

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年10月20日(20.10.2016)



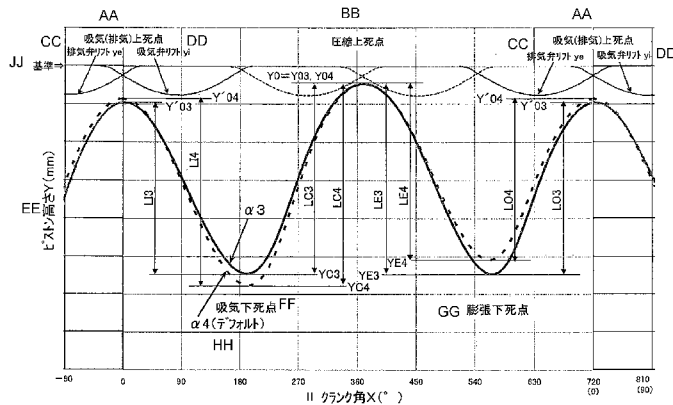
(10) 国際公開番号
WO 2016/167186 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 15/02 (2006.01) F02B 75/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/061480
- (22) 国際出願日: 2016年4月8日(08.04.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-084876 2015年4月17日(17.04.2015) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 中村 信 (NAKAMURA, Makoto); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP). 庄司 真敬 (SHOJI, Masahiro); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外 (ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目2番1号 新大手町ビル206区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: COMPRESSION RATIO ADJUSTMENT DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の圧縮比調整装置



- AA Intake (exhaust) top dead center
- BB Compression top dead center
- CC Exhaust valve lift ye
- DD Intake valve lift yi
- EE Piston height Y (mm)
- FF Intake bottom dead center
- GG Expansion bottom dead center
- HH $\alpha 4$ (default)
- JJ Crank angle X (°)
- JJ Reference

(57) Abstract: The purpose of the present invention is to provide a variation mechanism device for an internal combustion engine, in which the device is configured so that, if the piston position for compression top dead center is raised in order to achieve a high mechanical compression ratio, a piston crown surface and an intake/exhaust valve will not interfere with one another during the exhaust stroke and a sufficient internal exhaust gas recirculation (EGR) effect can be obtained. The piston position at intake (exhaust) top dead center is set by a variable compression ratio mechanism to be lower than the piston position at compression top dead center. Because of this feature, if the piston position for compression top dead center is raised in order to achieve a high mechanical compression ratio, by setting the piston position for exhaust top dead center to be lower, the piston crown surface and the intake/exhaust valve can be made not to interfere with one another and a sufficient internal EGR effect in the exhaust stroke can be obtained.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2016/167186 A1



添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

高機械圧縮比にするため圧縮上死点のピストン位置を高めた場合に、排気行程でピストン冠面と吸排気弁が干渉しない、或いは内部EGR効果が充分得られる内燃機関の可変機構装置を提供することにある。可変圧縮比機構によって圧縮上死点におけるピストン位置に対して、吸気(排気)上死点におけるピストン位置を低く設定する構成とした。これによれば、高機械圧縮比にするため圧縮上死点のピストン位置を高めた場合に、排気上死点におけるピストン位置を低く設定することで、ピストン冠面と吸排気弁が干渉しないようにできる、或いは排気行程で内部EGR効果が充分得られるようにできる。

明 細 書

発明の名称：内燃機関の圧縮比調整装置

技術分野

[0001] 本発明は4サイクル式の内燃機関の圧縮比調整装置に係り、特にピストンの上死点位置を変更して機関の圧縮比を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置に関するものである。

背景技術

[0002] 従来の内燃機関の圧縮比調整装置としては、内燃機関の幾何学的な圧縮比、つまり機械圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構と、実圧縮比を左右する吸排気弁の開閉時期を可変制御する可変動弁機構との制御の組み合わせによって、機関の諸性能を改善することが提案されている。例えば、特開2002-276446号公報（特許文献1）に記載の内燃機関の圧縮比調整装置には、吸気弁閉時期を可変制御するために可変動弁機構を備えると共に、圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構を備えている。

[0003] そして、特許文献1では可変動弁機構と可変圧縮比機構を協調制御することによって、種々の運転領域で機関性能が向上するようにしている。例えば、アイドルリング及び部分負荷域では、可変動弁機構によって吸気弁を小作動角とすると共にリフト中心角を進角させて、吸気弁閉時期を下死点より相当早い特性とする。これにより、大幅なポンプ損失の低減が図れる。ここで、機械圧縮比が通常レベルであると、実圧縮比が低下して燃焼が悪化するため、可変圧縮比機構によって低負荷領域では圧縮比を高めている。

[0004] また、加速領域では吸気充填効率を高める必要から、吸気弁閉時期を下死点に近づくように可変動弁機構を制御する。そのため、ノック発生を事前に防止する観点から可変圧縮比機構によって、圧縮比を低下させている。

[0005] このように、可変圧縮比機構と可変動弁機構とを組み合わせることで協調制御することにより、内燃機関の諸性能を改善することができるようになる。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2002-276446号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0007] ところで、特許文献1の図8では圧縮上死点での機構姿勢を示している。図8の左図は、高機械圧縮比制御での圧縮上死点のピストン位置（ピストン位置はやや高い）を示し、右図は、低機械圧縮比制御での圧縮上死点のピストン位置（ピストン位置はやや低い）を示している。そして、排気上死点の位置について考察すると、高機械圧縮比制御、及び低機械圧縮比制御の両方とも、排気上死点のピストン位置は図8に示す各々の圧縮上死点のピストン位置と一致している。
- [0008] この理由は、特許文献1の可変圧縮比機構は、クランク角360°で1サイクルとなる機構なので、原理的に排気上死点のピストン位置と圧縮上死点のピストン位置とは一致するからである。また、同様の理由で、吸気下死点のピストン位置と膨張下死点のピストン位置も一致する。したがって、機械圧縮比と機械膨張比も原理的に一致するものである。
- [0009] ここで、機関性能を向上するために機械圧縮比、或いは機械膨張比を高めるべく圧縮上死点のピストン位置を高めようとする、当然のことながら排気上死点のピストン位置も自ずと高くなる。そして、排気行程末期あるいは吸気行程初期の排気上死点付近では吸排気弁は一般的には開かれている。すなわち、排気弁は排気上死点を過ぎてから閉弁され、吸気弁は排気上死点の前から開弁を開始する。
- [0010] したがって、圧縮上死点のピストン位置を高めた場合においては、圧縮行程では吸排気弁は閉じられているので、ピストン冠面と吸排気弁とは機械的に干渉しないので問題がない。しかしながら、排気上死点のピストン位置が圧縮上死点のピストン位置を高めた場合と原理的に同じになるので、排気行程末期あるいは吸気行程初期では、吸排気弁が開かれている状態でピストンが高くまで上昇してピストン冠面と吸排気弁とが干渉する恐れが高くなる。

[0011] 特に、吸排気弁のジャンプやバウンスといった異常運動が発生しやすい高回転領域や、吸排気弁の開閉位相やリフトを変更した場合には、このピストン冠面と吸排気弁の干渉が発生しやすくなる。

[0012] また、このピストン冠面と吸排気弁の機械的干渉とは別に、排気上死点のピストン位置を圧縮上死点のピストン位置まで高めると、排気行程末期から吸気行程初期にかけてピストンが高く上昇するので燃焼室容積が減少して、高温の燃焼ガスが筒内に残留する量が少なくなる。このため、次の吸気行程において、燃焼室や混合気の温度を高く維持できなくなり、所謂内部EGR効果が充分得られなくなって排気エミッションに悪影響を及ぼすことになる。特に、燃焼室の温度が低い運転状態では、排気エミッションに悪影響を及ぼすようになる。

[0013] いずれにしても、従来の可変圧縮比機構では排気上死点のピストン位置と圧縮上死点のピストン位置とは原理的に一致する構成であるため、高機械圧縮比にするため圧縮上死点のピストン位置を高めた場合に、排気行程末期から吸気行程初期にかけてピストン冠面と吸排気弁が干渉しやすいという課題、或いは内部EGR効果が充分得られないという課題が発生する。

[0014] 本発明の目的は、圧縮上死点のピストン位置を高めた場合においても、排気行程末期から吸気行程初期にかけてピストン冠面と吸排気弁が干渉するのを確実に回避する、或いは内部EGR効果が充分得られる内燃機関の圧縮比調整装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0015] 本発明の特徴は、可変圧縮比機構によって圧縮上死点におけるピストン位置に対して、排気上死点におけるピストン位置を低く設定する、ところにある。

発明の効果

[0016] 本発明よれば、圧縮上死点のピストン位置を高めた場合においても、排気上死点におけるピストン位置を低く設定することで、ピストン冠面と吸排気弁が干渉しないようにできる、或いは内部EGR効果が充分得られるように

できるといった効果を奏することができる。

図面の簡単な説明

[0017] [図1]本発明に係る圧縮比調整装置の全体概略図である。

[図2]本発明に係る圧縮比調整装置の一部を断面して示す要部側面図である。

[図3]ピストン位置変更機構のフロントカバーを外した正面図であって、(A)は最遅角制御状態、(B)は最進角状態を示している。

[図4]第1乃至第3の実施形態に使用される可変圧縮比機構におけるコントロールシャフト位相変換の動作を示し、圧縮上死点付近のクランクピンがほぼ真上を向いたクランクシャフト回転角度($X=360^\circ$)において、(A)はコントロールシャフトの偏心回転位相が制御位相 $\alpha 1$ (例えば 137°)、(B)は制御位相 $\alpha 2$ (例えば 180°)、(C)は制御位相 $\alpha 3$ (例えば 222°)、(D)は制御位相 $\alpha 4$ (例えば 240°)に各々制御された状態を示している。

[図5]第1の実施形態におけるクランクシャフトの回転角度との関係でのピストンの高さ位置変化を示す特性図である。

[図6]第1実施形態における可変圧縮比機構の作動説明図であって、(A)～(D)はベーンロータが最遅角状態(制御位相 $\alpha 4$)にある場合のピストン位置を示し、(A)は吸気(排気)上死点位置、(B)は吸気下死点位置、(C)は圧縮上死点位置、(D)は膨張下死点位置である。また、(E)～(H)はベーンロータが最進角状態(制御位相 $\alpha 3$)にある場合のピストン位置を示し、(E)は吸気(排気)上死点位置、(F)は吸気下死点位置、(G)は圧縮上死点位置、(H)は膨張下死点位置である状態を示している。

