

(19)



(11)

EP 3 453 857 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
13.03.2019 Patentblatt 2019/11

(51) Int Cl.:
F02B 75/04 ^(2006.01) **F01B 7/12** ^(2006.01)
F02B 75/28 ^(2006.01) **F02B 75/32** ^(2006.01)
F02B 41/04 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **18000671.0**

(22) Anmeldetag: **09.08.2018**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
 GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
 PL PT RO RS SE SI SK SM TR**
 Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
 Benannte Validierungsstaaten:
KH MA MD TN

(71) Anmelder: **Hendel, Horst**
12209 Berlin (DE)

(72) Erfinder: **Hendel, Horst**
12209 Berlin (DE)

(30) Priorität: **15.08.2017 DE 102017007812**

(54) **SCHWINGHEBELTRIEBWERK INSBESONDERE FÜR OTTOMOTOR**

(57) Die Anmeldung betrifft ein Schwinghebeltriebwerk, insbesondere für 2-Takt-Ottomotor mit Frischluftzuführung über Einlass-Schlitze und mit Abgas-Beseitigung über Ventile, sowie mit Direkt-Kraftstoff-Dosierung in Brennraum, bei dem die thermodynamisch erzeugten Kolbenkräfte durch Kolbenpleuel (6) und durch Kurbelwellenpleuel (9) mittels einem in etwa zentrisch frei drehend gelagerten Schwinghebel (1) auf die Kurbelwelle (7) erfolgt, wobei der frei drehbare Schwinghebel (1) auf einem drehverstellbaren Exzenterelement gelagert ist und die Drehverstellung des Exzenterelements dahingehend ausgeführt wird, dass eine Gegenkopplung zur Kolbenbewegung über die variierende Exzenterwirkung im Lager des Schwinghebels (1) entsteht, die stets kolben-

wegreduzierend bei der Ausführung des Kolbenhubs wirkt.

Der vorliegende Realisierungsweg soll dazu dienen, insbesondere beim Ottomotor, gleichgroßen oder grösseren Wirkungsgrad bzw. entsprechende Steigerungen des mittleren Drehmoments an der Kurbelwelle zu erzielen, wie sie bereits mit dem Dieselprinzip erreichbar sind, jedoch mit umweltverträglicheren Verdichtungsverhältnissen. Voraussetzung für eine Steigerung des mittleren Drehmoments an der Kurbelwelle ist die Entkopplung der Weglänge des Kolbenhubs von der Weglänge des Kurbelwellenhubs, was über eine wegmässige Gegenkopplung der Kolbenbewegung realisiert wird, die eine vorteilhafte Erweiterung zum vollen Kolbenhub erfordert.

EP 3 453 857 A1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Schwinghebeltriebwerk, insbesondere für 2-Takt-Ottomotor mit Frischluftzuführung über Einlass-Schlitze und mit Abgas-Beseitigung über Ventile, sowie mit Direkt-Kraftstoff-Dosierung in Brennraum, bei dem die thermodynamisch erzeugten Kolbenkräfte über in etwa zentrisch frei drehend gelagerten Schwinghebel mit kurzen und dadurch massearmen Hebelarmen auf eine Kurbelwelle mittels Pleuel-Schwinghebel-Pleuel übertragen werden.

Stand der Technik

[0002] Zweck der Erfindung ist, thermodynamisch erzeugte Gaskräfte, insbesondere beim 2-Takt-System, mit best-möglicher Wirkung auf eine Kurbelwelle zu übertragen und stellt eine Weiterentwicklung der Realisierungsvorschläge der Patentanmeldung DE 10 2013 012 114 A1 (nachfolgend PA 1 bezeichnet) und Patentanmeldung DE 10 2015 000 742 A1 dar.

[0003] Der Inhalt von PA 1 zeigt auf, wie man widerstandsarm Kräfte auf eine Kurbelwelle übertragen kann. Patentanmeldung DE 10 2015 000 742 A1 hat zum Inhalt die variable Steuerung des Schließzeitpunktes des Abgasventils bei immer gleichbleibendem Öffnungszeitpunkt des Abgasventils bezogen auf Kurbelwellenstellung.

[0004] Die Übertragung der Kolbenkräfte eines Gegenkolbenpaares mit Schwinghebel und Zugpleuel auf eine gemeinsame Kurbelwelle, wie in PA 1 aufgezeigt, ist zwar mechanisch überaus verlustarm, jedoch bei näherer Betrachtung nicht vereinbar mit thermodynamisch erzeugten Gaskräften mit ihrem Höchstwert am Anfang der Kolbenbewegung und dem steilen Abfall bei der Volumenvergrößerung entlang des Kolbenweges. Ausnahmslos im unteren Totpunkt am Ende der Kolbenbewegung findet der Gaswechsel statt, so daß um den Bereich des unteren Totpunktes von ca. 30° Kurbelwellenwinkel der Zylinderraum offen steht und damit kein Gasdruck vorhanden sein kann, was die Wirkungsweise eines Zugpleuels (Inhalt PA 1) herabsetzt und allein dadurch ungeeignet ist für eine effiziente Drehmomentbildung mittels thermodynamisch erzeugter Gaskräfte.

[0005] Besser geeignet für Kurbelwellenbetätigung sind Druckpleuel und kommen daher ausnahmslos bei Verbrennungsmotoren zum Einsatz, mit dem kleinstmöglichen Realisierungsaufwand an Triebelementen über direkte Anbindung des Kolbens mit Pleuel auf Kurbelwelle, wobei die Kolbenbewegung im Zylinder meist zentrisch zur Lagerung der Kurbelwelle erfolgt.

Hierzu wird über die Tangentialkraft an der Kurbelwelle, erzeugt von der kolbenwegabhängigen Kolbenkraft, das Drehmoment mit der mathematischen Formel erfasst:

$$\text{Drehmoment Kurbelwelle} = \text{Kolbenkraft} \times \text{Kurbelwellenradius} \times \frac{\sin(\beta + \alpha)}{\cos \beta}$$

[0006] Eine Umstellung des Realisierungsvorschlags nach PA 1 auf Druckpleuelbetätigung der Kurbelwelle ist nur über eine Kraftumlenkung durch in etwa zentrisch gelagerte Schwinghebel möglich, was bereits bei Gegenkolbensystemen mehrfach realisiert wurde.

[0007] Diese Art Schwinghebel haben Nachteile, nicht zuletzt durch die höhere Massenbehaftung der Realisierungselemente und sind in der bekannten Ausführung nicht geeignet, effizienzsteigernd bei der Kraftentfaltung auf die Kurbelwelle gegenüber einer direkten Kolben-Pleuelanbindung mit Kurbelwelle zu wirken.

[0008] Weiter ist es sinnvoll anzunehmen, dass die durch eine Verdichtung der Frischgase erzielte thermodynamische Drucksteigerung hauptsächlich den Expansionsweg verkürzt und somit lediglich die kinematische Energienutzung thermodynamischer Gase in einem Brennraum mittels Kurbelwelle vorteilhaft begünstigt.

[0009] Dennoch wird bei üblichen Verbrennungsmotoren eine Effizienzsteigerung vor allem mit der Durchsatzsteigerung von Luft und Kraftstoff angestrebt, z.B. über die Aufrechterhaltung grösstmöglicher Verdichtung, insbesondere im höheren Drehzahlbereich, mit dem Ergebnis, dass dadurch an erster Stelle beim Dieselpinzip, verstärkt unerwünschte und gesundheitschädliche Abgasbestandteile entstehen. Zusätzlich muß man davon ausgehen, dass die bei einem Brennvorgang mit "überzogener" Druckerzeugung entstandenen unerwünschten Abgas-Bestandteile nur unter Bindung von Energie entstehen und daher den Wirkungsgrad negativ belasten.

