. 5 auf der rechten Seite dargestellte Kurve E zeigt den Ventilhubverlauf der Einlaßventile 26, der für alle Zylinder 1 bis 8 gleich
5 ausgebildet ist.

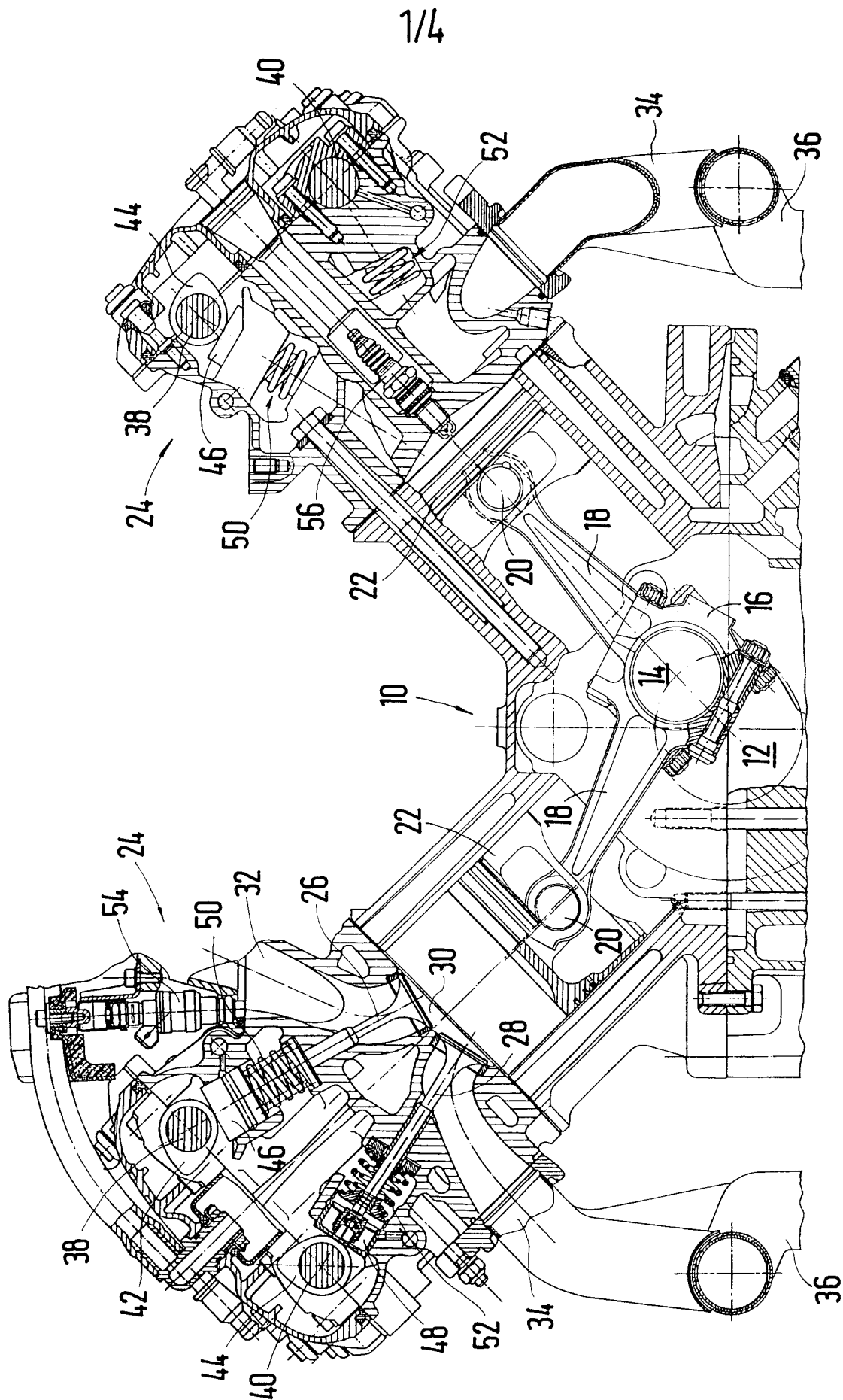
Mit einem derartigen, besonders für V8-Motoren mit 90° Kröpfung der Kurbelwelle und einer 4 in 1 – Abgaskrümmerausführung ausgeführten Nockenwellenkonzept kommen die Effekte variabler Ventilsteuerzeiten im gesamten Drehzahlbereich zur Wirkung, der mit
10 dem gewünschten fülligen Drehmomentverlauf verbunden ist. Da bei V8-Motoren aufgrund der Anzahl von Vorkatalysatoren bzw. Lambdasonden eine 4 in 1 – Abgaskrümmerausführung mit kurzen Krümmerrohren angestrebt wird, bei der jedoch die eingangs beschriebenen nachteiligen Effekte bzgl. der Zylinderbefüllung mit Frischgas auftreten, kann das vorbeschriebene Nockenwellenkonzept besonders wirkungsvoll
15 eingesetzt werden.