[図7]第2実施形態におけるクランクシャフトの回転角度との関係でのピストンの高さ位置変化を示す特性図である。

[図8]第2の実施形態における可変圧縮比機構の作動説明図であって、(A)～(D)はベーンロータが最進角状態(制御位相 $\alpha 2$)にある場合のピストン位置を示し、(A)は吸気(排気)上死点位置、(B)は吸気下死点位置、(C)は圧縮上死点位置、(D)は膨張下死点位置である。また、(E)～

(H) はベーンロータが最遅角状態（制御位相 $\alpha 3$ ）にある場合のピストン位置を示し、(E) は吸気(排気)上死点位置、(F) は吸気下死点位置、(G) は圧縮上死点位置、(H) は膨張下死点位置である状態を示している。

[図9]第3の実施形態におけるクランクシャフトの回転角度との関係でのピストンの高さ位置変化を示す特性図である。

[図10]本実施形態における可変圧縮比機構の作動説明図であって、(A) ~

(D) はベーンロータが最進角状態（制御位相 $\alpha 1$ ）にある場合のピストン位置を示し、(A) は吸気(排気)上死点位置、(B) は吸気下死点位置、(C) 圧縮上死点位置、(D) は膨張下死点位置である。

[図11]第4の実施形態の圧縮比可変機構のリンク機構を示す全体概略図である。

発明を実施するための形態

[0018] 以下、本発明の実施形態について図面を用いて詳細に説明するが、本発明は以下の実施形態に限定されることなく、本発明の技術的な概念の中で種々の変形例や応用例をもその範囲に含むものである。

実施例 1

[0019] 先ず、本発明の第1の実施形態について説明する。図1及び図2は可変圧縮比機構の概略の構成を示している。内燃機関01は、シリンダブロック02内に形成されたシリンダボア03に沿って上下方向へ往復運動するピストン2と、ピストン2の上下運動によって、ピストンピン3や可変圧縮比機構1の後述するリンク機構5を介して回転駆動するクランクシャフト4と、を備えている。図1のピストン2の冠面上に一点鎖線で示す燃焼室境界線との間に隔成された空間は気筒内容積（燃焼室容積）である。

[0020] また、燃焼室には吸気弁IVと排気弁EVが設けられており、図示しないカムシャフトによって開閉されている。これらの吸気弁IV、排気弁EVは、ピストン2側（下側）にリフトすると、図1から分かるように、ピストン冠面に接近する。ここで、吸気弁IVのリフト量を基準位置 ($y_i = y_e = 0$) からピストン摺動方向に対して y_i の位置で示し、排気弁EVのリフト量を基準

位置からピストン摺動方向に y_e の位置で示している。この時のピストン2の位置を Y とする。尚、基準位置は、吸気弁 $I V$ 及び排気弁 $E V$ が共にリフトせずに閉じられている位置に対応している。なお、ここでピストン位置 Y が、あるクランク角において、吸気弁 $I V$ の y_i の位置あるいは排気弁 $E V$ の y_e の位置まで上昇すると、ピストン冠面と吸排気弁の干渉が生じることになる。

[0021] 可変圧縮比機構1は、複数のリンクからなるリンク機構5や、リンク機構5の姿勢を変化させるピストン位置変更機構6などから構成されている。リンク機構5は、ピストン2にピストンピン3を介して連結された第1リンクであるアッパリンク7と、アッパリンク7に第1連結ピン8を介して揺動可能に連結されると共に、クランクシャフト4のクランクピン9に回転可能に連結された第2リンクであるロアリンク10と、ロアリンク10に第2連結ピン11を介して揺動可能に連結されると共にコントロールシャフト12の偏心カム部13に回転可能に連結された第3リンクであるコントロールリンク14と、から構成されている。

[0022] また、クランクシャフト4の前端部には、図1及び図2に示すように、駆動回転体である小径な第1ギヤ歯車15が固定されている一方、コントロールシャフト12の前端部側に従動回転体である大径な第2ギヤ歯車16が設けられ、第1ギヤ歯車15と第2ギヤ歯車16が噛み合ってクランクシャフト4の回転力がピストン位置変更機構6を介してコントロールシャフト12に伝達されるようになっている。

[0023] 第1ギヤ歯車15は、外径が第2ギヤ歯車16の外径の約半分の大きさになっており、したがって、クランクシャフト4の回転速度は、第1ギヤ歯車15と第2ギヤ歯車16の外径差によってコントロールシャフト12に半分の角速度に減速して伝達されるようになっている。コントロールシャフト12は、ピストン位置変更機構6によって、第2ギヤ歯車16に対する位相が変化し、つまりクランクシャフト4に対して相対回転位相が変更されるようになっている。

- [0024] クランクシャフト4とコントロールシャフト12は、シリンダブロックに設けられた共通の前後2つの軸受17、18によって回転自在に支持されている。また、偏心カム部13は、コントロールリンク14の下端部に形成された大径部にニードルベアリング19を介して回転自在に連結されている。
- [0025] ピストン位置変更機構6は、例えば先に本出願人が出願した特開2012-225287号公報に記載された油圧式(ベーンタイプ)の可変動弁機構と同じ構造であり、以下簡単に説明する。
- [0026] すなわち、このピストン位置変更機構6は、図2及び図3(A)、(B)に示すように、第2ギヤ歯車16が固定されたハウジング20と、ハウジング20内に相対回転自在に收容され、コントロールシャフト12の一端部に固定されたベーンロータ21と、ベーンロータ21を油圧によって正逆回転させる油圧回路22と、を備えている。
- [0027] ハウジング20は、円筒状のハウジング本体20aの前端開口が円板状のフロントカバー23によって閉塞されていると共に、後端開口が円盤状のリアカバー24によって閉塞されている。また、ハウジング本体20aの内周面の周方向の約90°位置には、4つの隔壁であるシュー20bが内方に向かって突設されている。
- [0028] リアカバー24は、第2ギヤ歯車16の中央位置に両者一体に設けられ、外周部が4本のボルト25によってハウジング本体20aとフロントカバー23に共締め固定されている。また、リアカバー24のほぼ中央には、ベーンロータ21の円筒部に外周に軸受される大径な軸受孔24aが軸方向に貫通形成されている。
- [0029] ベーンロータ21は、中央にボルト挿通孔を有する円筒状のロータ26と、ロータ26の外周面の周方向のほぼ90°位置に一体に設けられた4枚のベーン27とを備えている。ロータ26は、前端側の小径筒部26aがフロントカバー23の中央支持孔に回転自在に支持されている一方、後端側の小径な円筒部26bがリアカバー24の軸受孔24aに回転自在に支持されている。

[0030] また、ベーンロータ 21 は、ロータ 26 のボルト挿通孔に軸方向から挿通した固定ボルト 28 によってコントロールシャフト 12 の前端部に軸方向から固定されている。また、各ベーン 27 は、各シュー 20 b 間に配置されていると共に、各外面の軸方向に形成された細長い保持溝内にハウジング本体 20 a の内周面に摺接するシール部材及び該シール部材をハウジング本体内周面方向に押圧する板ばねが夫々嵌着保持されている。また、この各ベーン 27 の両側と各シュー 20 b の両側面との間に、それぞれ 4 つの進角室 40 と遅角室 41 がそれぞれ隔成されている。

[0031] 油圧回路 22 は、図 2 に示すように、各進角室 40 に対して作動油の油圧を給排する第 1 油圧通路 28 と、各遅角室 41 に対して作動油の油圧を給排する第 2 油圧通路 29 との 2 系統の油圧通路を有し、この両油圧通路 28、29 には、供給通路 30 とドレン通路 31 とが夫々通路切換用の電磁切換弁 32 を介して接続されている。供給通路 30 には、オイルパン 33 内の油を圧送する一方向のオイルポンプ 34 が設けられている一方、ドレン通路 31 の下流端がオイルパン 33 に連通している。

[0032] 第 1、第 2 油圧通路 28、29 は、フロントカバー 23 側に設けられた通路構成部の内部に形成されており、各一端部が通路構成部のロータ 26 の小径筒部 26 a から内部の支持穴内に挿通配置された円柱部 35 を介してロータ 26 内に連通している一方、他端部が電磁切換弁 32 に接続されている。

[0033] 第 1 油圧通路 28 は、各進角室 40 と連通する図示しない 4 本の分岐路とを備えている一方、第 2 油圧通路 29 は、各遅角室 41 と連通する第 2 油路とを備えている。電磁切換弁 32 は、4 ポート 3 位置型であって、内部の弁体が各油圧通路 28、29 と供給通路 30 及びドレン通路 31 とを相対的に切り替え制御するようになっていると共に、コントロールユニット 36 からの制御信号によって切り替え作動されるようになっている。

[0034] そして、電磁切換弁 32 の切り換え作動によって、各進角室 40 と各遅角室 41 に作動油を選択的に供給することによってベーンロータ 21 (コントロールシャフト 12) をクランクシャフト 4 に対して相対回転位相を変更させ

るようになっている。また、各遅角室41内には、ベーンロータ21を遅角方向へ常時付勢する4本のコイルスプリング42がそれぞれ装着されている。

[0035] 図4(A)～(D)は第2ギヤ歯車16とコントロールシャフト12との相対回転位相を変化させた場合を示している。尚、この図では第1、第2ギヤ歯車15、16などは省略してある。この相対回転位相は、本実施形態では、前述のピストン位置変更機構6による相対回転位相変換制御により変化できるようになっているが、第2ギヤ歯車16とコントロールシャフト12(偏心カム部13)との取り付け関係を相対的に変えることによって行うこともできる。

[0036] この図4では、図1に示す第2ギヤ歯車16とコントロールシャフト12の相対位相を変えない状態でクランクシャフト4を時計方向に回転して行き、クランクピン9が真上を向いた位置(クランク角 $X=0^\circ$ で吸気(排気)上死点付近)から更に1回転して再度クランクピン9が真上を向いた位置($X=360^\circ$ で圧縮上死点付近)での姿勢を示している。なお、吸気(排気)上死点とは、排気上死点(吸気上死点)のことであり、ピストン2が排気行程の末期と吸気行程初期の間において最も高くなる位置を指す。