[0010] Der verhältnismässig niedrige Wirkungsgrad an Verbrennungsmotoren resultiert jedoch daraus, daß die Gaskräfte im geschlossenen Wirkraum nicht über die gesamte Fläche des Wirkraumes erfassbar sind, sondern lediglich anteilig über die Kolbenstirnseite auf eine Kurbelwelle zum Einsatz gebracht werden können. In der einschlägigen Fachliteratur wird die Wirkungsweise der Gase in einem KolbenZylinder-System unter dem Begriff "technische Wärmelehre" behandelt und gesetzmäßig dargestellt.

[0011] Eine gesamtflächige-Wirkungsweise der thermodynamischen Gase in einem geschlossenen Raum wird darin

nicht aufgezeigt, obwohl der Gasdruck stets auf die gesamte raumumschlossene Oberfläche wirkt. In der Praxis treten diese Fälle jedoch auf, allerdings da wo sie vorkommen, wird die Raumbegrenzung meist zerstört und das ohne Druckanhebung einer zuvor durchgeführten Verdichtung.

[0012] Eine theoretische bzw. rechnerische Betrachtung, bei dem die Gaskraftausübung einer gesamten schrumpfenden bzw. expandierenden z.B. Kugelraumboberfläche zum Ansatz gebracht wird, mit zuvor erfolgter Verdichtung um Faktor 10, zeigt ähnliche Wirkungsgrade bei der Umwandlung thermodynamischer Energie in mechanische Arbeit, wie sie beim Elektroantrieb erreichbar sind, wenn man die Gaskräfte entlang des dabei ebenfalls schrumpfenden bzw. wachsenden Radiusweges des entsprechenden Kugelraumes auf eine Kurbelwelle überträgt, was leider nur theoretisch möglich ist. Diese Erkenntnis ist dennoch nützlich und lässt die Annahme zu, dass in einem geschlossenen Raum durch Verbrennung freigesetzte Energie nahezu vollständig in Form der Drucksteigerung des heissen Gases enthalten ist und mit geeigneten technischen Maßnahmen als Kraftentfaltung entlang eines Weges (mechanische Energie) genutzt werden kann.

[0013] Hierzu ist es notwendig, den Nachteil der partiellen Flächennutzung bei der Kraftentfaltung thermodynamischer Gase in einem geschlossenen Zylinder-KolbenSystem teilweise oder gar gänzlich mit einer geeigneten Triebwerkombination zu kompensieren, z.B. über eine wegmässige Entkopplung der üblichen starren Abhängigkeit: Kolbenhub gleich Kurbelwellenhub.

Aufgabenstellung

[0014] Die Aufgabe des vorliegenden Realisierungswegs besteht daher darin, auch beim Ottomotor gleichgrosse oder grössere Wirkungsgrade zu erzielen, wie sie bereits mit dem Dieselpinzip möglich sind, jedoch mit umweltverträglicherem Verdichtungsverhältnis und werden mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 erreicht.

[0015] Die Ursache für die bessere Eignung des Druckpleuels gegenüber einem Zugpleuel bei der Kraftübertragung thermodynamisch erzeugter Gaskräfte in einem Zylinder-Kolbensystem resultiert aus dem Ausschwenken des Druckpleuels und der damit verbundenen überproportional vergrössernden Hebelarmbildung bei Antrieb der Kurbelwelle am Anfang des Kolbenweges, wo die größten Gaskräfte wirken.

Dieser Vorteil kann jedoch bei der üblichen Anordnung Kolben-Druckpleuel-Kurbelwelle nicht gesteigert werden z.B. durch die Wahl kleinstmöglicher Druckpleuel, da der Kolben dadurch mit grosser Stützkraft auf die Zylinderwandung wirkt, was die Kolbenbewegung hemmt bzw. zum schädlichen Verschleiß am Zylinder und Kolben führen kann.

[0016] Einschränkungen dieser Art treten nicht bei Antrieb der Kurbelwelle über in etwa zentrisch gelagerte Schwinghebel, da mögliche Stützkkräfte weitgehend im Lager des Schwinghebels wirken und das Lager eines Schwinghebels reibarm ausgeführt werden kann.

[0017] Ein in etwa zentrisch gelagerter Schwinghebel bietet die vorteilhafte Möglichkeit, das Ausschwenken eines Druckpleuels an der Kurbelwelle am Anfang der Kolbenbewegung weiter zu steigern, einmal über die Radiusbewegung des Schwinghebels und noch wirkungsvoller über die Platzierung der Lagerwelle des Schwinghebels zur Kurbelwelle, so dass bei Triebbetätigung der Kurbelwelle die Verbindungslinie - Anbindungspunkt Kurbelwellenpleuel am Schwenkhebel zum Kurbelwellenmittelpunkt - eine weitere vorteilhafte Winkelverschiebung gegenüber der Lage bei der 0°-Kurbelwellenstellung erfährt.

[0018] Diese Winkelverschiebung der Wirkkraftlinie des Kurbelwellenpleuels auf den Kurbelwellenzapfen steigert das Drehmoment an der Kurbelwelle bei Arbeitshub des Kolbens und reduziert bei Gegenbewegung des Kolbens das erforderliche Drehmoment für den Verdichtungshub.

[0019] Vorteile dieser Art sind bei der üblichen Anordnung Kolben-Druckpleuel-Kurbelwelle nicht vorhanden, da die Wirkkraftlinien auf den Kurbelwellenzapfen für Arbeits- und Verdichtungshub, bezogen auf den Drehwinkel der Kurbelwelle, identisch sind, unter anderem bedingt durch die um 180° versetzte Stellung der beiden gegenüberliegenden Totpunktlagen der Kurbelwelle.

[0020] Aufgrund der guten Eignung für Realisierung des Massenausgleichs bei Gegenkolbenausführung mit Schwinghebelbetätigung der Kurbelwelle, ist es zweckmässig, lediglich den "oberen" Totpunkt der Kurbelwelle für Arbeitshub und Verdichtungshub identisch auszuführen. Der "untere" Totpunkt des Arbeitshubes wird bereits nach kleinerer Winkeldrehung der Kurbelwelle als 180° erreicht, mit dem Ergebnis, daß beim Arbeitshub unter anderem der Kolben schneller betätigt wird, als beim Verdichtungshub, was auch thermodynamische Vorteile hat.

[0021] Eine bedeutend höhere mittlere Drehmomentsteigerung an einer Kurbelwelle als zuvor dargelegt, ist erreichbar, wenn die meist identischen Weglängen für Kolbenhub und Kurbelwellenhub entkoppelt werden, was über eine wegmässige Gegenkopplung der Kolbenbewegung mit differenziell reduzierender Wirkung auf den Kolbenweg beim Arbeits- und Verdichtungshub erzielbar ist und was einen Kolbenweg-Ausgleich erfordert, der erreichbar ist mit einer Vergrösserung des Kurbelwellenhubes und/oder mit einer Vergrösserung der Hebelübersetzung bei der Kraftübertragung über einen Schwinghebel.

[0022] Eine Voraussetzung hierfür ist eine Richtungsumkehr der Triebkräfte, wie das bei einem in etwa zentrisch gelagerten Schwinghebel gegeben ist.

Eine Gegenkolbenanordnung mit 2 mal halben Kolbenhub, realisiert in zwei spiegelbildlichen Halbbereichen mit zwei im Eingriff stehenden und gegensinnig rotierenden Kurbelwellen, ist für eine Ausführung mit wegmässiger Gegenkopplung der Kolbenbewegung ebenfalls geeignet.