Anstelle zylinderspezifischer Nocken sind jedoch auch andere Ausführungsformen zur Reduzierung der Öffnungs – Überschneidungsphasen von Auslaßventilen mehrzylindriger Brennkraftmaschinen möglich. Mit Hilfe vollvariabler Ventilsteuerungen, wie z. B. dem rein
20 mechanisch vollvariablen Ventiltrieb, dem mechanisch/hydraulisch vollvariablen Ventiltrieb und dem elektromechanischen Ventiltrieb läßt sich das vorbeschriebene Konzept ebenfalls realisieren.

Patentansprüche

1. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine mit mindestens einer Zylinderreihe, die ein
5 Zylinderkopfgehäuse mit darin angeordneten Ein- und Auslaßventilen aufweist, die über Steuermittel in Abhängigkeit von der Drehlage der Kurbelwelle Verbrennungsluft den Zylindern zuführen und Verbrennungsabgase über eine Abgasanlage abführen, dadurch gekennzeichnet, das Mittel (44') zur Realisierung von unterschiedlichen Auslaß-Ventilhubverläufen von mindestens zwei in einer Zylinderreihe angeordneten
10 Zylindern vorgesehen sind, die zu einer Reduzierung von Öffnungs-Überschneidungsphasen dieser Auslaßventile (28) führen, wobei sich das Einlaßventil (26) und das Auslaßventil (28) einer der beiden Zylinder selbst in einer Öffnungs-Überschneidungsphase befinden.
- 15 2. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaß-(26) und die Auslaßventile (28) über eine Nockenwelle (38, 40) und Nockenwellenfolger (44, 44') betätigt werden, wobei die auf der Auslaßnockenwelle (40) angeordneten Nocken (44, 44') unterschiedliche Nockenformen aufweisen.
- 20 3. Mehrzylindrige Brennkraftmaschinen nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die auf der Auslaßnockenwelle (40) angeordneten Nocken (44, 44') unterschiedliche Nockenbreiten aufweisen.
4. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß
25 bei 1mm Ventilhub der/die schmalen Nocken (44') eine um 10° bis 20° kleinere Nockenbreite aufweisen, als der/die breiten Nocken (44).
5. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Brennkraftmaschine als mit zwei Zylinderreihen
30 versehener V8-Motor ausgebildet ist, dessen Kurbelwelle eine 90° Kröpfung aufweist.

6. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß auf der Abgasseite der beiden Zylinderreihen jeweils ein 4-Finger-Abgaskrümmmer vorgesehen ist, der jeweils in ein gemeinsames Abgasrohr (36) einmündet.



