

(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
19. Juli 2007 (19.07.2007)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2007/079510 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:

F01L 1/02 (2006.01) **F02D 13/02** (2006.01)
F01L 1/34 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/AT2006/000532

(22) Internationales Anmeldedatum:
21. Dezember 2006 (21.12.2006)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

A 35/2006 10. Januar 2006 (10.01.2006) AT
A 1094/2006 29. Juni 2006 (29.06.2006) AT

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **AVL LIST GMBH** [AT/AT]; Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz (AT).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **KAPUS, Paul** [AT/AT]; Waldweg 9, A-8111 Judendorf (AT).

(74) Anwalt: **BABELUK, Michael**; Mariahilfer Gürtel 39/17, A-1150 Wien (AT).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

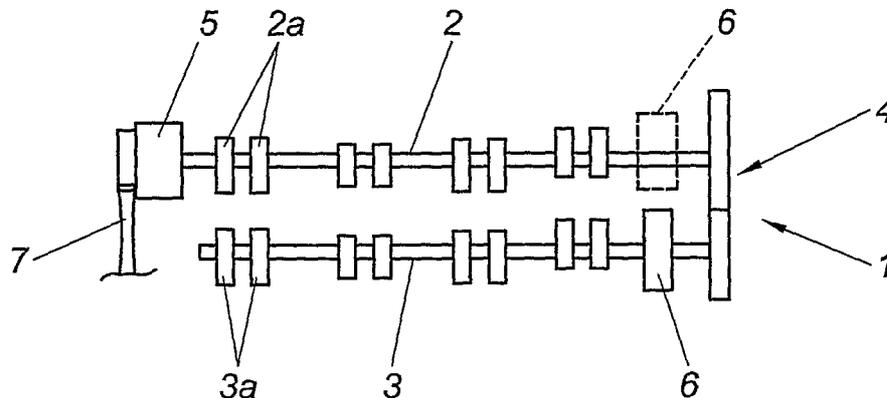
Veröffentlicht:

— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: BRENNKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to an internal combustion engine comprising at least one first camshaft (2) and at least one second camshaft (3). Said camshafts (2, 3) are interlinked via a coupling gear (4), the first camshaft (2) being rotatable by a first phase shifter (5). The aim of the invention is to reduce the power of friction in the traction mode with minimum complications. For this purpose, the second camshaft (3) can be rotated by a second phase shifter (6) in such a manner that phase-shift of the second camshaft (3) is the result of the sum of adjustment movements of the two phase shifters (5, 6).

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest einer ersten Nockenwelle (2) und zumindest einer zweiten Nockenwelle (3), welche Nockenwellen (2, 3) durch einen Koppeltrieb (4) miteinander verbunden sind, wobei die erste Nockenwelle (2) durch einen ersten Phasenschieber (5) verdrehbar ist. Um mit möglichst geringem Aufwand die Reibleistung im Schlepptrieb zu vermindern, ist vorgesehen, dass die zweite Nockenwelle (3) durch einen zweiten Phasenschieber (6) so verdrehbar ist, dass sich die Phasenverstellung der zweiten Nockenwelle (3) als Summe der Stellbewegungen der beiden Phasenschieber (5, 6) ergibt.



WO 2007/079510 A2



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.

Brennkraftmaschine

Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest einer ersten Nockenwelle und zumindest einer zweiten Nockenwelle, welche Nockenwellen durch einen Koppeltrieb miteinander verbunden sind, wobei die erste Nockenwelle durch einen ersten Phasenschieber verdrehbar ist. Weiters betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Absenken der Reibleistung im Schleppbetrieb bei einer Brennkraftmaschine mit einer ersten Nockenwelle und einer zweiten Nockenwelle, welche Nockenwellen durch einen Koppeltrieb miteinander verbunden sind, wobei mit der ersten Nockenwelle ein erster Phasenschieber verbunden wird. Ferner betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoffeinspritzung, welche zumindest einen Abgasturbolader und zumindest eine Abgasnachbehandlungseinrichtung aufweist, mit zumindest einer Einrichtung zur Veränderung der Einlass- und/oder Auslasssteuerzeit, wobei die Brennkraftmaschine insbesondere bei niedriger Drehzahl mit einer definierten Ventilüberschneidung von Ein- und Auslassventilen zum Spülen des Brennraumes betrieben wird, und wobei die Ventilüberschneidung in Abhängigkeit zumindest eines Motorbetriebsparameters verändert wird.