[0023] Aber auch bei den üblichen Kolbenvollub-Ausführungen bringt die Anwendung einer wegmässigen Gegenkopplung der Kolbenbewegung erhebliche Drehmoment-Vorteile, allerdings bei voluminöserer Ausführung des Schwinghebels..

[0024] Die wegmässige Gegenkopplung der Kolbenbewegung wird erfindungsgemäss dadurch erreicht, daß die frei drehbare Lagerung des Schwinghebels auf einer z.B. als Exzenter ausgebildeten Lagerhülse erfolgt, die auf einem Lagerbolzen drehverstellbar sitzt und durch periodische Hin-und Zurück-Drehung der Lagerhülse auf dem Lagerbolzen bei entsprechender Ausgangsstellung des Exzenters dabei stets eine Kolbenwegreduzierung erzeugt.

[0025] Eine identische wegmässige Gegenkopplung der Kolbenbewegung wird erreicht, wenn der Schwinghebel frei drehbar auf einem Exzenter einer Lagerwelle lagert und wenn diese Lagerwelle durch eine periodische hin-Drehbewegung beim Arbeitshub ausführt und anschliessend beim Verdichtungshub eine zurück-Drehbewegung in die Ausgangsstellung vollzieht.

[0026] In beiden Fällen muß die kolbenwegreduzierende Exzenterwirkung mit den periodischen Abläufen von Kurbelwelle bzw. Kolbenhub im Einklang stehen, was über eine entsprechende Kopplung mit der Kurbelwelle oder der Schwingbewegung eines der Hebelarme des Schwinghebels erfolgen kann.

[0027] Über die Drehverstellung des Exzenters während eines vollen Kolbenhubs wird vorteilhaft das Auslenken des Endes am kolbenseitigen Hebelarm des Schwinghebels differenziell um mindestens den doppelten Weg der jeweiligen Exzenterwirkung reduziert, da der Hebeldrehpunkt für die Kolbenwegreduzierung am Pleuelbolzen für Kurbelwellenpleuel des Schwinghebels liegt und daher wird bereits mit einem relativ kleinen Exzenterhub, bezogen auf den Kurbelwellenhub, grosse Wirkung erzielt.

[0028] Wie bereits festgestellt, muß als Ausgleich für die Kolbenwegverkürzung durch die Exzenterwirkung der kolbenseitige Hebelarm des Schwinghebels verlängert - oder die Radiusanordnung des Kurbelwellenzapfens der Kurbelwelle vergrößert werden. Besonders vorteilhaft ist es, beide Ausgleichsmaßnahmen zu kombinieren. Hierbei sollte das drehmomentsteigernde Verhältnis des Kurbelwellenhubs zum Kolbenhub in etwa den gleichen Wert aufweisen, wie der Wert für das Steigerungsverhältnis des kolbenseitigen Hebelarms zum kurbelwellenseitigen Hebelarm des Schwinghebels bewirkt.

[0029] Beide möglichen Fälle des Kolbenwegausgleichs bewirken eine Steigerung des Drehmomentes an der Kurbelwelle, insbesondere im wichtigen ersten Drittel der Kurbelwellendrehung während des Arbeitshubes, was nur mit einem höheren Anteil der Wandlung thermodynamischer Energie in mechanische Arbeit erklärbar ist.

[0030] Weiter lässt sich feststellen, dass diese Steigerung des Wirkungsgrades weitgehend eine lineare Abhängigkeit aufweist zur Kolbenwegreduzierung durch die Exzenterwirkung im Lager des Schwinghebels und ist mit der Steigerung des Drehmomentes an der Kurbelwelle vergleichbar.

[0031] Diese Kolbenwegreduzierung kann jedoch nicht beliebig gesteigert werden, da sie auch von der Kinematik der massebehafteten Betätigungselemente beeinflusst wird. Ausserdem ist bei der Wahl der Exzentergröße zu berücksichtigen, dass die Bewegungsbahn des Pleuelbolzenauges am kolbenseitigen Hebelarm eine vorteilhafte Grössenordnung der konvexen Form nicht unterschreitet, die allerdings auch von der Länge der Hebelarme des Schwinghebels und dessen Schwenkwinkel bestimmt wird.

[0032] Die Grenze der Kolbenwegreduzierung ist dann erreicht, wenn beim Arbeitshub das Triebmoment und das vom Exzenter erzeugte Gegenmoment an der Kurbelwelle gleich gross sind und sich dadurch gegenseitig blockieren, was erst bei Exzenterhub grösser Radiusanordnung des Kurbelwellenzapfens möglich ist und zusätzlich beide Hebelarme des Schwinghebels gleiche Länge aufweisen.

[0033] Eine Verdoppelung des Wirkungsgrades gegenüber gängigen Ottomotoren erscheint jedoch mit einer geeigneten Exzentergrösse und entsprechend danach vorgenommenen Kolbenwegausgleich realisierbar, vor allem dann, wenn der Kolbenwegausgleich weitgehend über vergrößerten Kurbelwellenhub vorgenommen wird, da hierbei auch der Exzenterhub vergleichbar vergrößert werden kann, ohne Änderung dessen Verhältnis zum Kurbelwellenhub.

[0034] Denn die Druckbelastung des Schwinghebels auf das Exzenterelement erzeugt ein sinusförmig verlaufendes Drehmoment, dessen wirksame Grössenordnung an der Kurbelwelle von dem Verhältnis der Exzenterhöhe zum Radius-Kurbelwellenzapfen abhängt.

[0035] Dieses Drehmoment ist nur beim Arbeitshub als Gegenmoment wirksam und wird jedoch grösstenteils von der Hebelübersetzung der Exzenter-Verstellmechanik und von der vorteilhaften Kraftausübung der Pleuels, vor allem durch die des Kurbelwellenpleuel auf den Schwinghebel bzw. auf die Lagerwelle, im wichtigen ersten Teilbereich des Kolbenhubs, auf kleiner als den halben Wert der Exzenterwirkung abgeschwächt, wobei die Abschwächung intensiver auftritt bzw. die Druckbelastung auf den Exzenter kleineren Wert aufweist, wenn der Kolbenhub-Ausgleich vollständig über Vergrößerung des Kurbelwellenhubs realisiert wird.

[0036] Im Gegensatz zum Arbeitshub, entsteht beim Verdichtungshub durch die Wirkung des Exzenters ein positives Drehmoment an der Kurbelwelle, dass den Arbeitsaufwand für die Verdichtung deutlich minimiert.

[0037] Eine mit nur geringem Gegenmoment ausführbare Drehverstellung des Exzenterelements ist möglich, mit Vorteilen besonders beim Arbeitshub, wenn die Verstellung des Exzenterelements über eine Drehkopplung mit dem Schwinghebel erfolgt. Hierzu ist bestens geeignet der kolbenseitige Hebelarm des Schwinghebels, da der Schwinghebel, über einen geeigneten Koppelpunkt, bereits mehr als die halbe richtungsgleiche Winkelbewegung der Drehverstellung des Exzenterelement selbst ausführt.

[0038] Somit ist lediglich ein ergänzender Winkelbereich für die Drehverstellung des Exzenterelements zu dem von dem Schwinghebel selbst ausgeführten Winkelbewegung zu realisieren, der mittels Kopplung des Exzenterelements mit dem Hebelarm des Schwinghebels über gehäusedrehgelagerten Innenzahnkranz und Zahnrad der Lagerwelle oder der Exzenterhülse erreichbar ist.