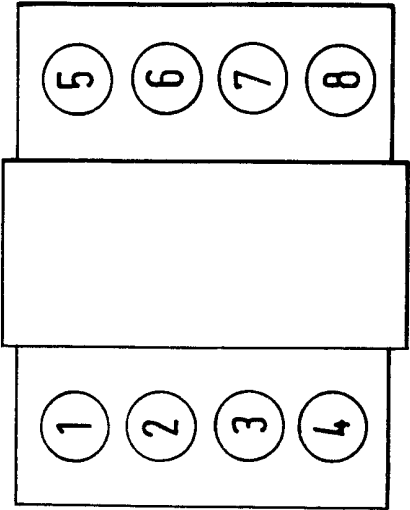


Fig.2

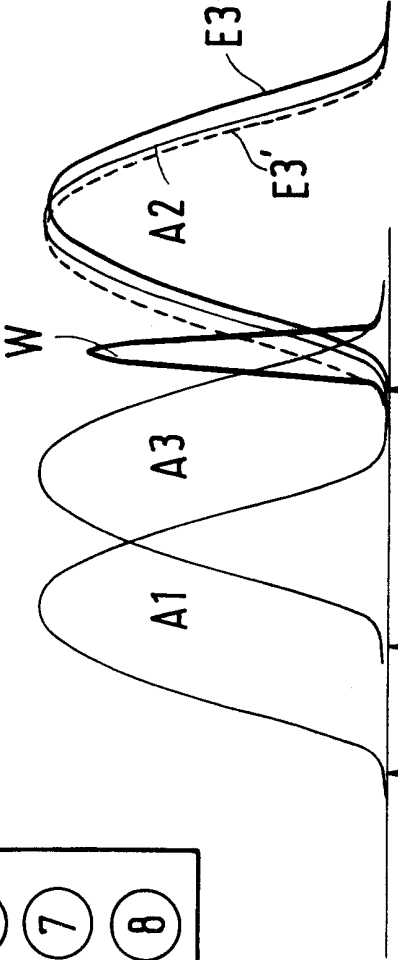
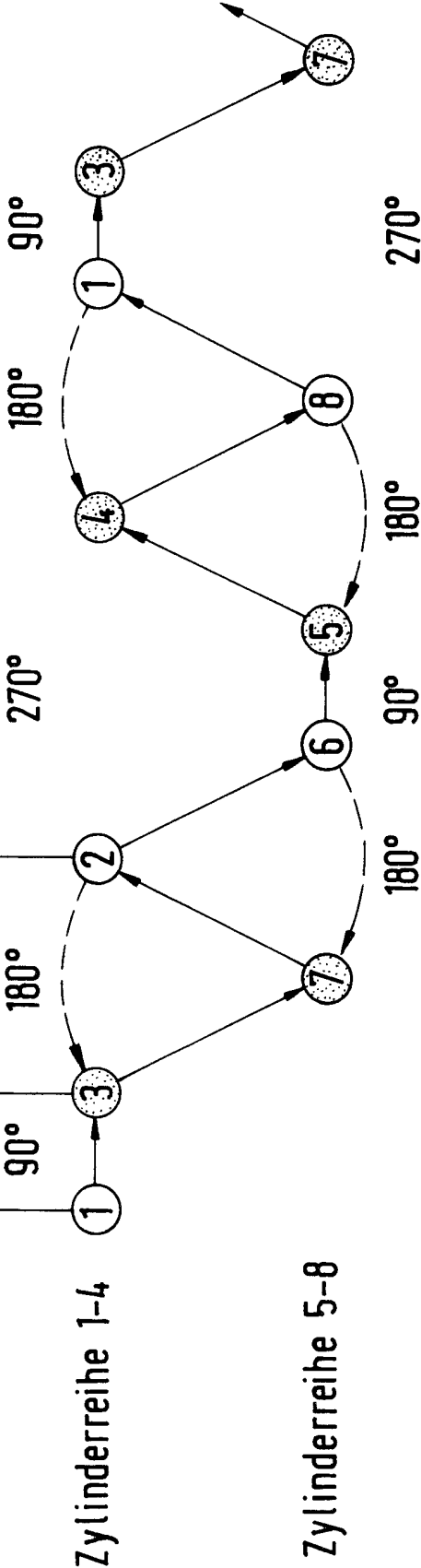