Überström-, Drossel- und Reibverluste werden für die Motorbremswirkung einer Brennkraftmaschine im Schubbetrieb ausgenutzt. Es gibt aber Betriebszustände, bei denen eine geringere Motorbremswirkung oder eine Absenkung der Reibleistung im Schleppbetrieb gewünscht ist. Derartige Betriebszustände können beispielsweise bei Hybrid-Antriebskonzepten erforderlich sein, um im Schubbetrieb eine höhere Energiemenge über eine elektrische Maschine in einen Energiespeicher zurückzuladen. Auch bei rein elektromotorischem Betrieb eines Hybridfahrzeuges kann es in bestimmten Betriebsbereichen vorteilhaft sein, wenn die Brennkraftmaschine im Schleppbetrieb von einer elektrischen Maschine angetrieben wird, wobei die elektrische Maschine auch das Fahrzeug antreibt. In diesen Betriebsbereichen sind minimale Reibleistungen im Schleppbetrieb wünschenswert.

Es ist bekannt, Phasenschieber zur Verstellung der Steuerzeit einer Nockenwelle einzusetzen, welche über einen Koppeltrieb mit einer zweiten Nockenwelle verbunden ist. Durch Betätigung des Phasenschiebers kann somit die Steuerzeit beider Nockenwellen synchron nach früh oder spät verstellt werden. Zur Absenkung der Reibleistung im Schleppbetrieb ist diese Anordnung allerdings aufgrund des relativ geringen Verstellbereiches und der vergleichsweise kleinen Verstellgeschwindigkeit schlecht geeignet.

Eine durch Hubraumreduktion erwirkte Verlagerung der Motorbetriebspunkte hin zu verbrauchsgünstigeren Kennfeldpunkten stellt eine wirksame Maßnahme zur Verbrauchsreduktion bei Diesel-Brennkraftmaschinen und bei Otto-Brennkraftmaschinen dar. Zur Beibehaltung der Fahrleistung ist eine Steigerung der Leistungsdichte des Motors durch Aufladung erforderlich. Turboaufladung ist dabei aus verschiedenen bekannten Gründen vorteilhaft. Der Nachteil dieser Aufladart ist jedoch eine prinzipielle Schwäche im stationären und insbesondere im instationären Verhalten bei niedrigen Motordrehzahlen. Die Optimierung des Ladungswechsels bei sehr niedrigen Drehzahlen ist eine Voraussetzung für die bestmögliche Nutzung des Turboladers, bzw. weiterer Aufladeaggregate und folglich für ein breites nutzbares Drehzahlband.

Wichtig für niedrige Volllastdrehzahlen ist ein spülender Ladungswechsel, einerseits wegen einer effizienten Restgasausspülung und eines hohen Liefergrades, andererseits wegen einer Erhöhung des Massenstroms über die Turbine. Dieser bewirkt höhere Turbinenarbeit und steigenden Ladedruck. Die Gefahr des Verdichterpumpens wird insofern begegnet, als sich die Betriebspunkte im Verdichterkennfeld mit spülendem Ladungswechsel deutlich nach rechts, hin zu größeren Durchsätzen verlagern.

Bei niedriger Drehzahl wird mit großer Ventilüberschneidung gefahren, um den Abgasturbolader in einen besseren Wirkungsgradbereich zu schieben. Das Spülen ist begrenzt durch exotherme Reaktionen im Katalysator. Da sich im Stationärfall der Katalysator zu stark aufheizen würde, wenn über längere Zeitdauer auf konstant niedriger Drehzahl gefahren würde, wird zumeist nicht die optimale Überschneidung für den besten Drehmomentaufbau appliziert, um zu starke Katalysatoralterung zu vermeiden.

Bei Turbomotoren werden Phasenschieber eingesetzt, um das Drehmoment der Brennkraftmaschine bei niedrigen Drehzahlen zu verbessern. Bei dieser Spülstrategie kommt es zu einer Erhöhung der HC-Emissionen und des Sauerstoffgehaltes im Abgas. Dies führt zu einer exothermen Reaktion im Katalysator und weiter zu Katalysatoralterung, bzw. Überhitzung des Katalysators. Daher muss die Überschneidung, bzw. das Spülen begrenzt werden.