[0039] Eine zusätzliche Minimierung des Drehmomentes für die Verstellung eines Exzenterelements mit gleichgrossen Exzenterhub ist erreichbar über einen entsprechenden Versatz der Mittelpunkte von Exzentrizitätskreis zum Mittelpunkt der Exzenterelementlagerung dahingehend, dass dadurch bei der Druckbelastung auf den Exzenter ein um den Versatz der beiden Mittelpunkte reduziertes Drehmoment entsteht.

[0040] Über eine synchrone Rotation der Lagerwelle samt Exzenter, z.B. durch Zahnradkopplung mit der Kurbelwelle, kann ebenfalls eine reduzierende Wirkung auf den Kolbenweg erreicht werden, wenn die richtige Stellung des Exzenters zum Kolbenhub vorliegt. Dabei entstehen für Kolbenpleuel- und Kurbelwellenpleuelanbindung am Schwinghebel unterschiedliche Bewegungsbahnen für Arbeits- und Verdichtungshub. Beim Arbeitshub des Kolbens, wenn die größten Kolbenkräfte wirken, verläuft die Bewegungsbahn der Kolbenpleuelanbindung am Schwinghebel ebenfalls nahezu identisch mit der Kolbenhublinie, was beim Arbeitshub die Stützkräfte des Kolbens im Zylinder klein hält und dadurch vorteilhafte Gleitbedingungen des Kolbens im Zylinder entstehen.

Der Verdichtungshub dagegen wird mit grossem Winkelausschlag des Kolbenpleuels ausgeführt, was die Gleiteigenschaft des Kolbens im Zylinder negativ belastet.

[0041] Vorteile für die Kraftentfaltung an den Triebelementen mit Schwinghebel entstehen insbesondere mit der hin- und zurück-Drehverstellung des Exzenterelements in die Ausgangsstellung. Hierzu besteht eine vorteilhafte Realisierungsmöglichkeit darin, die periodisch mit der Kurbelwellenumdrehung verlaufende Drehverstellung des Exzenterelements mittels einer separaten Pleuelbetätigung über die Kurbelwelle ausführen zu lassen, wodurch sich teilweise die kolbenwegreduzierende Charakteristik optimal auf den Verlauf der Gaskräfte bei der Expansion abstimmen lassen, nach den Erfordernissen für das Ziel, an der Kurbelwelle grösstmögliches mittleres Drehmoment zu bilden.

[0042] Grössere Vorteile für die Drehmomentbildung an der Kurbelwelle entstehen dann, wenn das Verhältnis von Verstellwinkel des Exzenterelements zu Kurbelwellendrehwinkel einen steilen Anstieg über den Wert 1 am Anfang der Kolbenbewegung des Arbeitshubs aufweist und der Verdichtungshub mit einem flacheren Verlauf beim Winkelverhältnis mit Wert < 1 ausgeführt wird. Hierzu Diagramm in FIG. 4.

[0043] Die Drehverstellung des Exzenterelements über eine Pleuelbetätigung kann auch von einer mit der Kurbelwelle synchron angetriebenen Zusatzkurbelwelle erfolgen, die bei Mehrzylinderanordnung nur einmal pro Halbbereich einer Gegenkolbenanordnung erforderlich ist. Für vorteilhafte Drehrichtung der Zusatzkurbelwelle kann hierbei ein Zwischenrad eingesetzt werden.

[0044] Was den Massenausgleich betrifft, so lässt sich feststellen, dass bei Gegenkolbenanordnung mit dem Vorteil der halbierten Kolbengeschwindigkeit und dem natürlichen Massenausgleich, allein durch die nahezu gänzlich gegenläufigen Triebelemente, ausreichend vorhanden ist. Bei Triebelementen, die zueinander eine parallel verlaufende Bewegungskomponente aufweisen, wie das teilweise die Drehverstellung des Exzenterelements am Schwinghebel erzeugt, kann mit entsprechenden Gegengewichten an den zwei gegenläufigen Kurbelwellen begegnet werden. Generell ist es von Vorteil, Bewegungsrichtung wechselnde Triebelemente massenarm auszuführen. Hierzu stehen inzwischen hochfeste Materialien zur Verfügung, die eine Ausführung aus hochfesten Stahl ersetzbar machen.

[0045] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Ausführungsbeispiel

[0046] Anhand der beiliegenden Zeichnungen werden die Anordnungen und die Funktionen der Realisierungselemente der Erfindung näher erläutert. Es zeigen:

FIG. 1 Seitenansicht der Anordnung korrespondierender Triebelemente für ein Gegenkolbensystem mit Exzenterwirkung im Lager der Schwinghebel bestehend aus zwei spiegelbildlichen Halbbereichen (a) und (b)

FIG. 2 Seitenansicht der Anordnung korrespondierender Triebelemente des Halbbereichs (a) für ein Gegenkolbensystem mit Exzenterwirkung im Lager des Schwinghebels

FIG. 3 Drehmoment-Diagramme eines Ein-Zylinders im Vergleich für einheitliches Hubvolumen $48,8\text{cm}^3$ erzeugt mit Kolben von 36mm Durchmesser

(Beschleunigungskräfte nicht berücksichtigt)

FIG. 4 Diagramm des Exzenterverstellwinkels abhängig von der Winkelstellung der Kurbelwelle mit Darstellung der

vorteilhaften Unterschiede von Arbeitshub zu Verdichtungshub bei Exzenterverstellung mittels Pleuelkopplung mit Pleuelwelle

FIG. 5 Typisches Indikatordiagramm eines Ottomotors bei Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 10$