Fig.3



3/4

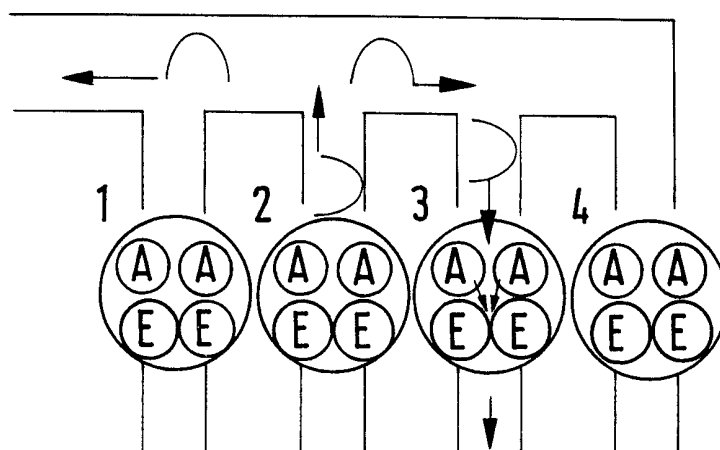


Fig. 4

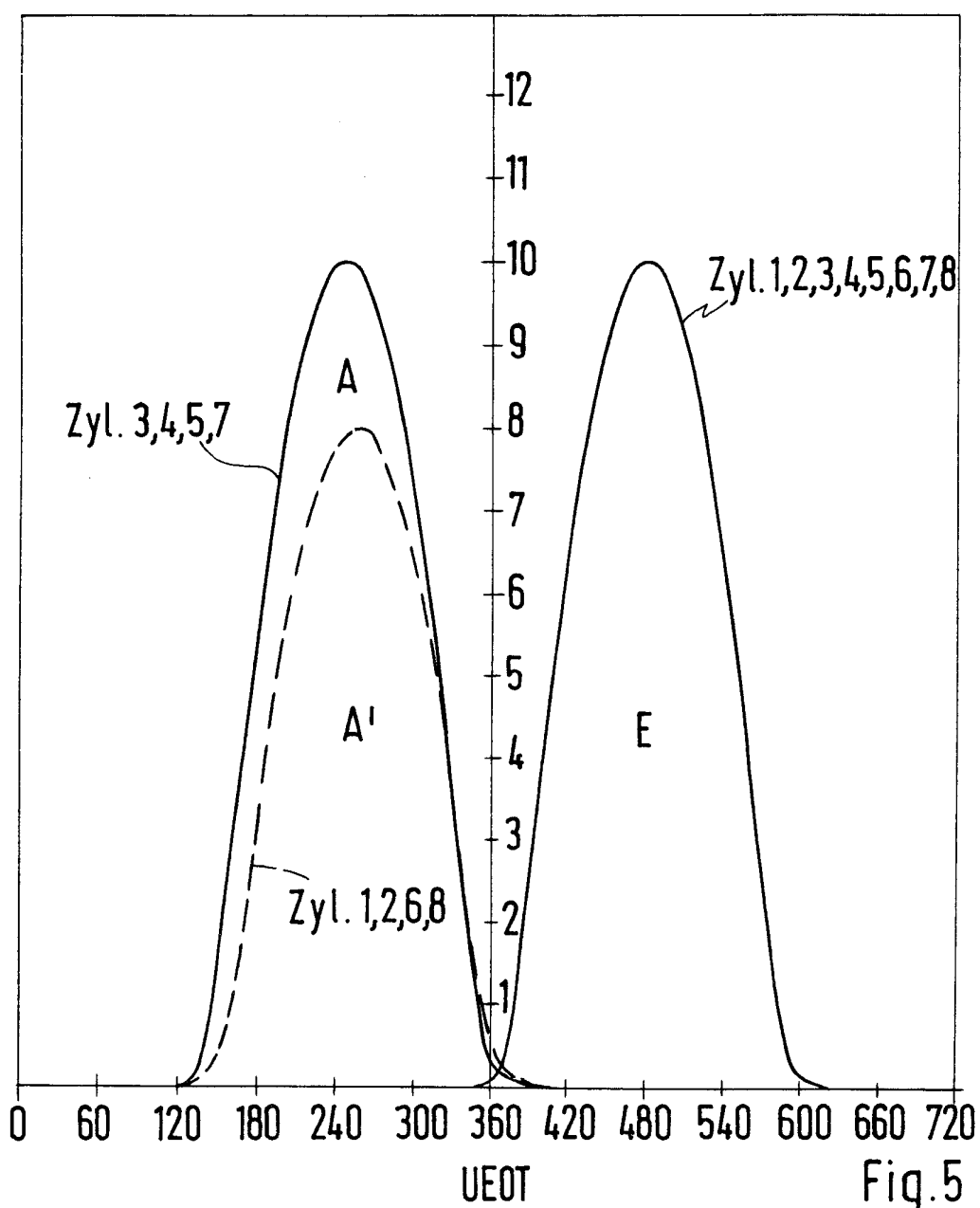
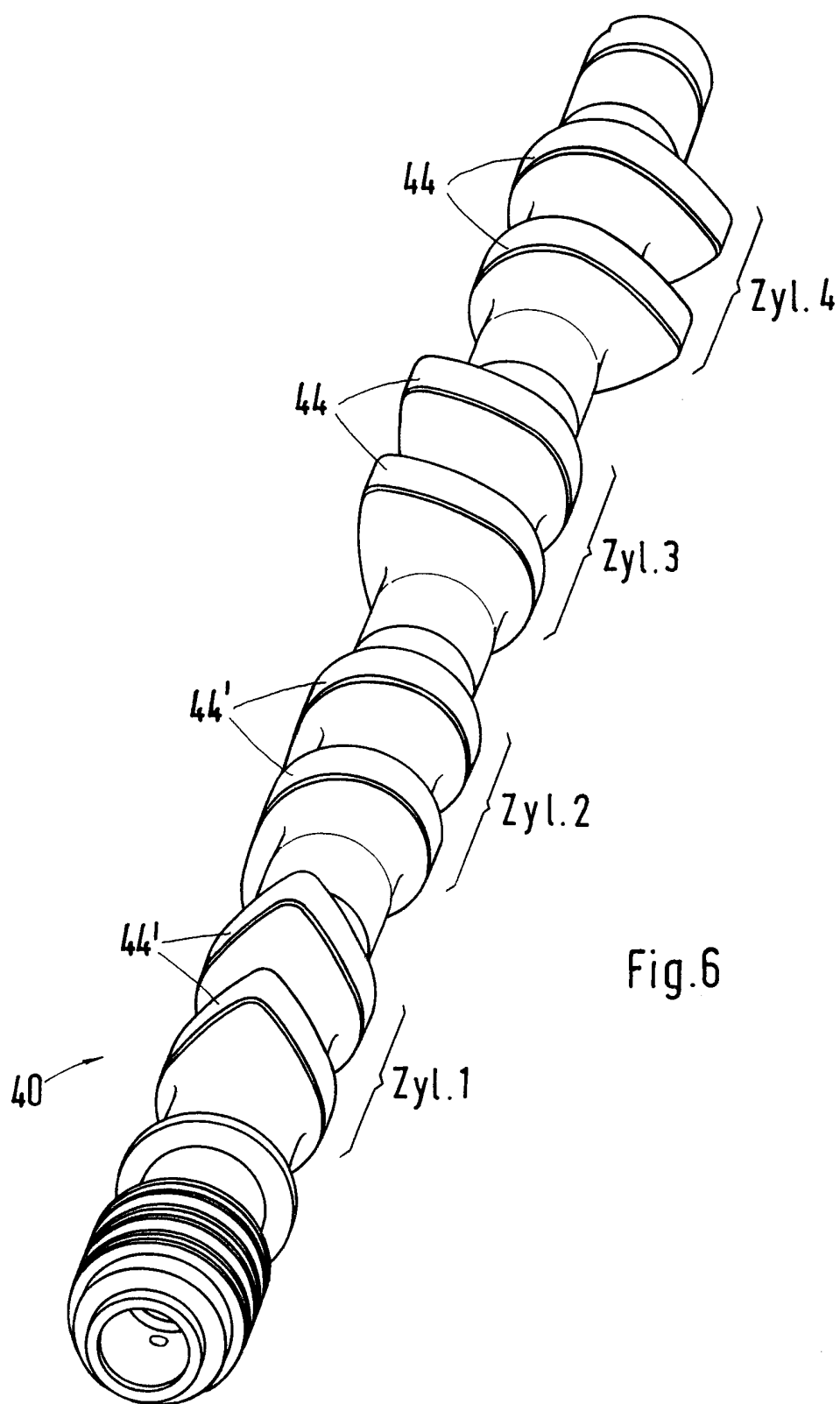