[0037] このとき、ピストン2の位置(高さ)は圧縮上死点付近なので高い位置になっており、例えば、図4(A)に示すように、偏心カム部13の偏心方向は、真上方向より制御位相 α_1 (例えば 137°)だけ時計方向に遅角した位置となっている。

[0038] すなわち、図4における偏心カム部13の回転方向はクランクシャフトとは逆の反時計方向なので、図4(A)に示す場合は真上方向より α_1 だけ遅角しているのである。このような場合、制御位相 α_1 と表記する。

[0039] 図4(B)は、図4(A)に対してコントロールシャフト12(偏心カム部13)の位相をさらに遅角側の α_2 (例えば 180°)まで遅角させた位置、すなわち、偏心カム部13の偏心方向が真下付近になっており、制御位相 α_2 と表記する。

- [0040] また、図4（C）に示す場合は制御位相 $\alpha 3$ （例えば 222° ）、図4（D）では制御位相 $\alpha 4$ （例えば 240° ）と、更にコントロールシャフト12（偏心カム部13）の位相を時計方向に遅角させていった位置となっている。
- [0041] ここで、例えば、図4（C）に示す制御位相 $\alpha 3$ と図4（D）に示す制御位相 $\alpha 4$ の間を変換できる位相変更機構6（ピストン位置変更機構）の作動について図3（A）、（B）に基づいて説明する。
- [0042] この図3は図2を左側から見た図であり、第2ギヤ歯車16の回転方向は図3中では時計方向となる。図3（A）がピストン位置変更機構6のベーンロータ21の最遅角位置（制御位相 $\alpha 4$ と対応）を示し、図3（B）が最進角位置（制御位相 $\alpha 3$ と対応）を示しており、この最遅角、最進角位置ともに最大拡巾のベーン27（27a）の両側部が隣接する各シュー20bの一側面と他側面に当接してストッパ（遅角側ストッパ、進角側ストッパ）により規制されるようになっている。
- [0043] ここで、ベーンロータ21は、各コイルスプリング42のばね力によって図3（A）に示すように、最遅角位置付近で機械的に安定するようになっている。つまり、デフォルト位置は最遅角位置となる。
- [0044] ピストン位置変更機構6の位相変換角 αT を、 $\alpha T = \alpha 4 - \alpha 3$ 、例えば 18° （ $= 240^\circ - 222^\circ$ ）とすれば、制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ の間の変換で所望の変換角 αT （ 18° ）を実現できる。更に、前述の最遅角位置（デフォルト位置）が、図4（D）に示す制御位相 $\alpha 4$ と一致するように、ベーンロータ21とコントロールシャフト12との取り付け位置を設定すると、所望の図4（C）と図4（D）の間の位相変換（制御位相 $\alpha 3 \leftrightarrow$ 制御位相 $\alpha 4$ ）が実現できる。
- [0045] 図5はピストン位置の変化特性を示している。ここで、クランク角 X が 0° では、クランクピン9が真上に位置しており、この付近で、ピストン2の吸気（排気）上死点となっている。
- [0046] クランク角 X が 0° から時計方向に回転し始めると、排気弁リフトカーブ

(ye) に示すように排気弁EVは完全に閉じ、また 0° 前から開作動を開始していた吸気弁IVの吸気弁リフトカーブ(yi)は更にリフトを増加し、吸気ポートより新気(或いは混合気)の吸入を行う。次に、クランク角Xが 180° となった付近で吸気下死点となり、この付近で吸気弁は閉じられる。ここで、吸気上死点から吸気下死点までを吸気行程という。

[0047] 更に、クランクシャフト4が回転すると、吸気弁IVは完全に閉じられると共に、筒内混合気が圧縮されて、クランク角Xが 360° となった位置(クランクピン9が再度真上位置)の付近で、圧縮上死点になる。ここで、吸気下死点から圧縮上死点までを圧縮行程という。

[0048] その後、火花点火(または圧縮着火)が行なわれて燃焼が開始され、その燃焼圧がピストン2を押し下げていき、クランク角Xが 540° 付近で膨張下死点となる。ここで、圧縮上死点から膨張下死点までを膨張行程という。

[0049] この膨張下死点付近で、排気弁EVが開作動を開始し、ピストン2の再上昇とともに燃焼ガス(排気ガス)を排気ポートより排出し、再び吸気(排気)上死点付近であるクランク角Xが 720° ($=0^\circ$)の位置(クランクピン9が真上位置)に戻るのである。ここで、膨張下死点から吸気(排気)上死点までを排気行程という。

[0050] 以上のように、4サイクル機関としての作動が行われ、クランク角(X) 720° を1周期とする周期的な作動になっている。

[0051] 図5において、実線は図4(C)の制御位相 α_3 でのピストン位置特性(α_3 特性)を示し、破線は図4(D)の制御位相 α_4 でのピストン位置特性(α_4 特性)を示している。両特性とも、圧縮上死点でのピストン位置は略同一(Y0)で、吸気下死点位置は両特性で異なる。すなわち、圧縮上死点での気筒内容積(燃焼室容積)Vは、両特性とも圧縮上死点でのピストン位置(Y0)により決まるので、ほぼ同一の気筒内容積V0となっている。

[0052] この気筒内容積V0とは、圧縮上死点において、シリンダヘッド側の燃焼室内面形状と、ピストン2の冠面2aの形状と、シリンダブロック02の内径と、図示しないヘッドガスケット内径等に囲まれた容積、つまり、圧縮上

死点における気体（混合気）の容積になる。

- [0053] 図5に示す制御位相 $\alpha 3$ の特性では、吸気下死点のピストン位置は $YC 3$ であり、そこから圧縮上死点への長さ（圧縮ストローク）は $LC 3$ であり、膨張下死点のピストン位置は $YE 3$ で、そこへの圧縮上死点からの長さ（膨張ストローク）は $LE 3$ である。
- [0054] また、吸気下死点のピストン位置は前述の $YC 3$ であり、そこから吸気(排気)上死点への長さ（吸気ストローク）は $LI 3$ であり、膨張下死点のピストン位置は前述の $YE 3$ で、そこから吸気(排気)上死点への長さ（排気ストローク）は $LO 3$ である。
- [0055] 同様に、図5に示す制御位相 $\alpha 4$ の特性では、吸気下死点のピストン位置は $YC 4$ であり、そこから圧縮上死点への長さ（圧縮ストローク）は $LC 4$ であり、膨張下死点のピストン位置は $YE 4$ で、そこへの圧縮上死点からの長さ（膨張ストローク）は $LE 4$ である。
- [0056] また、吸気下死点のピストン位置は前述の $YC 4$ であり、そこから吸気(排気)上死点への長さ（吸気ストローク）は $LI 4$ であり、膨張下死点のピストン位置は前述の $YE 4$ で、そこから吸気(排気)上死点への長さ（排気ストローク）は $LO 4$ である。
- [0057] 尚、吸気(排気)上死点と排気(吸気)上死点は同じ点を意味しており、排気行程から吸気行程に移行する時のピストンの上死点を示している。したがって、単に吸気上死点或いは排気上死点という場合もある。
- [0058] 以上の図5に関する説明は実施例2の図7、実施例3の図9においても同様であるので、図7、図9においては詳細の説明を省略する。
- [0059] ここで、制御位相 $\alpha 3$ での機械圧縮比である機械圧縮比 $C 3$ と、同機械膨張比である機械膨張比 $E 3$ について考察する。ボア（シリンダ内径）の面積を S とすると、吸気下死点での気筒内容積 $VC 3$ は、 $VC 3 = V 0 + S \times LC 3$ となる。したがって、機械圧縮比 $C 3 = VC 3 \div V 0 = (V 0 + S \times LC 3) \div V 0$ となる。
- [0060] 一方、機械膨張比 $E 3 = VE 3 \div V 0 = (V 0 + S \times LE 3) \div V 0$ となる

。ここで、 $V E 3$ とは膨張下死点での気筒内容積である。

[0061] 尚、制御位相 $\alpha 3$ の場合は、図5に示すように、 $L C 3 \doteq L E 3$ であるため、機械圧縮比 $C 3 \doteq$ 機械膨張比 $E 3$ となっている。ここで、相対比 $D =$ 機械膨張比 $E \div$ 機械圧縮比 C と定義する。

[0062] 制御位相 $\alpha 3$ での相対比 $D 3$ は、 $E 3 \div C 3 \doteq 1$ となり、機械膨張比 E と機械圧縮比 C はほぼ同一のほぼ標準的な特性となっている。すなわち、制御位相 $\alpha 3$ では、一般的な機関の通常のピストン位置変化特性 ($E = C$ 、 $D = 1$) に近くなっている。

[0063] 次に、制御位相 $\alpha 4$ での機械圧縮比である機械圧縮比 $C 4$ と、同機械膨張比である機械膨張比 $E 4$ について説明する。

[0064] 制御位相 $\alpha 3$ と同様に、機械圧縮比 $C 4 = V C 4 \div V 0 = (V 0 + S \times L C 4) \div V 0$ となり、機械膨張比 $E 4 = V E 4 \div V 0 = (V 0 + S \times L E 4) \div V 0$ となる。ここで、制御位相 $\alpha 4$ の場合は、図5に示すように、 $L C 4 > L E 4$ であるため、機械圧縮比 $C 4 >$ 機械膨張比 $E 4$ となっている。すなわち、相対比 $D 4 = L E 4 \div L C 4 < 1$ であり、これは、機械圧縮比が機械膨張比より、相対的に大きいことを意味する。また、制御位相 $\alpha 3$ 特性との対比でみると、 $C 4 > C 3$ と機械圧縮比は大きく、 $E 4 < E 3$ と機械膨張比は小さくなっている。

[0065] 図6 (A) ~ (D) に制御位相 $\alpha 4$ (ベーンロータ21の最遅角デフォルト位置、例えば 240°)でのクランク角を変化した場合の機構姿勢変化を示し、図6 (E) ~ (H) に制御位相 $\alpha 3$ (ベーンロータ21の最進角位置、例えば 222°)でのクランク角を変化した場合の機構姿勢変化を示している。ここで、図6の (A) 及び (E) は吸気 (排気) 上死点での姿勢、 (B) 及び (F) は吸気下死点での姿勢、 (C) 及び (G) は圧縮上死点での姿勢、 (D) 及び (H) は膨張下死点での姿勢をそれぞれ示している。