Es ist bekannt, die Ventilüberschneidung in Abhängigkeit der Motortemperatur durchzuführen, beispielsweise aus der JP 2004-176680 A2 oder der US 6,109,225 A. Dies gestattet allerdings nur eine quasistationäre, keinesfalls eine dynamische Änderung der Nockenwellenstellung, um den Ladedruckaufbau eines Turboladers zu unterstützen.

Es ist die Aufgabe der Erfindung, diese Nachteile zu vermeiden und eine Vorrichtung, sowie ein Verfahren zu schaffen, mit welchem die Reibleistung einer Brennkraftmaschine im Schleppbetrieb schnell und effektiv verstellt werden kann. Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist es, im Transientfall einen optimalen Betrieb des Abgasturboladers zu erreichen.

Erfindungsgemäß erfolgt dies dadurch, dass die zweite Nockenwelle durch einen zweiten Phasenschieber so verdrehbar ist, dass sich die Phasenverstellung der zweiten Nockenwelle als Summe der Stellbewegungen der beiden Phasenschieber ergibt. Der zweite Phasenschieber ist zwischen erster und zweiter Nockenwelle, vorzugsweise zwischen Koppeltrieb und zweiter Nockenwelle angeordnet. Es ist aber auch möglich, den zweiten Phasenschieber zwischen erster und zweiter Nockenwelle anzuordnen. Die erste Nockenwelle bildet dabei eine Auslassnockenwelle, die zweite Nockenwelle eine Einlassnockenwelle aus.

Das erfindungsgemäße Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, dass mit der zweiten Nockenwelle ein zweiter Phasenschieber zwischen Koppeltrieb und zweiter Nockenwelle verbunden wird und dass in zumindest einem vordefinierten Motorbetriebsbereich die zweite Nockenwelle durch den ersten und zweiten Phasenschieber verdreht wird, wobei sich die Verdrehung der zweiten Nockenwelle als Summe der Verdrehbewegungen zu Folge des ersten und des zweiten Phasenschieber ergibt.

Zum Absenken der Reibleistung werden die Auslassnockenwelle und/oder die Einlassnockenwelle nach spät verstellt, wobei vorzugsweise die Spätverstellung der Einlassnockenwelle größer ist als die Spätverstellung der Auslassnockenwelle.

Die Verstellbereiche für die Auslassnockenwelle beträgt dabei etwa 40° bis 60° , für die Einlassnockenwelle 40° bis 120° . Wesentlich ist, dass sich der Verstellbereich der zweiten Nockenwelle durch Addition der Verstellbereiche des ersten und des zweiten Phasenschiebers ergibt. Durch den Koppeltrieb addieren sich die Verstellwege und die Verstellgeschwindigkeiten der beiden Phasenschieber.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn das Auslassöffnen spätestens bei 210° Kurbelwinkel, vorzugsweise spätestens bei 200° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Verbrennung erfolgt. Der Einlassschluss sollte mindestens erst bei 610° , vorzugsweise mindestens erst bei 630° Kurbelwinkel erfolgen. Der Einlassschluss von herkömmlichen Brennkraftmaschinen liegt im Vergleich dazu zwischen etwa 540° und 610° Kurbelwinkel. Alle Steuerzeiten beziehen sich auf 1 mm Ventilhub.

Auch nach der Phasenverstellung der Nockenwellen sollte eine minimale Ventilüberschneidung bestehen. Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass im Über-

schneidungsbereich der Hub der sich überschneidenden Ventile mindestens 0,1 mm, vorzugsweise mindestens 0,3 mm beträgt.

Dadurch ist es möglich, im Schleppbetrieb mit Spätstellung beider Phasenschieber (Steuerzeit, Einlass und Auslass) die Verdichtung abzusenken, die Füllung zu minimieren und dadurch die Reibleistung abzusenken.

Dadurch kann die Brennkraftmaschine im Schubbetrieb mehr Energie über die elektrische Maschine (Generatorbetrieb) in den Energiespeicher zurückladen. Genauso ist es möglich, dass die Brennkraftmaschine mit geringer Motorbremswirkung im Schubbetrieb betrieben werden kann. Weiters kann ein Hybridantrieb rein elektrisch betrieben werden. Die Brennkraftmaschine wird dabei im Schleppbetrieb von der elektrischen Maschine angetrieben. Die elektrische Maschine treibt auch das Fahrzeug an.