- 5 **[0047]** Die in der FIG. 1 dargestellte Seitenansicht zeigt die Anordnung der Triebelemente zueinander für einen Zweitakt-Gegenkolben-Ottomotor, bei dem der Gaswechsel (nicht dargestellt) über Schlitzsteuerung an beiden Kolben erfolgt und die Abgase mittels Ventile abgeführt werden, wie in Patentanmeldung PA 1 beschrieben.
- [0048]** Die zwei Halbbereiche (a,b) gleicher Ausführung eines Gegenkolbenmotors unterscheiden sich lediglich in ihrer spiegelbildlichen Anordnung und sind in ihrer Funktion dahingehend identisch, dass die zwei Kolben in einem Zylinder sich stets gegensinnig bewegen und die über gleichgroße Zahnräder direkt gekoppelten zwei Pleuelwellen ebenfalls eine gegensinnige Rotation ausführen mit stets spiegelbildlicher Stellung deren Pleuelwellenzapfen zueinander, über die bei Antrieb jeweils ein gleichgroßes Drehmoment erzeugt wird, das als Summe an einer der beiden Pleuelwellen nutzbar ist.
- 10 **[0049]** Daher wird nachfolgend anhand eines in FIG. 2 separat dargestellten Halbbereichs (a) das Ausführungsbeispiel näher erläutert.
- 15 **[0050]** Am Ausführungsbeispiel ist die Drehrichtung der Pleuelwelle (7) für die Erreichung der drehmomentsteigernden Wirkung so gewählt, dass der Pleuelwellenzapfen (8) des Pleuelwellenpleuels (9) am Anfang des Arbeitshubes näher zum Drehlager des Pleuelhebels (1) auslenkt, was hohe DM-Spitzen bewirkt.
- 20 **[0051]** Über einen in etwa zentrisch auf Rollen (10) drehgelagerten Pleuelhebel (1), bestehend aus einem kolbenseitigen Hebelarm (2) und einem pleuelwellenseitigen Hebelarm (3) der über die Lagerhülse (4) des Pleuelhebels (1) starr zu einer Einheit verbunden ist, erfolgt die Bewegungskopplung des Pleuels (5) mit der Pleuelwelle (7) mittels Pleuelpleuel (6) für Pleuel (5) und Pleuelwellenpleuel (9) für Pleuelwelle (7).
- 25 **[0052]** Die Lagerung in der Lagerhülse (4) des frei drehbaren Pleuelhebels (1) erfolgt auf einem Exzenter (11) der Pleuelwelle (12), die mit einem Ritzel versehen ist, mit dem ein mit dem pleuelwellenseitigen Hebelarm (3) des Pleuelhebels (1) gekoppelter Innenzahnkranz (zeichnerisch nicht dargestellt), der am Gehäuse drehgelagert ist, mit Drehwinkelübersetzung von ca. 1,6 im Eingriff steht, so dass die Pleuelwelle (12) über die Bewegung des Hebelarms (3) eine hin-und zurück-Drehverstellung von ca. 150° während einer 360° Pleuelwellendrehung ausführt, wobei der Exzenter (11) der Pleuelwelle (12) durch seine aus der Winkelstellung in der Lagerhülse (4) des Pleuelhebels (1) resultierenden Gegenkopplung stets wegreduzierend auf den Pleuelhub wirkt.
- 30 **[0053]** Bei der Drehverstellung der Pleuelwelle (12) wandert der Mittelpunkt des den Pleuelhebel (1) tragenden Exzcenters (11) zwischen den Endpunkten des Teilbereichs (13) des Exzentrizitätskreises (14) hin und zurück, wobei die Endpunkte des Teilbereichs (13) des Exzentrizitätskreises (14) zugleich die Totpunkte an der Pleuelwelle (7) markieren.
- [0054]** Beim Ausführungsbeispiel ist Mittelpunkt des Exzentrizitätskreises (14) zugleich Mittelpunkt der Pleuelwelle (11).
- 35 **[0055]** Die gesamte kolbenwegreduzierende Wirkung des Exzenterhubs bei 180° Drehverstellung besteht einmal aus der doppelten Exzentrizität des Exzcenters (11) und weiter aus dem Wert der Steigerung der Pleuelwegreduzierung um den Faktor der Wegübersetzung mit Drehpunkt an pleuelwellenseitiger Pleuelkopplung (15) des Hebelarms (3).
- [0056]** Beim Ausführungsbeispiel beträgt der Exzenterhub 6mm, was den 24mm grossen Pleuelhub des Ausführungsbeispiels um gleichgrossen Betrag reduzierte und die zusätzliche Steigerung der Pleuelwegreduzierung durch die Wegübersetzung samt Hebelwirkung über den Pleuelhebel (1) wirkt mit Faktor 2,176. Um den 24mm langen Pleuelhub des Ausführungsbeispiels zu erreichen, ist demnach insgesamt ein Pleuelwegausgleich aus 6mm x Faktor von 2,176 = 13,056mm erforderlich, der über Vergrößerung des Pleuelwellenhubs gegenüber dem Pleuelhub und Verlängerung des kolbenseitigen Hebelarms (2) gegenüber dem pleuelseitigen Hebelarm (3) erreicht wird.
- 40 **[0057]** Beide Maßnahmen des Pleuelwegausgleichs bewirken eine Steigerung des Drehmoments an der Pleuelwelle (7).
- 45 **[0058]** Weiter sind drehmomentsteigernde Vorteile gegeben, insbesondere in der ersten Hälfte des Pleuelhubs, aus der Winkelstellung der Kraftübertragung des Pleuelwellenpleuels (9) auf den Pleuelwellenzapfen (8), resultierend einmal aus der Stellung der Pleuelwelle (12) zur Pleuelwelle (7), sowie aus dem Verhältnis von Radiusanordnung-Pleuelwellenzapfen (8) zur Länge des Pleuelwellenpleuels (9) und weiter aus dem bogenförmigen Absinken des Pleuelhebels (1) samt Pleuelwellenpleuel (9) über die Exzenterverstellung.
- 50 **[0059]** Die Winkelbewegung des Pleuelhebels (1) zwischen den Totpunkten der Pleuelwelle (7) beträgt ca. 45°, was bedingt durch die Exzenterwirkung eine vorteilhaft reduzierte Winkelausführung darstellt, gegenüber einer erforderlichen Winkelbewegung eines Pleuelhebels für vergleichbare Hebelarme und für vergleichbaren Pleuelhub ohne Exzenterwirkung im Lager der Fall wäre.
- 55 **[0060]** Die Platzierung der Pleuelwelle (12) für einen Pleuelhebel (1) richtet sich nach der größtmöglichen Hebelbildung der Kraftwirkung über das Pleuelwellenpleuel (9) auf den Pleuelwellenzapfen (8) im Bereich der ersten 60° Pleuelwellendrehung bei Existenz grösster Pleuelkräfte und wird mit gutem Ergebnis erreicht, wenn beim Ausführungsbeispiel der pleuelwellenseitige Hebelarm (3) des Pleuelhebels (1) im UT einen ca. 90° Winkel mit dem Pleuelwel-

lenpleuel (9) bildet.

[0061] Der kolbenseitige Hebelarm (2) des Schwinghebels (1) weist eine leichte Winkelneigung zur Stellung des kurbelseitigen Hebelarms (3) auf und bildet bei ca. 60° Kurbelwellenstellung nach OT mit dem Kolbenpleuel (6) einen in etwa 90° Winkel bei der Kraftübertragung.

[0062] Über die Positionierung der Lagerwelle (12) des Schwinghebels (1) zusammen mit der Drehverstellung des Exzeters (11) der Lagerwelle (12) wird erreicht, dass der Weg des Kolbens (5) beim Arbeitshub vorteilhaft in anderen Teilraten auf die Kurbelwelle (7) übertragen wird, als beim Verdichtungshub.

Hierzu Diagramm in FIG. 4.

[0063] Dagegen sind die jeweiligen Bewegungsbahnen (16,17) der Pleuelkoppelpunkte auf den Hebelarmen (2,3) des Schwinghebels (1) beim Arbeitshub und beim Verdichtungshub gleichbleibend.

[0064] Zum Zwecke einer weitgehend stützkräftefreien Kolbenbetätigung ist der Kolbenzylinder so angeordnet, daß die Verbindungslinie (18) der Koppelpunkte in den beiden Totpunktstellungen für das Kolbenpleuel (6) am kolbenseitigen Hebelarm (2) des Schwinghebels (1) zugleich die Kolbenhublinie darstellt.

[0065] Die in FIG. 2 angegebenen Formeln zur Berechnung des Drehmoments für Arbeitshub und Verdichtungshub sind entstanden in Anlehnung an gegebene mathematische Zusammenhänge für gängige Ausführung mit zentrischer Anordnung Kolben-Druckpleuel-Kurbelwelle und stellen eine vereinfachte Berechnungsmethode dar, mit der ausreichend zuverlässige Näherungswerte erzielbar sind, wenn Exzenterhub $< 0,2$ Kurbelwellenhub ausgeführt ist.

[0066] Der zusätzlich als Ergänzung im Nenner der Formel aufgenommene Cosinuswert für Winkel φ beim Arbeitshub bzw. $1 + \cos \varphi$ für den Verdichtungshub wurden experimentell als weitgehend zutreffend bestätigt und sind geeignet für rechnerische Ermittlung zuverlässiger Richtwerte vor allem bei Exzenterverstellung über Pleuelkopplung mit Kurbelwelle.

[0067] Bei Umkehr der Drehrichtung der Kurbelwelle (7), entgegen der Darstellung in FIG. 2, gelten Winkelgrößen- und Bezeichnungen an Kurbelwellenpleuel (8) entsprechend der daraus resultierenden Kurbelwellenstellung für Arbeitshub bzw. Verdichtungshub.