[0066] 図6 (A) ~ (D) の制御位相 $\alpha 4$ の場合は、前述のように、 $L C 4 > L E 4$ であるため、機械圧縮比 $C 4 >$ 機械膨張比 $E 4$ (相対比 $D 4 < 1$) となっている。一方、図6 (E) ~ (H) の制御位相 $\alpha 3$ の場合は、前述のよう

に、 $LC3 \div LE3$ であるため、機械圧縮比 $C3 \div$ 機械膨張比 $E3$ （相対比 $D3 \div 1$ ）となっている。そして、図6（A）～（D）の制御位相 $\alpha 4$ の場合は、図6（E）～（H）の制御位相 $\alpha 3$ と比較すると、前述のように、 $LC4 > LC3$ 、 $LE4 < LE3$ となっている。

[0067] なぜ、このようなピストン位置変化特性になるかを説明する。吸気下死点における偏心カム部13の偏心回転方向 αC についてみると、図6（B）に示す制御位相 $\alpha 4$ での $\alpha C 4$ は、図6（F）に示す制御位相 $\alpha 3$ での $\alpha C 3$ に対して、時計方向（遅角方向）に位相変化している。つまり偏心カム部13の偏心円中心は、制御位相 $\alpha 3$ に対して相対的に、右上方に移動しており、これによりコントロールリンク14は第2連結ピン11を右上方に押し上げ、ロアリンク10を、クランクピン9を支点として時計方向に回転させる。これによって、第1連結ピン8の位置は下がり、もってアッパリンク7によりピストン2は下方に引き下げられる。これにより、 $LC4 > LC3$ となる。

[0068] 一方、膨張下死点における偏心カム部13の偏心回転方向 αE についてみると、図6（D）に示す制御位相 $\alpha 4$ での $\alpha E 4$ は、図6（H）に示す制御位相 $\alpha 3$ での $\alpha E 3$ に対して、同様に時計方向（遅角方向）に変化している。つまり偏心円中心は相対的に下方に移動しており、これによりコントロールリンク14は第2連結ピン11を左下方に引き下げ、ロアリンク10を、クランクピン9を支点として反時計方向に回転させる。これによって第1連結ピン8の位置は上がり、もってアッパリンク7によりピストン2は上方に押し上げられる。これにより、 $LE4 < LE3$ となる。

[0069] すなわち、図5に示す制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ のピストン位置変化特性の差は、図6に示す偏心カム部13の偏心位相の違いに基づくリンク姿勢の違いにより生み出される。

[0070] 一方、圧縮上死点のピストン位置についてみると、制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ のピストン2の位置はほぼ同じ位置であることは、前述の通りであるが、これは以下の理由による。すなわち、図6（C）、（G）に示す圧縮上

死点姿勢に示すように、制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ とも、クランクピン9と第1連結ピン8とピストンピン3がほぼ一直線に配置されており、この配置によりロアリンク10の回転により第1連結ピン8が回転してもピストンピン2の位置変化は僅かに抑えられるためである。

[0071] このため、制御位相 $\alpha 3$ の圧縮上死点のピストン位置（図5のY03）、制御位相 $\alpha 4$ の圧縮上死点ピストン位置（図5のY04）は実質ほぼ同じ位置となり、それを前述の圧縮上死点のピストン位置（Y0）としたのである。

[0072] しかしながら、圧縮上死点のピストン位置（Y03）と圧縮上死点のピストン位置（Y04）で有意差がでた場合は、気筒内容積を各々V03、V04として前述のV0のかわりに用いて、各々の機械圧縮比C3、C4、各々の機械膨張比E3、E4、各々の相対比D3、D4を求めれば良い。

[0073] 次に、本実施例のエンジン性能に係る効果について説明する。

[0074] 機関停止時には、ピストン位置変更機構6のベーンロータ21は、図3（A）に示す最遅角位置（反時計方向）に各コイルスプリング42のばね力によって押し付けられ安定しており（デフォルト位置）、その時、制御位相は前述の制御位相 $\alpha 4$ となっている。

[0075] したがって、冷機始動時には、予めベーンロータ21の最遅角位置である制御位相 $\alpha 4$ の特性（図5の破線）になっており、この特性による排気エミッションの低減効果が、デフォルト設定によって始動燃焼のまさに初期から得られる。また、ピストン位置変更機構6の電磁切換弁32の電気系統が断線などの故障があった場合にもこの位置を維持できるので、その場合でも前述の排気エミッション低減効果が得られるので所謂メカニカルフェールセーフ効果も持つことができる。

[0076] すなわち、この特性による冷機始動時排気エミッション低減効果については、まず1つ目として、機械膨張比E4が小さくなっているので、膨張仕事が減った分、内燃機関から排出される排気ガス温度が高まるので、下流の触媒の暖機が促進されて、エミッション転化率が向上する。

- [0077] 一方、2つ目として、機械圧縮比 C_4 は大きくなっているため、圧縮上死点での筒内ガス温度は上昇し、冷機運転時において問題となる燃焼不良を改善し、もって内燃機関そのものから排出されるエミッションを低減できる。
- [0078] 以上の機械膨張比 E_4 を小さくし、機械圧縮比 C_4 を大きくし、つまり相対比 $D_4 (= E_4 \div C_4)$ を小さくしたことにより、上述した夫々の効果の相乗効果として、触媒下流のテールパイプから大気に放出される排気エミッション量を大幅に低減できるようになる。
- [0079] ここで、相対比 D_4 は1未満の小さな値となっており、これが小さいほど、機械膨張比が相対的に小さく、機械圧縮比が相対的に大きいことを意味しており、冷機時における排気エミッション性能の良さを示す指標とみることができる。
- [0080] ところで、機関の暖機が完了すると、例えば機関運転状態が部分負荷であれば、機械圧縮比 C_4 、機械膨張比 E_4 、及び相対比 D_4 のままの状態では燃費が悪化する。なぜなら、機械膨張比 E_4 が低いので、ピストン2による膨張仕事は低下し、また、機械圧縮比 C_4 が高いので、暖機後では圧縮上死点での温度が過度に高くなり、いわゆる冷却損失が増加し、もって、これらの損失により燃費が悪化するようになる。
- [0081] また、機関運転状態が高負荷であれば、ノッキングやプレイグニッションという異常燃焼も誘発してしまい、一層燃費が悪化すると共に、トルクも低下するのである。したがって、暖機後においては、ピストン位置変更機構6の電磁切換弁32からの制御油圧によりベーンロータ21が最進角位置に変換し、制御位相 α_3 (図5の実線の特性)に切り替えるようにすれば良いものである。
- [0082] これにより、標準的な機械膨張比 E_3 、標準的な機械圧縮比 C_3 に復帰し、相対比 D_3 はほぼ1となり通常のピストン位置変化特性と同等となるので、上述した損失により燃費が悪化したり、更には異常燃焼が誘発されるのを抑制できるようになる。
- [0083] 尚、機関温度が冷機と暖機完了との中間にある場合は、その温度に応じて

、低温になるほどベーンロータ 21 を遅角側へ変更して行き（制御位相 $\alpha 4$ に近づけて行き）、高温になるほどベーンロータ 21 を進角側へ変更させていく（制御位相 $\alpha 3$ に近づけていく）ことによって、温度の変化毎に、排気エミッション性能と燃費性能を適切にバランスさせることができる。例えば、エミッションを十分に低い所定値に抑えつつ、可及的に燃費悪化を抑制することができる。

[0084] ここで、ピストン 2 の位置変化特性は、前述のように、クランク角 720° を周期とする周期的な作動が行なわれ、上死点としては、クランク角が 0° 付近と 360° 付近の 2 度あらわれる。そして、クランク角 360° 付近の上死点（前述の $Y0$ ）は、吸気弁 $I V$ 、排気弁 $E V$ とともに完全に閉止された前述の圧縮上死点となっており、クランク角 0° 付近の各上死点（ $Y'03$ 、 $Y'04$ ）は、この付近で排気弁 $E V$ が閉じ吸気弁 $I V$ の作動が開始される吸気（排気）上死点となっている。

[0085] この吸気（排気）上死点の各ピストン位置（ $Y'03$ 、 $Y'04$ ）は、圧縮上死点のピストン位置（ $Y0$ ）より低くなっている。これは、図 6（A）、（E）の吸気（排気）上死点の姿勢で示すように、制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ とともに、クランクピン 9 と第 1 連結ピン 8 とピストンピン 3 が一直線ではなく、逆「く」の字状に折れ曲がって配置されており、この配置によりピストン位置が前述のピストン位置（ $Y0$ ）より低い位置となり、また制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ との間のコントロールシャフト 12 の位相差により、吸気（排気）上死点のピストン位置が、前者の場合のピストン位置（ $Y'03$ で、 $\Delta 3$ だけ低下）、後者の場合のピストン位置（ $Y'04$ で、 $\Delta 4$ だけ低下）という有意差が生じている。

[0086] ここで、ピストン位置の差分 $\Delta 3 > \Delta 4$ というように、制御位相 $\alpha 3$ での吸気（排気）上死点のピストン位置（ $Y'03$ ）の方が低い位置になっているのは、図 6（A）及び（E）の吸気（排気）上死点のピストン位置に示すように、偏心カム部 13 の偏心方向とコントロールリンク 14（第 3 リンク）方向が、制御位相 $\alpha 3$ の方が一直線に近い（開き角が 180° に近い）の

で、ロアーリンク10を更に時計方向に回転させ、もってアッパーリンク7を介してピストンピン（ピストン）を引き下げるからである。

[0087] このように、吸気（排気）上死点の各ピストン位置（ $Y'03$ 、 $Y'04$ ）が、圧縮上死点のピストン位置（ $Y0$ ）より低い位置になっていることは、ピストン2と吸気弁1V、排気弁EVの干渉に対して、極めて有利となる。図5に示す吸気（排気）上死点では、各ピストン位置（ $Y'03$ 、 $Y'04$ ）が低くなっており、この吸気（排気）上死点付近のクランク角で見ると、吸気弁1Vの吸気弁リフト位置（ y_i ）や排気弁EVの排気弁リフト位置（ y_e ）に対して、ピストン2の冠面位置（ Y ）は下方に充分離れており、干渉しにくくなっている。