Fig. 5

L_4/L_4



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 00/10450

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F01L1/047 F01L1/053 F01L1/08 F01L1/26

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F01L

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4 878 462 A (KURISU TORU ET AL) 7 November 1989 (1989-11-07) column 3, line 1-31; figures ---	1
A	US 4 512 311 A (SUGIYAMA KEIICHI) 23 April 1985 (1985-04-23) column 2, line 11-15; figures ---	1
A	EP 0 319 956 A (NISSAN MOTOR) 14 June 1989 (1989-06-14) abstract; figure 1 -----	1



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents:

A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

E earlier document but published on or after the international filing date

L document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

O document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

P document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

G document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

12 February 2001

Date of mailing of the international search report

19/02/2001

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040. Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Klinger, T

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 00/10450

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 4878462 A	07-11-1989	JP 63192908 A	10-08-1988
US 4512311 A	23-04-1985	JP 57070914 A	01-05-1982
		US 4576131 A	18-03-1986
EP 0319956 A	14-06-1989	JP 1159417 A	22-06-1989
		DE 3875593 D	03-12-1992
		DE 3875593 T	11-03-1993
		US 4964375 A	23-10-1990

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 00/10450

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 F01L1/047 F01L1/053 F01L1/08 F01L1/26

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F01L

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie°	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 4 878 462 A (KURISU TORU ET AL) 7. November 1989 (1989-11-07) Spalte 3, Zeile 1-31; Abbildungen ---	1
A	US 4 512 311 A (SUGIYAMA KEIICHI) 23. April 1985 (1985-04-23) Spalte 2, Zeile 11-15; Abbildungen ---	1
A	EP 0 319 956 A (NISSAN MOTOR) 14. Juni 1989 (1989-06-14) Zusammenfassung; Abbildung 1 -----	1

☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

° Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

12. Februar 2001

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

19/02/2001

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Klinger, T

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 00/10450

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 4878462 A	07-11-1989	JP 63192908 A	10-08-1988
US 4512311 A	23-04-1985	JP 57070914 A	01-05-1982
		US 4576131 A	18-03-1986
EP 0319956 A	14-06-1989	JP 1159417 A	22-06-1989
		DE 3875593 D	03-12-1992
		DE 3875593 T	11-03-1993
		US 4964375 A	23-10-1990