Trotz dieses Betriebes ist an der Vollast der Brennkraftmaschine ein Betrieb mit frühem Einlassschluss und großer Ventilüberschneidung möglich, das heißt, die Brennkraftmaschine liefert schon bei niedrigen Drehzahlen Drehmoment (beispielsweise Turbo-Hybrid mit Nachladen in jedem Betriebszustand). Für diesen Betrieb mit hohem Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen ist eine Steuerzeitverstellung nötig. Da ohnehin bei aufgeladenen Brennkraftmaschinen Phasensteller meist erforderlich sind, sind für den Betrieb mit spätem Einlassschluss keine zusätzlichen Aufwendungen erforderlich.

Ein optimaler Betrieb des Abgasturboladers kann erreicht werden, wenn das Spülen nach Erreichen eines Schwellwertes des Motorbetriebsparameters – beispielsweise des Ladedruckes, einer abgelaufenen Zeit, der Abgastemperatur, der Temperatur im Katalysator, des Motormomentes – begrenzt oder vermindert wird, wobei vorzugsweise die Ventilüberschneidung im transienten Betriebsfall verändert wird.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn vor Erreichen des Schwellwertes die Ventilüberschneidung für maximalen Ladedruck eingestellt wird, und nach Erreichen des Schwellwertes auf den Wert für maximale zulässige Temperatur im Katalysator zurückgefahren (reduziert) wird.

Im Transientfall – der Beschleunigung – wird nur kurz die kritische Drehzahl des Abgasturboladers durchlaufen. Falls die Brennkraftmaschine stationär im kritischen Drehzahlbereich mit großer Überschneidung betrieben wird, kann die Überschneidung auf das katalysatorverträgliche Maß zurückgefahren werden. Diese Verminderung der Überschneidung (bzw. des Spülens, bzw. das Verstellen der Ein- oder Auslassnockenwelle oder beider Nockenwellen) kann in Abhängigkeit verschiedener berechneter oder gemessener Motorparameter, wie dem La-

dedruck, dem Motordrehmoment, der Abgastemperatur, der Temperatur in der Abgasnachbehandlungseinrichtung oder einer bestimmten Betriebsdauer in einem bestimmten Motorbetriebszustand durchgeführt werden.

Somit kann das Drehmoment der Brennkraftmaschine verbessert werden, indem die Ventilüberschneidung, bzw. die Verstellung der Nockenwellen an das Verhalten der Brennkraftmaschine, bzw. des Katalysators angepasst wird.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 schematisch eine Nockenwellenanordnung einer erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine;
- Fig. 2 ein Ventilhubdiagramm; und
- Fig. 3 Betriebsparameter im Transientfall, über der Zeit aufgetragen.

Die in Fig. 1 dargestellte Ventilbetätigungseinrichtung 1 weist eine erste Nockenwelle 2 und eine zweite Nockenwelle 3 auf, wobei die erste Nockenwelle 2 als Auslassnockenwelle und die zweite Nockenwelle 3 als Einlassnockenwelle ausgebildet ist. Die erste Nockenwelle 2 wird beispielsweise über ein Zugmittel 7 durch eine nicht weiter dargestellte Kurbelwelle angetrieben. Über erste Nocken 2a werden nicht weiter dargestellte Auslassventile und über zweite Nocken 3a nicht weiter dargestellte Einlassventile betätigt. Die erste und die zweite Nockenwelle 2, 3 sind über einen Koppeltrieb 4, beispielsweise ein Stirnradgetriebe oder ein Zugmittelgetriebe, miteinander verbunden. Die erste Nockenwelle 2 kann über einen ersten Phasenversteller 5 verdreht werden. Im Ausführungsbeispiel ist zwischen dem Koppeltrieb 4 und der zweiten Nockenwelle 3 ein zweiter Phasenversteller 6 angeordnet, über welche die zweite Nockenwelle 3 relativ zu ersten Nockenwelle 2 verdreht werden kann. Es ist aber auch möglich, den zweiten Phasensteller 6 zwischen erster Nockenwelle 2 und dem Koppeltrieb 4 anzuordnen, wie in Fig. 1 durch strichlierte Linien angedeutet ist. Die Verstellung der zweiten Nockenwelle 3 setzt sich aus der Summe der Verdrehbewegungen zu Folge des ersten Phasenstellers 5 und des zweiten Phasenstellers 6 zusammen, wobei sich nicht nur die Verstellwege, sondern auch die Verstellgeschwindigkeiten der beiden Phasenschieber 5, 6 für die zweite Nockenwelle 3 addieren.