Patentansprüche

1. Schwinghebeltriebwerk, insbesondere für 2-Takt-Ottomotor mit Frischluftzuführung über Einlass-Schlitze und mit Abgas-Beseitigung über Ventile, sowie mit Direkt-Kraftstoff-Dosierung in Brennraum, bei dem die thermodynamisch erzeugten Kolbenkräfte durch Kolbenpleuel (6) und durch Kurbelwellenpleuel (9) mittels einem in etwa zentrisch frei drehend gelagerten Schwinghebel (1) auf die Kurbelwelle (7) erfolgt,

dadurch gekennzeichnet,

dass der frei drehbare Schwinghebel (1) auf einem drehverstellbaren Exzenterelement gelagert ist und die Drehverstellung des Exzenterelements dahingehend ausgeführt wird, dass eine Gegenkopplung zur Kolbenbewegung über die variierende Exzenterwirkung im Lager des Schwinghebels (1) entsteht, die stets kolbenwegreduzierend bei der Ausführung des Kolbenhubs wirkt.

2. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der frei drehbare Schwinghebel (1) auf einem Exzenter (11) einer drehverstellbaren Lagerwelle (12) gelagert ist und der Ausgleich für die Kolbenwegreduzierung der variierenden Exzenterwirkung erfolgt durch eine drehmomentsteigernde Vergrößerung des Kurbelwellenhubes über den Kolbenhub hinaus und /oder durch eine Verlängerung des kolbenseitigen Hebelarms (2) am Schwinghebel (1).

3. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der frei drehbare Schwinghebel (1) auf einer Exzenterhülse gelagert ist, die drehverstellbar auf einem Lagerbolzen sitzt und der Ausgleich für die Kolbenwegreduzierung der variierenden Exzenterwirkung erfolgt durch eine drehmomentsteigernde Vergrößerung des Kurbelwellenhubes über den Kolbenhub hinaus und /oder durch eine Verlängerung des kolbenseitigen Hebelarms (2) am Schwinghebel (1).

4. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Lagerwelle (12) mit dem Exzenter (11) oder die Exzenterhülse mittels einer separaten Pleuelbetätigung durch die Kurbelwelle (7) eine hin- und zurück-Drehverstellung in die Ausgangslage während einer 360° Kurbelwellendrehung ausführt.

5. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Lagerwelle (12) mit dem Exzenter (11) oder die Exzenterhülse mittels einer separaten Pleuelbetätigung einer von der Kurbelwelle (7) synchron angetriebenen Zusatzwelle mit Kurbelkröpfung eine hin- und zurück-Drehverstellung in die Ausgangslage während einer 360° Kurbelwellendrehung ausführt.

EP 3 453 857 A1

- 5
6. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drehverstellung des Exzenterelements die Schwingbewegung des Schwinghebels (1) ausgeführt und der erforderliche Bereich der Drehverstellung über eine Winkelübersetzung mittels eines gehäusegelagerten Innenzahnkranzes auf ein Ritzel des drehgelagerten Exzenterelements erreicht wird.
- 10
7. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 2 und 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Mittelpunkt des Exzentrizitätskreises (14) versetzt zum Mittelpunkt der Lagerwelle (12) oder des Lagerbolzens der Exzenterhülse angeordnet ist und dadurch bei der Druckbelastung auf den Exzenter (11) ein entsprechend dem Versatz der beiden Mittelpunkte reduziertes Drehmoment entsteht.
- 15
8. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** beim Arbeitshub die Pleuelwelle (7) einen verkürzten Drehbereich als 180° ausführt und deren Drehbereich beim Verdichtungshub entsprechend vergrößert ist.
- 20
9. Schwinghebeltriebwerk nach Anspruch 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Pleuelanbindung (15) des kurbelseitigen Hebelarms (3) des Schwinghebels (1) in den beiden Totpunktlagen der Pleuelwelle (7) auf einer Verbindungslinie zum Mittelpunkt der Pleuelwelle (7) liegt.
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
10. Schwinghebeltriebwerk nach Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Pleuelanordnung aus zwei in der Funktion identischen Halbbereichen (a,b) besteht, die eine spiegelbildliche Anordnung aufweisen und die zwei Pleuelwellen triebmässig über gleichgrosse Pleuelräder verbunden sind.