[0088] 例えば、高回転になると、吸気弁1V、排気弁EVは、ジャンプやバウンスといった異常運動が発生しやすくなるが、この場合においては y_i や y_e はやや下がるのであるが、吸気弁1V、排気弁EVとの干渉を十分に防止できるものである。また、近年広まってきた、吸気弁1V、排気弁EVの開閉位相制御やリフト量自体を増大変化できる可変動弁機構を装着した場合においては、吸気弁1V、排気弁EVとピストンの機械的な干渉が発生し易くなる。すなわち、開閉位相制御では y_i 特性や y_e 特性が横軸（クランク角）方向にずれるので Y との距離が部分的に接近したり、リフト量自体の増大制御では y_i 特性や y_e 特性自体が下方にずれるので Y との距離が接近するのである。このような場合であっても、本実施例の可変圧縮比機構を用いれば吸気弁1V、排気弁EVとピストンの機械的な干渉を有効に防止することができるようになる。

[0089] 尚、ここで、吸気弁1V、排気弁EVの作動タイミングをクランク角で 360° 程度設定をずらした場合を仮に想定してみると、高いピストン位置（ $Y0$ ）が吸気（排気）上死点のピストン位置となり、図5の破線で示す吸気弁リフトカーブ（ y_i ）及び排気弁リフトカーブ（ y_e ）との干渉余裕が小さくなり、ジャンプやバウンスといった吸気弁1Vや排気弁EVの異常運動の際にピストンと干渉してしまう、という問題が発生する。図5から分かるよう

に干渉が発生しやすいクランク角は、吸気（排気）上死点そのものではなく、吸気（排気）上死点直前で排気弁E Vの y_e とピストン冠面位置Yの距離が極めて短くなり、吸気（排気）上死点直後で吸気弁I Vの y_i とピストン冠面位置Yの距離が極めて短くなるのである。そこへもってきて、吸排気弁の異常運動が発生すると、これらの距離が一層短くなり、もって干渉が発生してしまうのである。

[0090] また、これとは別に、吸気（排気）上死点の各ピストン位置（ $Y'03$ 、 $Y'04$ ）が、圧縮上死点のピストン位置（ $Y0$ ）より低い位置になっていることは、残留排気ガスの量を増大する作用を生じる。従来通り、吸気（排気）上死点のピストン位置が圧縮上死点のピストン位置まで高められると、排気行程末期から吸気行程初期にかけてピストンが高く上昇するので燃焼室容積が減少して、高温の燃焼ガスが筒内に残留する量が少なくなる。

[0091] これに対して、本実施例では吸気（排気）上死点のピストン位置が圧縮上死点より低い位置に設定されるため、排気行程末期から吸気行程初期にかけての燃焼室容積が増大して高温の残留排気ガスの量が増え、燃焼室内の温度を高く維持できて内部EGR効果が充分得られるようになる。特に燃焼室内の温度が低い冷機運転状態では、多くの残留排気ガスによって燃焼室や筒内ガスの温度を高くできるので排気エミッションを低減できる効果が高くなる。

[0092] 以上述べてきたように、圧縮上死点におけるピストン位置に対して、吸気（排気）上死点におけるピストン位置を低く設定することによって、以下の格別な効果が得られる。

[0093] すなわち、圧縮上死点のピストン位置（ $Y0$ ）という高いピストン位置となるため、機械圧縮比C、あるいは機械膨張比Eを大きく設定できることなどにより、種々のエンジン性能を充分高めることができる。しかも、このような高いピストン位置に設定しても、圧縮上死点では吸気弁I V、排気弁E Vが作動（リフトの増加）せず閉止状態が継続するため、ピストンと吸気弁I V、排気弁E Vとが干渉する問題は原理的に発生しない。

- [0094] 一方、吸気（排気）上死点では、この付近で排気弁E Vの開作動及び吸気弁I Vの開作動が行なわれるので、仮にピストン位置が圧縮上死点（Y 0）のように高い位置にあると、これら吸気弁I V、排気弁E Vとピストン2との機械的な干渉が生じる恐れがあるが、前述したように、吸気（排気）上死点の各ピストン位置（Y ' 0 3、Y ' 0 4）が、圧縮上死点のピストン位置（Y 0）より低い位置にあるので、このような機械的な干渉を回避できる。
- [0095] 特に、吸気弁I Vのリフト量が最大となるリフト位置（y_{i max}）及び排気弁E Vのリフト量が最大となるリフト位置（y_{e max}）より、吸気（排気）上死点での各ピストン位置（Y ' 0 3、Y ' 0 4）を低く設定しておけば、前述の吸排気弁の開閉位相制御に故障が生じた場合であっても、該位相に関わらず、吸排気弁とピストンの干渉を防止できる、という格別の効果を得ることができる。
- [0096] また、吸気（排気）上死点の各ピストン位置（Y ' 0 3、Y ' 0 4）が圧縮上死点のピストン位置（Y 0）より低い位置に設定されるため、排気行程末期あるいは吸気行程初期での燃焼室容積が増大して、筒内において高温の残留排気ガスの量が増え、燃焼室や筒内ガスの温度を高くできて所謂内部E G R効果が充分得られるようになる。特に燃焼室や混合気の温度が低い冷機運転状態では、多くの残留排気ガスによって燃焼室や吸入混合気の温度を高くできるので排気エミッションを低減できる効果が高くなる。
- [0097] ここで、前述のように、制御位相 $\alpha 3$ では制御位相 $\alpha 4$ より吸気（排気）上死点でのピストン位置がやや低くなっているが、これによれば更に以下のような効果が得られる。すなわち、この制御位相 $\alpha 3$ では、圧縮ストロークL C 3と膨張ストロークL E 3が同一、つまり機械圧縮比C 3＝機械膨張比E 3となっており、また吸気ストロークL I 3と排気ストロークL O 3が同一で、一般的な特性となっている。
- [0098] この一般的な特性では、前述の制御位相 $\alpha 4$ のような冷機時の排気エミッション低減の効果は得にくいものの、高回転を含む広い回転バンドで使われることが想定される。高回転では、前述のように、排気弁E Vや吸気弁I V

のジャンプやバウンスといった異常運動が発生しがちであるが、制御位相 $\alpha 3$ において、吸気（排気）上死点のピストン位置（ $Y \sim 03$ ）とやや低くなっているため、このような場合であっても、ピストンと吸気弁I V、排気弁E Vの干渉を確実に回避することができるからである。以上の説明してきたように、制御範囲である制御位相 $\alpha 3$ から制御位相 $\alpha 4$ の範囲にわたって、ピストンと吸気弁I V、排気弁E Vの機械的な干渉を防止できるようになる。しかも、広い回転バンドで使われる可能性のある制御位相 $\alpha 3$ においては、より効果的にかかる機械的な干渉を防止できるのである。

[0099] また、本実施例では、図2に示すように、第1ギヤ歯車15に対して減速される側の体径の第2ギヤ歯車16の方にベーン式のピストン位置変更機構6が設置されている。このため、クランク側の小径の第1ギヤ歯車15にピストン位置変更機構6を設置した場合に対して、ベーン径などを大きく設定することが可能になり、ベーン変換動力を高めることができ、変換応答性を向上させたり、耐負荷能力を高めることも可能となる。

[0100] 以上述べた通り本実施例によれば、可変圧縮比機構によって圧縮上死点におけるピストン位置に対して、吸気（排気）上死点におけるピストン位置を低く設定するようにしているので、ピストン冠面と吸排気弁が干渉しないようにできる、或いは内部EGR効果が充分得られるようにできるようになる。

実施例 2

[0101] 次に本発明の第2の実施形態について説明するが、実施例1ではベーンとコントロールシャフトとの相対位相を制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ の間で制御したが、実施例2ではベーンとコントロールシャフトとの相対位相を制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ の間で制御する点で異なっている。

[0102] 図3における変換角 αT は、 $\alpha 3 - \alpha 2$ （例えば、 $222^\circ - 180^\circ = 42^\circ$ ）とし、ベーンは遅角側に付勢する付勢スプリングによって付勢されている。ちなみに、ここで、実施例1に対して、ベーン変換角が拡大するが、ハウジングのストッパ部付近やベーン側面部の肉抜きによりベーン変換角を拡大することができる。また、ベーン枚数を4枚から3枚に減少させても

、変換角を拡大することができる。そして、遅角側ストッパとベーンが当接する最遅角位置（デフォルト位置）が、図4の $\alpha 3$ の位置と一致するように、ベーンとコントロールシャフトの取り付け位相を設定すれば良い。

[0103] 尚、このように、ベーンの変換角の拡大に伴い、ベーン枚数を減らしたりすると、ベーン式のピストン位置変更機構6の油圧による変換動力が減少し、変換応答性の悪化が懸念される。しかしながら、前述したように、減速される側の第2ギヤ歯車16の方にベーン式のピストン位置変更機構6が設置されているため、ベーン径等を適切に大きく設定することも可能となる。これによって、ピストン位置変更機構6によるベーン変換動力を確保し、変換応答性の低下やベーン保持能力の低下を抑制できるのである。

[0104] 図7はピストン位置変化特性を示し、実線は実施例1の図4（C）の制御位相 $\alpha 3$ と同じ特性（ $\alpha 3$ 特性）を示すが、本実施形態ではベーンロータ21の最遅角（デフォルト）位置での特性となる。また、図7の一点鎖線は図4（B）に示す制御位相 $\alpha 2$ の特性（ $\alpha 2$ 特性）で、これが本実施形態のベーンロータ21の最進角位置での特性となる。

[0105] 図4（B）の制御位相 $\alpha 2$ も、圧縮上死点のピストンの位置（ $Y 0 2$ ）は、前述の $Y 0$ とほぼ同一であるが、吸気下死点位置と膨張下死点位置は、制御位相 $\alpha 3$ とは異なっている。

[0106] すなわち、図7に示すように、 $L C 2 < L E 2$ であるため、機械圧縮比 $C 2 < 機械膨張比 E 2$ となっており、相対比 $D 2 = L E 2 \div L C 2 > 1$ であり、これは、機械膨張比が機械圧縮比よりも相対的に大きいことを意味する。