In Fig. 2 sind die Ventilhübe H für Aus- und Einlassventile über dem Kurbelwinkel KW dargestellt, wobei mit Bezugszeichen A die Ventilhübe für die Auslassventile und mit E die Ventilhübe für die Einlassventile angedeutet sind. Es ist zu erkennen, dass der Verstellbereich der Auslassventile zwischen 40° bis 60° und der Verstellbereich der Einlassventile zwischen 40° und 120° beträgt. Der Einlassschluss liegt bevorzugt nach 610° Kurbelwinkel KW nach dem oberen Totpunkt

der Zündung. Der Beginn des Auslassöffnens – bezogen auf 1 mm Hub – liegt maximal bei 210° Kurbelwinkel. Auch nach der Verstellung sollte eine minimale Überschneidung der Einlass- und Auslassventile vorliegen. Durch Spätverstellen der Auslasssteuerzeiten und der Einlasssteuerzeiten in dem angegebenen Ausmaß kann im Schleppbetrieb die Verdichtung abgesenkt, die Füllung minimiert und dadurch die Reibleistung vermindert werden. Dies ermöglicht es, bei einem Hybridantrieb über die Brennkraftmaschine im Schubbetrieb mehr Energie mittels der elektrischen Maschine in einen Energiespeicher zurückzuladen. Weiters kann die Brennkraftmaschine mit geringer Motorbremswirkung im Schubbetrieb betrieben werden.

Insbesondere bei einem sogenannten Mild-Hybrid (Kurbelwellenstartergenerator oder riemengetriebener Generator) kann elektrisch gefahren werden, wobei die Brennkraftmaschine im Schleppbetrieb durch die elektrische Maschine angetrieben wird, welche auch das Fahrzeug antreibt.

Trotz dieses Betriebes ist an der Vollast der Brennkraftmaschine ein Betrieb mit frühem Einlassschluss und großer Ventilüberschneidung möglich. Dies bedeutet, dass die Brennkraftmaschine schon bei niedrigen Drehzahlen Drehmoment liefert. Bei Turbo-Hybridantrieben kann in jedem Betriebszustand in einen Energiespeicher nachgeladen werden. Für diesen Betrieb mit hohem Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen ist sowieso eine Steuerzeitenverstellung nötig. Für den Betrieb mit spätem Einlassschluss ist somit kein oder nur ein geringer zusätzlicher Aufwand erforderlich.

Das erfindungsgemäße Verfahren lässt sich besonders vorteilhaft bei Brennkraftmaschinen mit vier Gaswechselventilen pro Zylinder realisieren.

Die Fig. 3 zeigt die Fahrpedalstellung FP, den Stellweg ENS des Einlassnockenwellensteller, den Stellweg ANS des Auslassnockenwellensteller, den die Nockenwellenverstellung bestimmenden Parameter P (zum Beispiel den Ladedruck) und die Temperatur T im Katalysator über der Zeit t aufgetragen. Bei der durch die Fahrpedalstellung FP angedeuteten Lastanforderung aus niedriger Last wird der Einlassnockenwellensteller und/oder der Auslassnockenwellensteller in Richtung früh bzw. spät verstellt, sodass die Ventilüberschneidung im Sinne eines spülenden Ladungswechsels verändert wird. Bei Erreichen einer durch den Parameter P (Zeit, Ladedruck, Abgastemperatur, oder dergleichen) vorgegebenen Schwelle S wird die Überschneidung auf das maximale Maß, welches beispielsweise durch die Abgastemperatur im Katalysator bestimmt wird, zurückgefahren. Wie der untersten Kurve T zu entnehmen ist, steigt die Temperatur T im Katalysator während des Ladedruckaufbaues und sinkt wieder, nachdem die Ventilüberschneidung verringert worden ist.