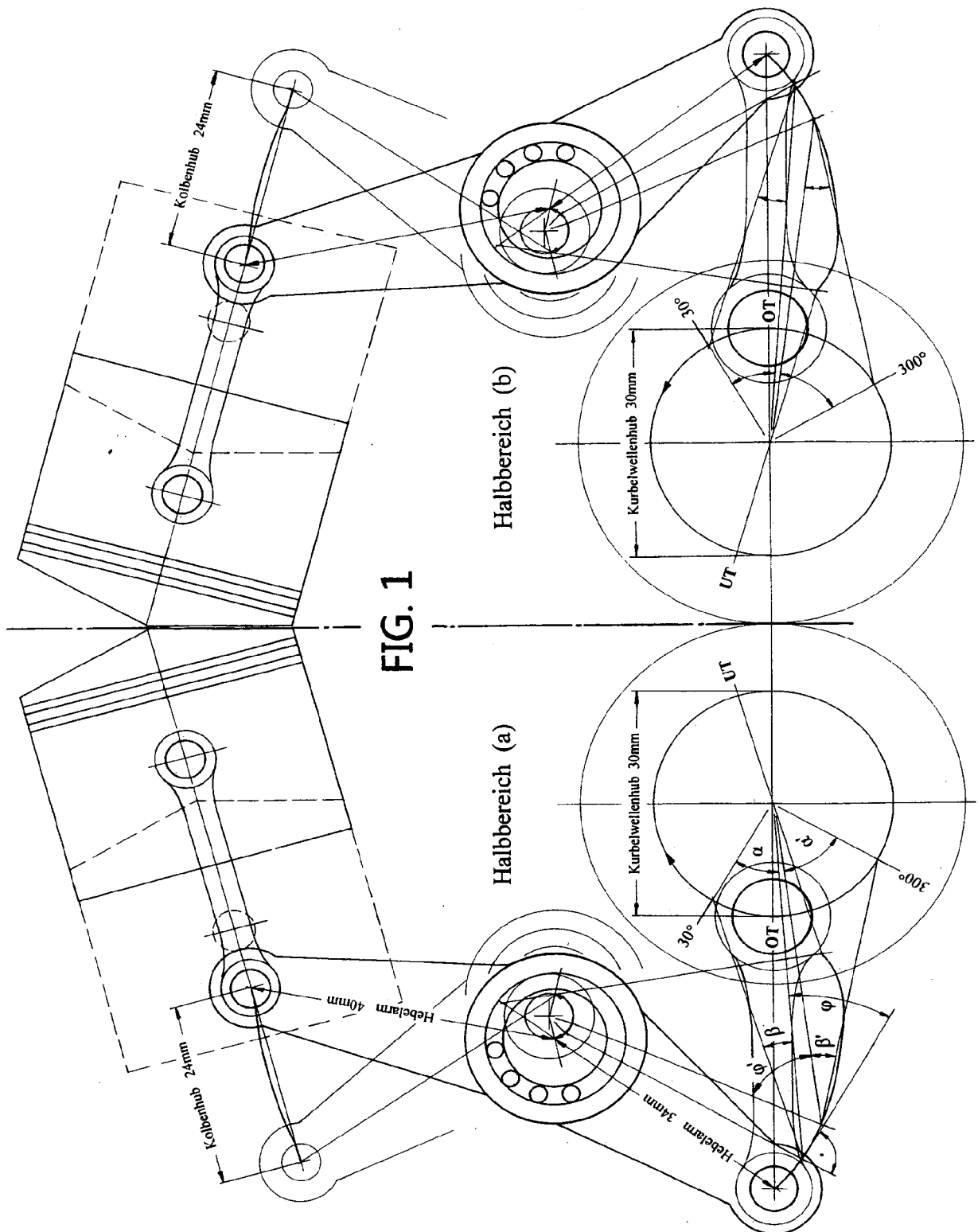
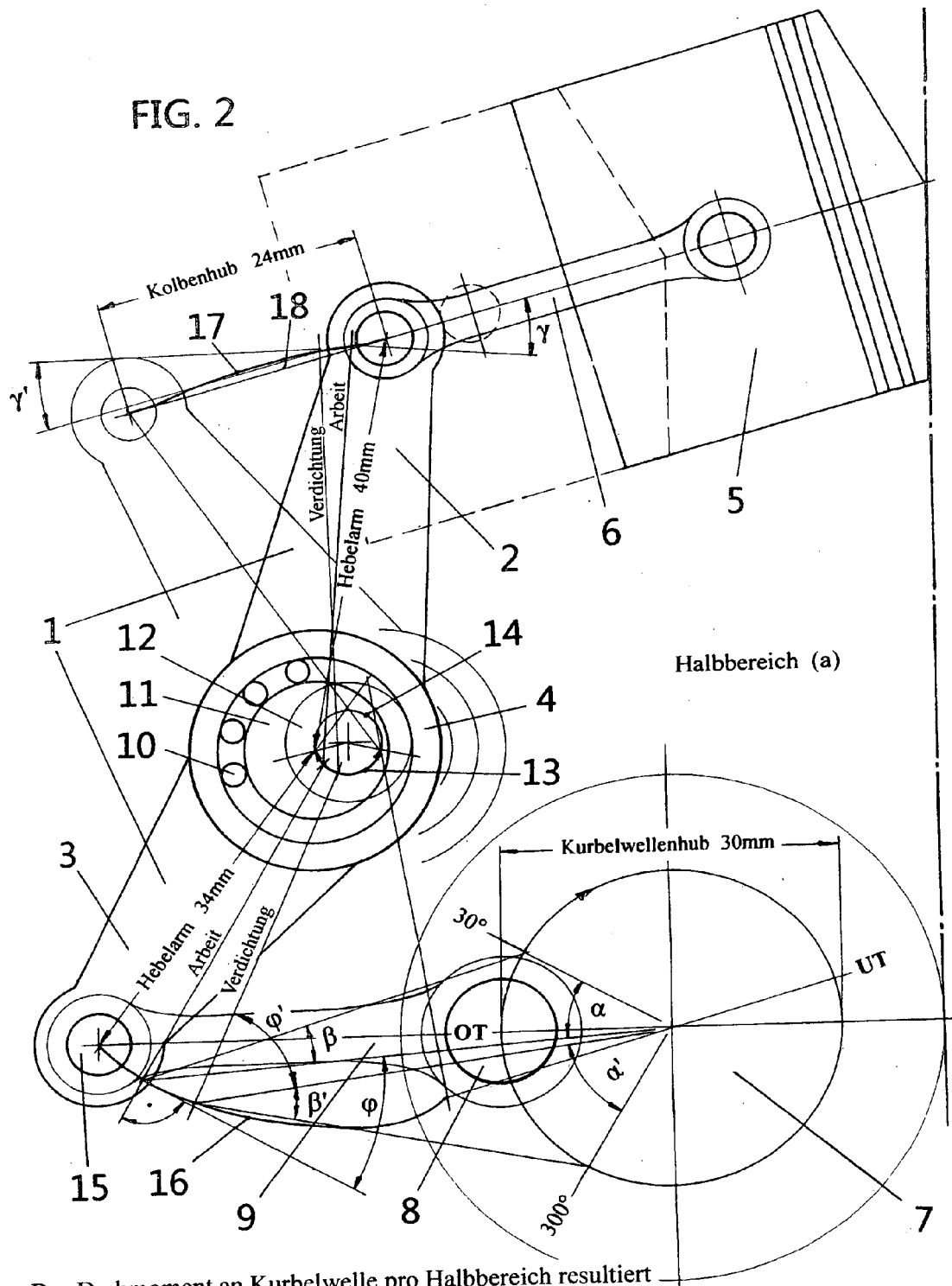


FIG. 2



Das Drehmoment an Kurbelwelle pro Halbbereich resultiert

für Arbeitshub aus
 Kolbenkraft $\times \cos \gamma \times$ Hebelübersetzung $\times$ Kurbelwellenradius $\times \frac{\sin(\beta + \alpha)}{\cos \beta} \times \frac{1}{\cos \varphi}$
 für Verdichtungshub aus
 Kolbenkraft $\times \frac{1}{\cos \gamma'} \times$ Hebelübersetzung $\times$ Kurbelwellenradius $\times \frac{\sin(\beta' + \alpha')}{\cos \beta'} \times \frac{1}{(1 + \cos \varphi')}$