[0107] また、制御位相 $\alpha 3$ との対比で見ると、 $C 2 < C 3$ と機械圧縮比は小さく、 $E 2 > E 3$ と機械膨張比は大きくなっている。

[0108] 図8（A）～（D）は、制御位相 $\alpha 2$ での機構姿勢の変化を示している。前述のように、 $L C 2 < L E 2$ であるため、機械圧縮比 $C 2 < 機械膨張比 E 2$ 、すなわち、相対比 $D 2 > 1$ となっている。そして、図8（E）～（H）に記載した制御位相 $\alpha 3$ と比較すると、 $L C 2 < L C 3$ 、 $L E 2 > L E 3$ となっている。

- [0109] なぜこのような特性になるかを以下で説明する。図8（B）、（F）に示す吸気下死点姿勢における偏心カム部13の偏心回転方向 αC について比較してみると、図8（B）に示す制御位相 $\alpha 2$ での $\alpha C 2$ は、図8（F）に示す制御位相 $\alpha 3$ での $\alpha C 3$ に対して、反時計方向（進角方向）に位相変化している。
- [0110] つまり偏心円中心は左下方に移動しており、これによりコントロールリンク14は第2連結ピン11を相対的に左下方に引き下げ、ロアリンク10を、クランクピン9を支点として反時計方向に回転させる。これにより第1連結ピン8の位置は上がり、もってアッパリンク7によりピストン2は上方に押し上げられる。この結果、 $LC 2 < LC 3$ となる。
- [0111] 一方、図8（D）、（H）に示す膨張下死点の姿勢における偏心カム部13の偏心回転方向 αE についてみると、図8（D）に示す制御位相 $\alpha 2$ での $\alpha E 2$ は、図8（H）に示す制御位相 $\alpha 3$ での $\alpha E 3$ に対して、同様に反時計方向（進角方向）に変化している。
- [0112] つまり偏心円中心は相対的に上方に移動しており、これによりコントロールリンク14は第2連結ピン11を右上方に押し上げ、ロアリンク10を、クランクピン9を支点に時計方向に回転させる。これにより第1連結ピン8の位置は下がり、もってアッパリンク7によりピストンは下方に引き下げられる。この結果、 $LE 2 > LE 3$ となる。
- [0113] すなわち、図7に示す制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 2$ のピストン位置変化特性の違いは、図8に示す偏心カム部13の偏心回転方向の違いによるリンク姿勢の違いにより生み出されるのである。
- [0114] 次に、本実施例のエンジン性能に係る効果について説明する。
- [0115] 機関の暖機後には、ピストン位置変更機構6のベーンロータ21は電磁切換弁32からの制御油圧により最進角位置に変換され、制御位相 $\alpha 2$ となるが、この位相では機械圧縮比 $C 2$ は小さく、機械膨張比 $E 2$ が大きい特性となる。ここで、機械膨張比 $E 2$ が大きいことから、燃焼圧がピストンを押し下げることで行なう仕事（膨張仕事）を増やすことができ、これにより、例

えば部分負荷運転領域において燃費を向上させることができる。

[0116] 一方、このような機関の暖機後の部分負荷運転領域においては、機械圧縮比が高いと圧縮上死点での筒内ガス温度が高くなって冷却損失が増えてしまう懸念があるが、本実施形態のように、機械圧縮比 C_2 が比較的低下しているので、このような冷却損失の発生を抑制することで一層燃費（熱効率）を向上させることができる。

[0117] また、機関高負荷ではこの高機械圧縮比によりノッキングなどの異常燃焼が生じ易いが、これも機械圧縮比低下によって回避することができるようになる。ここで、前述した特許文献1（特開2002-276446号公報）の技術でも機械圧縮比を低下制御することでノッキングを防止できるが、付随して機械膨張比も低下してしまい、膨張仕事低下により燃費悪化やトルク低下を伴う。更には、機械膨張比の低下による排温上昇に伴い、触媒が熱劣化してしまうという問題が生じる。これに対して、本実施例では高機械膨張比のため、これらの問題を回避できるものである。

[0118] ところで、本実施例において、仮に冷機時においても、このようなピストン位置変化特性であったとすると、排気エミッション面から不都合が生じる。すなわち、機械膨張比 E_2 が大きいので、膨張仕事が増える分、機関本体から排出される排気ガス温度が低下してしまい、下流の触媒の暖気が進まず、触媒による排気エミッション転化性能が低下する。

[0119] 更に、機械圧縮比が低いので、冷機時において圧縮上死点での筒内ガス温度も相対的に低く、冷機時での燃焼が悪いので機関本体そのものから排出されるエミッションも増加する。以上の2つの理由により、触媒下流のテールパイプからの大気に排出エミッションが増加してしまう。

[0120] そこで本実施例では、冷機時は制御位相 α_3 のような通常のピストン位置変化特性にするのである。これにより、冷機時において大気に排出される排気エミッション増加を回避しつつ、暖機後には制御位相 α_2 の変換することで前述の燃費低減などの効果を得ることができるのである。

[0121] 尚、冷機時と暖機後の間の中間の温度（暖機途中）においては、ピストン

位置変更機構6のベーンロータ21の回転位相を制御し、低温になるほど制御位相 $\alpha 3$ に近づけていき、高温になるほど制御位相 $\alpha 2$ に近づけていくように制御する。これにより、温度毎に燃費性能と排気エミッション性能を適切にバランスすることができる。例えば、排気エミッションを抑えつつ可及的に燃費を向上することができる。

[0122] ピストン位置変化特性は、前述したように、制御位相 $\alpha 2$ 、制御位相 $\alpha 3$ ともクランク角 720° を周期とする周期的な作動が行なわれ、上死点としてはクランク角が 0° (720°) 付近と 360° 付近の2度あらわれる。クランク角 360° 付近の各上死点(Y02、Y03)は、吸気弁と排気弁の両方とも完全に閉止された圧縮上死点となり、前述のY0と実質ほぼ同一位置となっている。一方、クランク角 0° 付近の上死点は、この付近で排気弁が閉じ吸気弁の作動が開始される吸気(排気)上死点であり、そこでの各ピストン位置は、各々Y'02、Y'03となっている。

[0123] この吸気(排気)上死点の各ピストン位置(Y'02、Y'03)は、圧縮上死点でのピストン位置(Y0)より低い位置になっている。これは、図8の吸気(排気)上死点姿勢(A)、(E)で示すように、制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ とも、クランクピン9と第1連結ピン8とピストンピン3が一直線ではなく、逆「く」の字状に折れ曲がって配置されており、この配置によりピストン位置が前述の圧縮上死点のピストン位置(Y0)より低下するためである。

[0124] ところで、この吸気(排気)上死点についてみると、本実施例の場合には、図8(A)と図8(E)との比較で分かるように、コントロールリンク14に対する偏心カム部13の偏心方向が、制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ とでほぼ線対称の関係にある。従って、開き角自体は同等である。したがって、第2ピン11の位置は制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ で余り変わらない。このため、吸気(排気)上死点の各ピストン位置が、制御位相 $\alpha 2$ でのピストン位置(Y'02で、 $\Delta 2$ だけ低下)と、制御位相 $\alpha 3$ でのピストン位置(Y'03で、 $\Delta 3$ だけ低下)とになる訳だが、両者ほぼ同一位置となる。

[0125] このように、吸気（排気）上死点の各ピストン位置（ $Y'02$ 、 $Y'03$ ）が、圧縮上死点（ $Y0$ ）より低い位置で且つほぼ同一位置になっていることは、ピストン2と吸気弁1V、排気弁EVの機械的な干渉に対して、後述するようにコントローラが誤作動した場合などにおいても極めて有利となる。図7の吸気（排気）上死点付近のクランク角で見て、吸気弁1Vの吸気弁リフト位置（ y_i ）や排気弁EVの排気弁リフト位置（ y_e ）のに対して、制御位相 $\alpha 2$ 、制御位相 $\alpha 3$ ともピストン2の冠面位置は下方に充分離れており、干渉しにくくなっているのは実施例1と同様である。

[0126] このため、例えば、高回転になると、吸気弁1V、排気弁EVは、ジャンプやバウンスといった異常運動が発生しやすくなるが、この場合においても干渉を十分に防止できるも実施例1と同様である。また、近年広まってきた、吸気弁1V、排気弁EVの開閉位相制御やリフト量自体を増大変化できる可変動弁機構を装着した場合には、吸気弁1V、排気弁EVとピストンの機械的な干渉が発生し易くなる。このような場合であっても、本実施例の可変圧縮比機構を用いれば吸気弁1V、排気弁EVとピストンの機械的な干渉を有効に防止することができるようになるのも実施例1と同様である。

[0127] 尚、ここで、吸気弁1V、排気弁EVの作動タイミングをクランク角で 360° 程度設定をずらした場合を仮に想定してみると、高いピストン位置（ $Y0$ ）が吸気（排気）上死点のピストン位置となり、図7の破線で示す各クランク角での吸気弁リフト位置（ y_i ）及び排気弁リフト位置（ y_e ）とピストン冠面位置 Y との干渉余裕が小さくなり、ジャンプやバウンスといった吸気弁1Vや排気弁EVの異常運動の際にピストンと吸排気弁ちの干渉し易い、という問題が発生する。

[0128] また、これとは別の問題として、排気行程末期から吸気行程初期にかけて、前述のようにピストンが高く上昇するので燃焼室容積が減少して、高温の燃焼ガスが残留する量が少なくなり、前述の内部EGR効果が得られなくなり、つまり前述の冷気時エミッション低減効果や暖機後の燃費向上効果などが得にくくなるのである。