PATENTANSPRÜCHE

1. Brennkraftmaschine mit zumindest einer ersten Nockenwelle (2) und zumindest einer zweiten Nockenwelle (3), welche Nockenwellen (2, 3) durch einen Koppeltrieb (4) miteinander verbunden sind, wobei die erste Nockenwelle (2) durch einen ersten Phasenschieber (5) verdrehbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die zweite Nockenwelle (3) durch einen zweiten Phasenschieber (6) so verdrehbar ist, dass sich die Phasenverstellung der zweiten Nockenwelle (3) als Summe der Stellbewegungen der beiden Phasenschieber (5, 6) ergibt.
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass der zweite Phasenschieber (6) zwischen erster und zweiter Nockenwelle (2, 3), vorzugsweise zwischen Koppeltrieb (4) und zweiter Nockenwelle (3) angeordnet ist.
3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Nockenwelle (2) als Auslassnockenwelle und die zweite Nockenwelle (3) als Einlassnockenwelle ausgebildet ist.
4. Verfahren zum Absenken der Reibleistung im Schleppbetrieb bei einer Brennkraftmaschine mit einer ersten Nockenwelle (2) und einer zweiten Nockenwelle (3), welche Nockenwellen (2, 3) durch einen Koppeltrieb (4) miteinander verbunden sind, wobei mit der ersten Nockenwelle (2) ein erster Phasenschieber (5) verbunden wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass mit der zweiten Nockenwelle (3) ein zweiter Phasenschieber (6) zwischen erster und zweiter Nockenwelle (2, 3) verbunden wird und dass in zumindest einem vordefinierten Motorbetriebsbereich die zweite Nockenwelle (3) durch den ersten und zweiten Phasenschieber (5, 6) verdreht wird.
5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die Verdrehung der zweiten Nockenwelle als Summe der Verdrehbewegungen zu Folge des ersten und des zweiten Phasenschieber (5, 6) ergibt.
6. Verfahren nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass zum Absenken der Reibleistung die als Auslassnockenwelle ausgebildete erste Nockenwelle (2) und die als Einlassnockenwelle ausgebildete zweite Nockenwelle (3) nach spät verstellt wird, wobei vorzugsweise die Verstellung der zweiten Nockenwelle (3) größer ist als die Verstellung der ersten Nockenwelle (2).

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass in zumindest einem Motorbetriebsbereich die als Auslassnockenwelle ausgebildete erste Nockenwelle (2) um 40° bis 60° nach spät verdreht wird.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass in zumindest einem Motorbetriebsbereich die als Einlassnockenwelle ausgebildete zweite Nockenwelle (3) um 40° bis 100° nach spät verstellt wird.
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Auslassöffnen spätestens bei 210° Kurbelwinkel, vorzugsweise spätestens bei 200° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Verbrennung – bezogen auf 1 mm Ventilhub – erfolgt.
10. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Einlassschluss später als 610° Kurbelwinkel, vorzugsweise später als 630° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Verbrennung – bezogen auf 1 mm Ventilhub – erfolgt.
11. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Überschneidung zwischen Auslass- und Einlasshub größer als 0° Kurbelwinkel ist.
12. Verfahren nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass im Überschneidungsbereich der Hub der sich überschneidenden Ventile mindestens 0,1 mm, vorzugsweise mindestens 0,3 mm beträgt.
13. Verfahren zum Betreiben einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine mit direkter Kraftstoffeinspritzung, welche zumindest einen Abgasturbolader und zumindest eine Abgasnachbehandlungseinrichtung aufweist, mit zumindest einer Einrichtung zur Veränderung der Einlass- und/oder Auslasssteuerzeit, wobei die Brennkraftmaschine insbesondere bei niedriger Drehzahl mit einer definierten Ventilüberschneidung von Ein- und Auslassventilen zum Spülen des Brennraumes betrieben wird, und wobei die Ventilüberschneidung in Abhängigkeit zumindest eines Motorbetriebsparameters verändert wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Spülen nach Erreichen eines Schwellwertes des Motorbetriebsparameters begrenzt oder vermindert wird.
14. Verfahren nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass vor Erreichen des Schwellwertes die Ventilüberschneidung für maximalen Ladedruck eingestellt wird und nach Erreichen des Schwellwertes auf den Wert

für maximal zulässige Temperatur im Katalysator nach Erreichen des Schwellwertes reduziert wird.