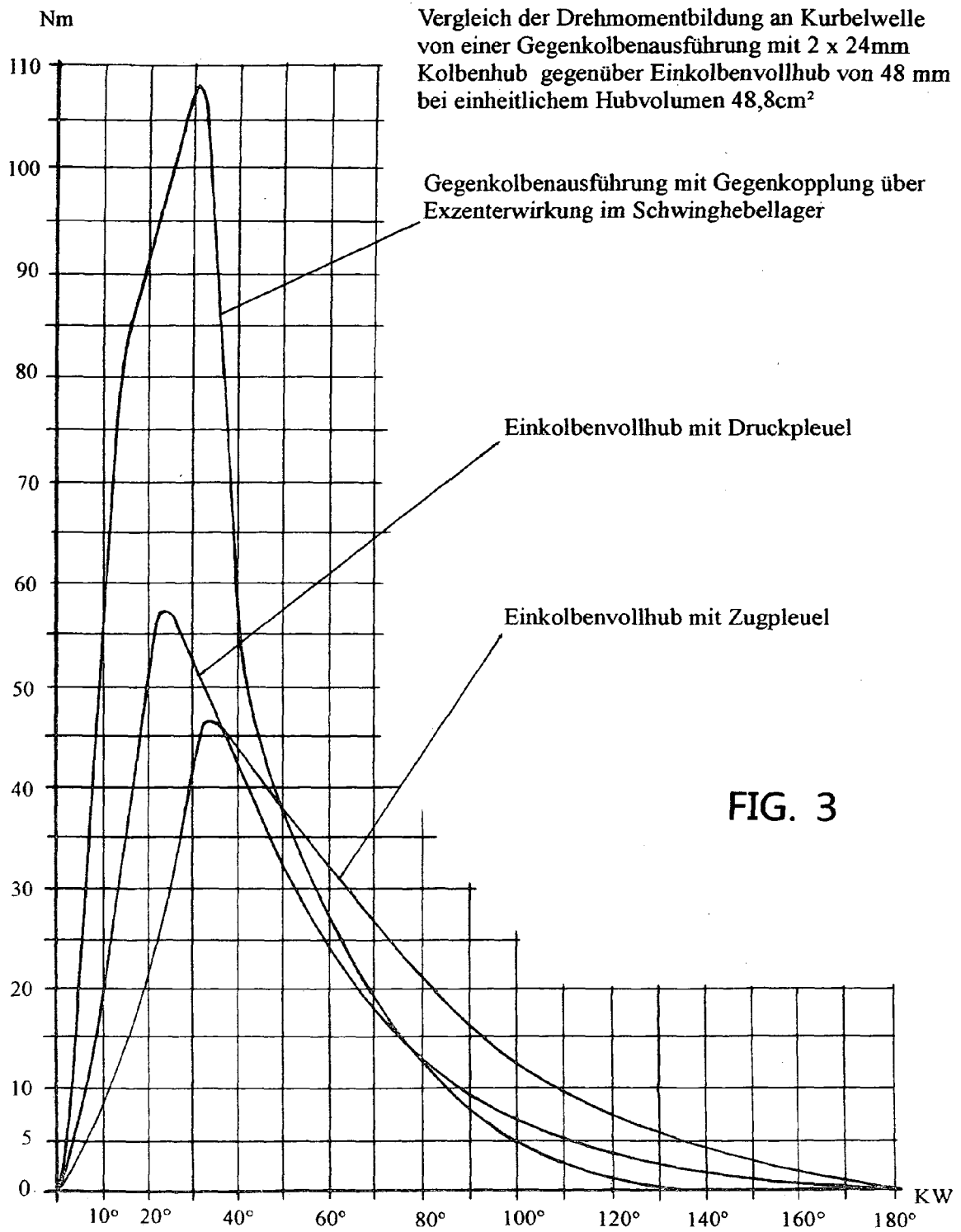


Diagramm der vorteilhaften Exzenter-Verstellwinkelraten im Verhältnis zum Drehwinkel der Kurbelwelle realisiert über separate Pleuelkopplung mit der Kurbelwelle

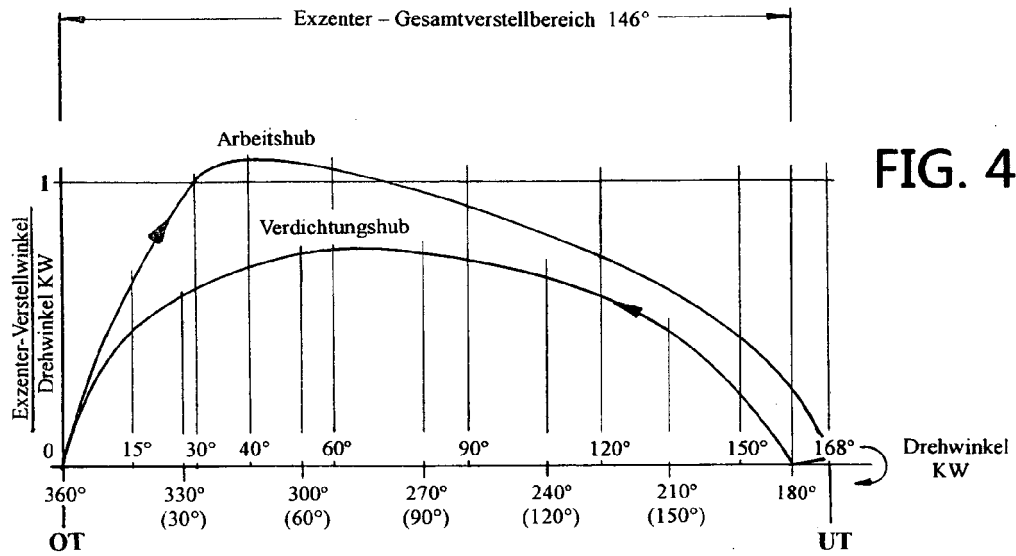


FIG. 4

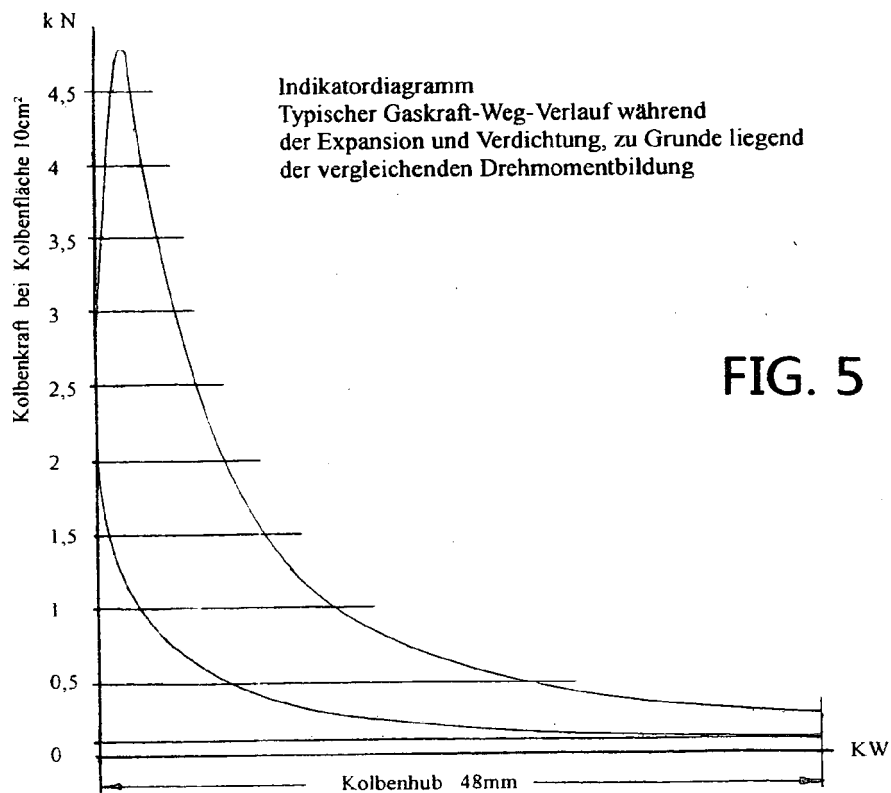


FIG. 5



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 18 00 0671

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	NL 2 004 499 C (ESHUIS PIETER [NL]) 4. Oktober 2011 (2011-10-04)	1-5,7-9	INV. F02B75/04 F01B7/12 F02B75/28
Y	* Seite 3, Zeile 15 - Seite 5, Zeile 8; Abbildungen 1,2 *	6,10	

X	US 4 380 972 A (PARKINS MALCOLM F [GB]) 26. April 1983 (1983-04-26) * Spalte 4, Zeile 12 - Zeile 49; Abbildung 8 *	1-5,7-9	
-----			ADD. F02B75/32 F02B41/04
Y	DE 20 2008 010456 U1 (FRIEDRICH, RAINER) 5. Februar 2009 (2009-02-05) * Absatz [0008] - Absatz [0012]; Abbildung 1 *	6	

Y	US 9 488 099 B2 (ACHATES POWER INC [US]) 8. November 2016 (2016-11-08)	10	
A	* Spalte 6, Zeile 38 - Spalte 7, Zeile 34; Abbildungen 9,14 *	1-9	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
	* Spalte 7, Zeile 59 - Spalte 8, Zeile 4; Abbildungen 9,12-14 *		
-----			F02B F01B
A	GB 280 506 A (OTTO GRAF) 19. Juli 1928 (1928-07-19) * Seite 1, Zeile 69 - Seite 2, Zeile 51; Abbildung 1 *	1-10	

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 28. Januar 2019	Prüfer Tietje, Kai
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 18 00 0671

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

28-01-2019

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
	NL 2004499	C	04-10-2011	KEINE	

15	US 4380972	A	26-04-1983	KEINE	

	DE 202008010456	U1	05-02-2009	KEINE	

	US 9488099	B2	08-11-2016	US 2012037130 A1	16-02-2012
20				US 2016252014 A1	01-09-2016

	GB 280506	A	19-07-1928	KEINE	

25					
30					
35					
40					
45					
50					
55					

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 102013012114 A1 [0002]
- DE 102015000742 A1 [0002] [0003]