- [0129] これに対して、本実施例では吸気（排気）上死点のピストン位置が圧縮上死点より低い位置に設定されるため、排気行程末期から吸気行程初期にかけて燃焼室容積が増大して、筒内における高温の残留排気ガスの量が増え、燃焼室や筒内ガスの温度を高く維持できて内部EGR効果が充分得られるようになる。例えば、燃焼室や吸入混合気の温度が低い運転状態では、多くの残留排気ガスによってこれらの温度を高くできるので排気エミッションを低減できる効果が高くなる。また、暖機後であっても、この内部EGR効果によって、部分負荷域で燃焼が改善され、またポンプ損失もこれにより低減するので、一層燃費効果を高めることも可能になる。
- [0130] また、本実施例のように、圧縮上死点におけるピストン位置を高め、吸気（排気）上死点におけるピストン位置を低く設定することによって、以下の格別な効果が得られる。
- [0131] すなわち、圧縮上死点のピストン位置がピストン位置（Y0）という高いピストン位置となるため、機械圧縮比C、あるいは機械膨張比Eを大きく設定できるので、種々のエンジン性能を充分高めることができる。例えば、部分負荷域では大きな機械膨張比Eにより、さらに一層燃費効果を高めることができるのである。しかも、このような高いピストン位置に設定しても、圧縮上死点では吸気弁IV、排気弁EVが作動（リフトの増加）せず閉止状態が継続するため、ピストンと吸気弁IV、排気弁EVとが干渉する問題は原理的に発生しない。
- [0132] 一方、吸気（排気）上死点では、この付近で排気弁EVの閉作動及び吸気弁IVの開作動が行なわれるので、仮にピストン位置が圧縮上死点のピストン位置（Y0）のように高い位置にあると、これら吸気弁IV、排気弁EVとピストンとの機械的な干渉が生じる恐れがあるが、前述のように、吸気（排気）上死点のピストン位置（Y'02、Y'03）が、圧縮上死点のピストン位置（Y0）より低い位置にあるので、このような機械的な干渉を回避できる。
- [0133] また、吸気（排気）上死点のピストン位置が圧縮上死点より低い位置に設

定されるため、排気行程での燃焼室容積が増大して高温の残留排気ガスの量が増え、燃焼室の温度を高く維持できて内部EGR効果が充分得られるようになる。例えば、燃焼室の温度が低い運転状態では、多くの残留排気ガスによって燃焼室の温度を高く維持できるので排気エミッションを低減できる効果が高くなり、また、暖機後であっても、この内部EGR効果によって、部分負荷域で燃焼が改善され、またポンプ損失もこれにより低減するので、一層燃費効果を高めることも可能になる。

[0134] ここで、前述したように、制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ で、吸気（排気）上死点でのピストン位置（ $Y' 02$ 、 $Y' 03$ ）がほぼ同一位置となっているので、更に以下のような効果が得られる。すなわち、制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ とでほぼ同じ干渉余裕を持っている。そして、制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ との範囲内にある制御角度範囲でもほぼ同じ干渉余裕を持っている。したがって、可変制御範囲にわたって、ほぼ同じ干渉余裕になっている。

[0135] そのため、コントローラが故障して、本実施例のようなピストンストローク制御（ α 角度制御）に異常をきたした場合、どの制御位置になってもほぼ同じ干渉余裕となる。このため、コントローラ故障などの異常時においても、ピストンと吸気弁、排気弁の機械的な干渉の恐れを回避できる。また、運転者のシフトミスなどでオーバレブ（過回転）が発生した場合でも、同様にピストンと吸気弁、排気弁の機械的な干渉の発生を抑制できる。

実施例 3

[0136] 次に本発明の第3の実施形態について説明するが、実施例1ではベーンとコントロールシャフトとの相対位相を制御位相 $\alpha 3$ と制御位相 $\alpha 4$ の間で制御し、実施例2では制御位相 $\alpha 2$ と制御位相 $\alpha 3$ の間で制御したが、実施例3ではベーンとコントロールシャフトとの相対位相を制御位相 $\alpha 1$ と制御位相 $\alpha 4$ の間で制御する点で異なっている。

[0137] 図3における変換角 αT は、 $\alpha 4 - \alpha 1$ （例えば、 $240^\circ - 137^\circ = 103^\circ$ ）と一層大きくなる。ベーン27の枚数を4枚から2枚に減少させて変換角拡大をしても良いが、本実施形態では、ピストン位置変更機構とし

て、特開2012-197755号公報（特許文献2）や特開2012-180816号公報（特許文献3）に記載されているような電動式のものを用いたものを使用している。

[0138] 上述した2つの特許文献2、3に記載のピストン位置変更機構によれば、電動モータの回転により減速機構を介して、カムシャフトとタイミングスプロケットとの位相を変換する機構となっているが、本実施形態では、このカムシャフトの代わりにコントロールシャフト12を、タイミングスプロケットの代わりに第2ギヤ歯車16を用いている。このように構成することによって、ベーンとハウジングの干渉などの機構レイアウトからの変換角の制約はなくなり、2つの特許文献2、3に記載されているように、ストッパ凸部とストッパ凹部の関係のみで最遅角と最進角の回動規制が可能になる。

[0139] 本実施形態では、これにより、電動式のピストン位置変更機構の出力軸の最進角位相を制御位相 $\alpha 1$ 、最遅角位相を制御位相 $\alpha 4$ に設定している。また、第1実施例、第2実施例と同様にコントロールシャフト12を遅角方向に付勢する付勢手段も設けられている。

[0140] 図9にはピストン位置変化特性を示し、破線は制御位相 $\alpha 4$ での特性（最遅角）を示し、これは第1実施形態の図5の制御位相 $\alpha 4$ と同じ特性で、実線の方は制御位相 $\alpha 1$ での特性（最進角）で、図4の制御位相 $\alpha 1$ に対応している。

[0141] この図9から分かるように、制御位相 $\alpha 1$ のピストン位置変化特性では、圧縮ストローク $L C 1$ は充分小さく、膨張ストローク $L E 1$ は充分大きくなっている。したがって、機械圧縮比 $C 1$ は充分小さく、機械膨張比 $E 1$ は充分大きくなっており、相対比 $D 1$ （ $E 1 \div C 1$ ）が1を充分超えた大きな値になっている。

[0142] 図10（A）～（D）は制御位相 $\alpha 1$ での機構姿勢変化図を示し、図6、図8と同様に、（A）は吸気（排気）上死点、（B）は吸気下死点、（C）は圧縮上死点、（D）は膨張下死点での各姿勢を示している。

[0143] 図10（B）に示す吸気下死点姿勢での偏心カム部13の偏心回転方向 α

C 1 についてみると、コントロールリンク 1 4 の方向とほぼ逆方向になっている。このため、コントロールリンク 1 4 及び第 2 連結ピン 1 1 はほぼ最大限左下方向に引き下げられ、ロアリンク 1 0 はクランクピン 9 を中心に反時計方向にほぼ最大限位相に変化し、それに伴い、第 1 連結ピン 8 はほぼ最大限上方に移動し、もってアッパリンク 7 によりピストン 2 はほぼ最大限上方に押し上げられる。

[0144] これにより、 $LC 1$ は充分小さく、且つほぼ最大限小さく、 $LC 1 < LC 2 < LC 3 < LC 4$ の関係となる。一方、図 10 (D) に示す膨張下死点姿勢で偏心カム部 1 3 の偏心回転方向 $\alpha E 1$ についてみると、コントロールリンク 1 4 の方向とほぼ同方向になっている。

[0145] このため、コントロールリンク 1 4 及び第 2 連結ピン 1 1 はほぼ最大限右上方向に押し上げられ、ロアリンク 1 0 はクランクピン 3 を中心に時計方向にほぼ最大限界位相に変化する。これに伴い、第 1 連結ピン 8 はほぼ最大限下方に移動し、もってアッパリンク 7 によりピストン 2 はほぼ最大限下方に引き下げられる。これにより、 $LE 1$ は充分に大きく、且つほぼ最大限に大きくなり、 $LE 1 > LE 2 > LE 3 > LE 4$ の関係となる。

[0146] すなわち、相対比 $D 1 (= LE 1 / LC 1)$ も充分大きく、かつほぼ最大限大きくなり、 $D 1 > D 2 > D 3 > D 4$ の関係となる。これらの特徴は、前述したように偏心カム部 1 3 の偏心回転方向によるリンク姿勢の違いにより生み出されるのである。

[0147] 次に、本実施例のエンジン性能に係る効果について説明する。

[0148] 例えば、内燃機関の暖機完了後の部分負荷運転時には、電動式のピストン位置変更機構により偏心カム部 1 3 は最進角位置に変換され、制御位相 $\alpha 1$ での機械圧縮比 $C 1$ は充分に、かつほぼ最大限に小さく、機械膨張比 $E 1$ は充分に、かつほぼ最大限に大きい特性に制御される。ここで、機械膨張比 $E 1$ がほぼ最大限に大きいことから、燃焼圧がピストンを押し下げることで行なう仕事をほぼ最大限増やすことができる。

[0149] 一方、このような暖機完了後の部分負荷運転時には、圧縮上死点で

の筒内ガス温度が過度に高くなって、冷却損失が増えてしまう懸念があるが、本実施例のように、機械圧縮比 C_1 がほぼ最大限低下できるので、このような冷却損失の発生を十分に抑制することができる。

[0150] また、機関高負荷でのノッキングなどの異常燃焼も、ほぼ最小の機械圧縮比 C_1 により充分抑制しつつ、ほぼ最大の機械膨張比 E_1 により、燃費を充分向上できる。更には、ほぼ最大の機械膨張比 E_1 により排気ガス温度（高負荷時の高温の排気ガス）を充分低下させ、触媒の熱劣化を充分に抑制できる。

[0151] 以上のような、十分な膨張仕事と冷却損失低減により、暖機完了後の部分負荷運転においては燃費（熱効率）を充分向上させたり、高負荷においては、さらに十分に排気ガス温度を低下させ触媒熱劣化を防止したりできる。ここで、相対比 $D_1 (= E_1 \div C_1)$ についてみると、前述のように、相対比 D_1 が1を超えた充分大きな値になっており、これが大きいほど、機械膨張比が相対的に高く、機械圧縮比が相対的に低いことを意味しており、燃費性能などにおける前述の効果の高さを示す指標とみることができる。

[0152] 一方、冷機時においては、仮にこのようなピストン位置変化特性（ほぼ最小機械圧縮比、ほぼ最大機械膨張比、ほぼ最大相対比）であったとすると、排気エミッション面から大きな不都合が生じる。すなわち、機械膨張比 E_1 がほぼ最大なので、膨張仕事が充分に増加する分、機関本体から排出される排気ガス温度が過度に低下してしまい、後流の触媒での暖気が進まずエミッション転化性能が著しく低下する。

[0153] 更に、機械圧縮比がほぼ最小なので、冷機時において圧縮上死点での筒内ガス温度が過度に低下して燃焼が著しく悪化し、機関本体から排出されるエミッションも著しく増加する。これらにより、触媒下流のテールパイプから大気に排気出される排気ガスの排出エミッションが著しく増加するようになる。