15. Verfahren nach Anspruch 13 oder 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Motorbetriebsparameter der Ladedruck ist.
16. Verfahren nach einem der Ansprüche 13 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Motorbetriebsparameter ein berechnetes oder gemessenes Motordrehmoment ist.
17. Verfahren nach einem der Ansprüche 13 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Motorbetriebsparameter eine gemessene oder berechnete Temperatur an der Abgasnachbehandlungseinrichtung ist.
18. Verfahren nach einem der Ansprüche 13 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Motorbetriebsparameter eine vordefinierte Betriebsdauer ist.
19. Verfahren nach einem der Ansprüche 13 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilüberschneidung im transienten Betriebsfall verändert wird.

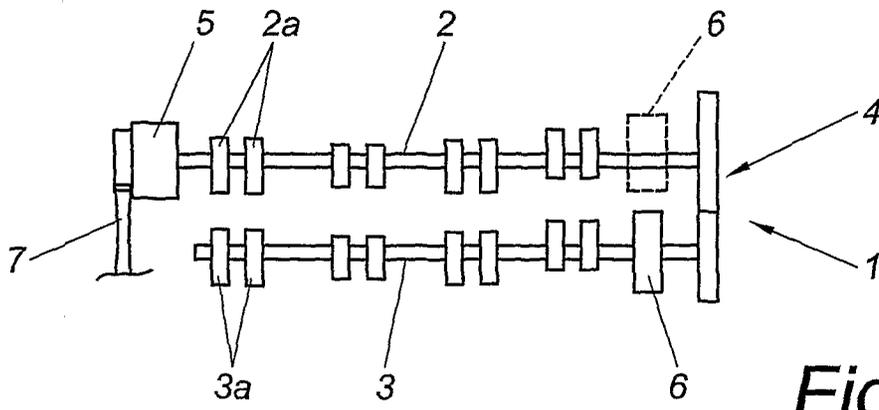


Fig.1

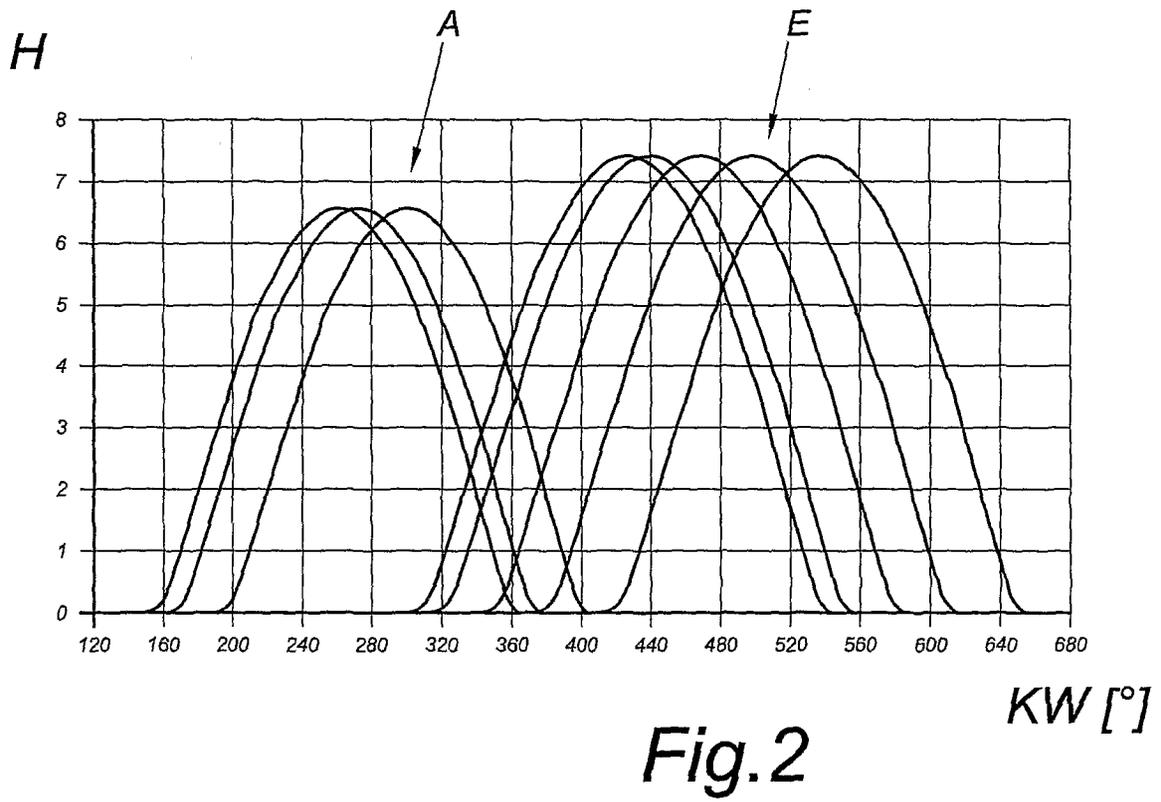


Fig.2 KW [°]

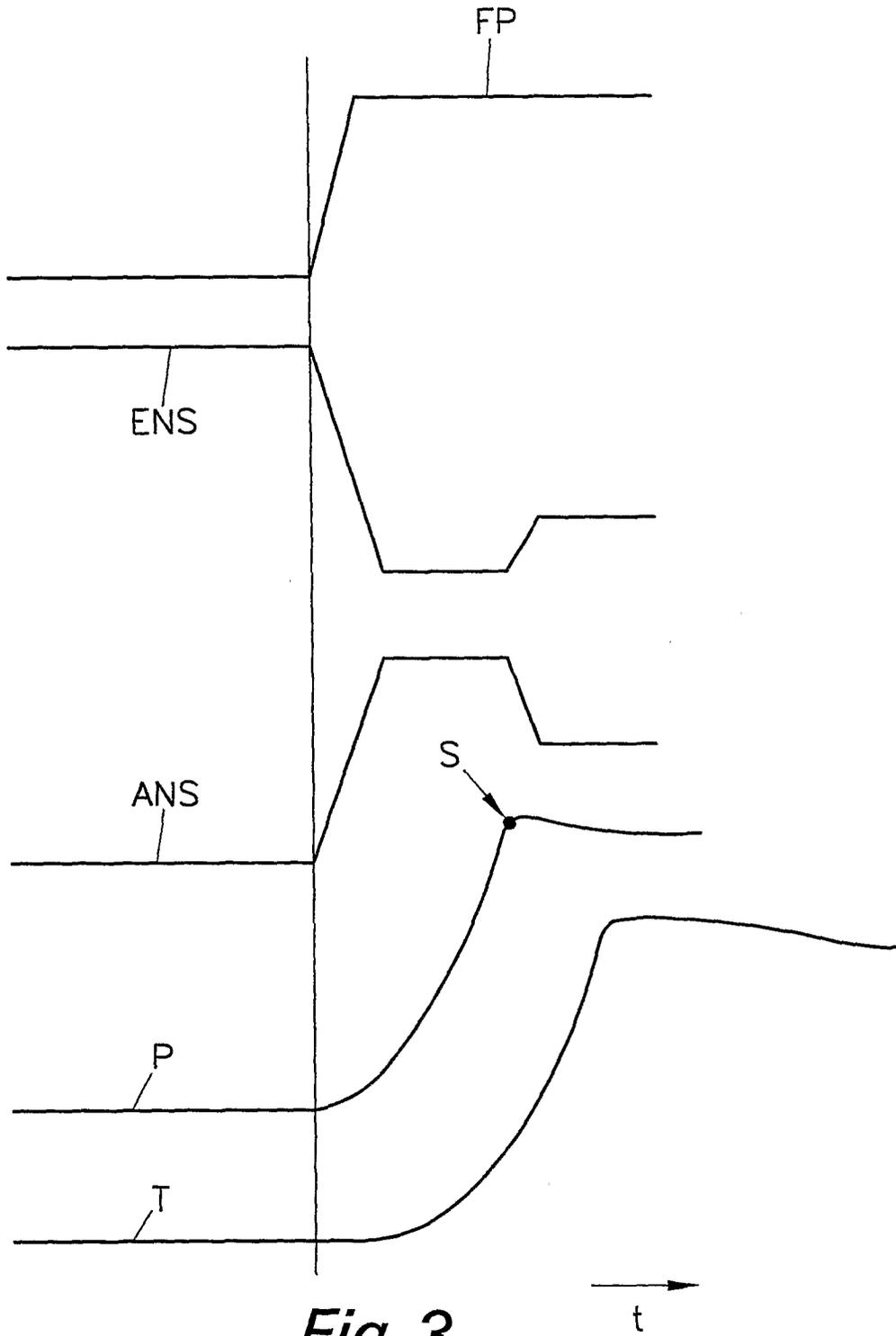


Fig. 3