[0154] そこで、冷機時は、制御位相 α_4 のように逆に機械圧縮比 C が大きく、機械膨張比 E が小さなピストン位置変化特性に変換する。これによって、第1

実施例と同様に、燃焼改善及び排気ガス温度の高温化の効果により、大気に排出される排気エミッションを大幅に低減し、且つ通常の一般的なピストン位置変化特性（例えば、制御位相 $\alpha 3$ のような機械圧縮比 $C =$ 機械膨張比 E となる特性）よりも、さらに排気エミッションを低減できる。すなわち、相対比 $D 4$ は1より低い値であり、これが小さいほど、膨張比が相対的に小さく、圧縮比が相対的に大きいことを意味しており、排気エミッション性能の良さを示す指標とみることができるのは前述の通りである。

[0155] 以上により、暖機後の燃費をほぼ最大限向上できるとともに、冷機時の排気エミッションも第1実施例と同様に低減できる。この効果は言い換えると、暖機後には相対比を1より大きな $D 1$ まで高めて燃費効果を高め、冷機時には相対比を1より小さな $D 4$ まで下げて冷機時排気エミッションを向上させている。

[0156] 尚、冷機時と暖機完了後の間の中間の温度（暖機中）においては、電動式のピストン位置変更機構の出力軸位相（偏心カム部13の位相）を高変換角に制御し、低温になるほど制御位相 $\alpha 4$ に近づけていき、高温になるほど制御位相 $\alpha 1$ に近づけていくように制御するのである。

[0157] これにより、温度毎に燃費性能とエミッション性能を適切にバランスさせることができる。この場合、温度の影響を受けにくい高応答変換が可能な電動式のピストン位置変更機構を用いているので、油圧式のピストン位置変更機構に対して変換遅れがなく、安定的な効果が得られるようになる。例えば、温度の変化毎に安定的に排気エミッションを低下させつつ、燃費を最大限向上することができる。

[0158] 更に、本実施例では、過渡運転状態においても、電動式のピストン位置変更機構による高応答、大変換角位置制御を行うことによって種々の機関性能を高めることができ、例えば急加速時における、過渡トルクを向上できる。

[0159] また、機械圧縮比の低減により耐ノック性向上ができることは前述の通りだが、機械圧縮比の低減に伴って吸入ストローク（ \equiv 圧縮ストローク）が低下する傾向があり、充填効率が低下してしまう場合も考えられる。

- [0160] したがって、過渡トルクを向上させるためには、ノッキングを抑制しつつ可及的に最大限充填効率を高める必要があることから、加速過渡時において、迅速に過渡トルクが最大になるように機械圧縮比を適宜補正制御することが求められる場合もある。
- [0161] ここで、近年増加してきたターボなどの過給器を用いる場合は過給圧も過渡変化するので、大きいノッキングが発生し易い傾向にある。したがって、これも考慮してノッキングを抑制しつつ、可及的に最大限充填効率高めることができる機械圧縮比に迅速に制御することが求められる場合がある。
- [0162] これらの要求に対し、本実施形態では、前述のように電動式のピストン位置変更機構を用いているので、機関油圧や機関温度によらず高応答の変換ができるため過渡トルク向上効果を十分に得ることができる。
- [0163] また、例えば、このように加速して高負荷域になった後、低負荷域に移行した場合でも、電動式のピストン位置変更機構により迅速に高機械膨張比に変更できるので、燃費効果も素早く得られるようになる。
- [0164] 以上のように、大変換角のピストン位置変更機構を高応答で作動させることで、種々の機関性能を高めることができるようになる。
- [0165] また、実施例1、実施例2と同様に、ピストン位置変化特性は、前述したように制御位相 $\alpha 1$ 、制御位相 $\alpha 4$ ともクランク角 720° を周期とする周期的な作動が行なわれ、上死点としてはクランク角が 0° (720°) 付近と 360° 付近の2度あらわれる。クランク角 360° 付近の上死点は、吸気弁と排気弁の両方とも完全に閉止された圧縮上死点となり、圧縮上死点のピストン位置も前述の $Y0$ とほぼ同等となっている。一方、クランク角 0° 付近の上死点は、排気弁が閉じ吸気弁の作動が開始される吸気（排気）上死点のピストン位置 ($Y'01$ 、 $Y'04$) となっている。
- [0166] この吸気（排気）上死点の各ピストン位置 ($Y'01$ 、 $Y'04$) は、圧縮上死点のピストン位置 ($Y0$) より低い位置になっている。これは、図10 (A)、図6 (A) の吸気(排気)上死点姿勢で示すように、制御位相 $\alpha 1$ と制御位相 $\alpha 4$ とも、クランクピン9と第1連結ピン8とピストンピン3が

一直線ではなく、逆「く」の字状に折れ曲がって配置されており、この配置によりピストン位置が前述の圧縮上死点のピストン位置（ Y_0 ）より低下するためである。

[0167] ところが、本実施例の場合には、コントロールリンク14に対する偏心カム部13の偏心方向が、制御位相 $\alpha 1$ と制御位相 $\alpha 4$ とで異なっている。ここで、開き角自体は制御位相 $\alpha 1$ の方が大きく 180° に近づいている。したがって、制御位相 $\alpha 1$ での吸気（排気）上死点のピストン位置（ Y'_{01} で、 $\Delta 1$ だけ低下）は、制御位相 $\alpha 4$ でのピストン位置（ Y'_{04} で、 $\Delta 4$ だけ低下）よりやや高くなっているが、圧縮上死点のピストン位置（ Y_0 ）よりは充分低くなっている。

[0168] 制御位相 $\alpha 1$ から制御位相 $\alpha 4$ に至る間の吸気（排気）上死点におけるピストン位置の変化についてみると、ピストン位置（ Y'_{01} で、 $\Delta 1$ だけ低下）、ピストン位置（ Y'_{02} で、 $\Delta 2$ だけ低下）、ピストン位置（ Y'_{03} で、 $\Delta 3$ だけ低下）、ピストン位置（ Y'_{04} で、 $\Delta 4$ だけ低下）となっており、全制御範囲において、圧縮上死点のピストン位置（ Y_0 ）よりは低くなっている。

[0169] このため、例えば、高回転になると、吸気弁IV、排気弁EVは、ジャンプやバウンスといった異常運動が発生しやすくなるが、この場合においても吸気弁IV、排気弁EVとピストンとが干渉するのを十分に防止できるものである。また、近年広まってきた、吸気弁IV、排気弁EVの開閉位相制御やリフト量自体を増大変化できる可変動弁機構を装着した場合には、吸気弁IV、排気弁EVとピストンの機械的な干渉が発生し易くなる。このような場合であっても、本実施例の可変圧縮比機構を用いれば吸気弁IV、排気弁EVとピストンの機械的な干渉を有効に防止することができるようになる。しかも、全制御範囲において、これらの効果が得られるのである。

[0170] また、本実施例では吸気（排気）上死点のピストン位置が圧縮上死点のピストン位置より低い位置に設定されるため、排気行程での燃焼室容積が増大して高温の残留排気ガスの量が増え、燃焼室の温度を高く維持できて内部E

G R効果が充分得られるようになる。例えば、燃焼室の温度が低い運転状態では、多くの残留排気ガスによって燃焼室の温度を高く維持できるので排気エミッションを低減できる効果が高くなる。

[0171] 更に、細かく見ていくと、制御位相 $\alpha 1$ での、超低機械圧縮比且つ超高膨張比の吸気(排気)上死点のピストン位置 ($Y' 0 1$ で、 $\Delta 1$ だけ低下)は前述のように圧縮上死点のピストン位置 ($Y 0$)よりは低いものの、全制御範囲の中では最も高い位置になっている。これにより、以下の効果が得られる。

[0172] すなわち、制御位相 $\alpha 1$ では、超低機械圧縮比且つ超高膨張比であって、燃費効果が高いが、圧縮ストローク $L C 1$ の低減に付随して、吸入ストロークが低減してしまう傾向がある。このため、吸入空気量が制限されてしまい、燃費の良い制御位相 $\alpha 1$ の制御領域を高負荷(高トルク)側に拡大しにくいという課題が考えられる。

[0173] これに対して、本実施例では吸気(排気)上死点のピストン位置 ($Y' 0 1$)がやや高めに設定されるので、吸入ストロークが $L I 1$ とやや増加し、もって燃費の良い制御位相 $\alpha 1$ の制御領域を高負荷(高トルク)側に拡大できるようになる。

[0174] 一方で、制御位相 $\alpha 1$ による制御は、前述の吸入吸気量の制約から、もともと極端な高回転領域では使用されないため、吸気(排気)上死点のピストン位置 ($Y' 0 1$)を圧縮上死点のピストン位置 ($Y 0$)より極端に低下させずとも、吸気弁 $I V$ 、排気弁 $E V$ とピストンの機械的な干渉を有効に防止できる。

実施例 4

[0175] 次に本発明の第4の実施形態について説明するが、本実施例では可変圧縮比機構におけるリンク機構を変更したものであって、コントロールシャフト12の偏心カム部13と連結したコントロールリンク14に、2つの第1連結ピン8と第2連結ピン11が設けられている点等が実施例1乃至実施例3と異なっている。

[0176] すなわち、このリンク機構5は、ピストン2にピストンピン3を介して連結されたアップリンク7と、アップリンク7に第1連結ピン8を介して揺動可能に連結されると共にコントロールシャフト12の偏心カム部13に揺動可能に連結されたコントロールリンク14と、コントロールリンク14に第2連結ピン11を介して揺動可能に連結されると共にクランクシャフト4のクランクピン9に回転可能に連結されたロアリンク10と、から構成されている。

[0177] そして、クランクシャフト4の回転は、実施例1乃至実施例3と同様に、第1ギヤ歯車15を介して第2ギヤ歯車16(コントロールシャフト12)に半分の角速度に減速されて伝達される。この第2ギヤ歯車16とコントロールシャフト12は、実施例1乃至実施例3と同様のピストン位置変更機構6によって相対回転位相を変化できるようになっている。

[0178] 図11はピストン2の吸気(排気)下死点付近の姿勢、すなわちクランクピン9が真上を向いた位置を示している。ここで、偏心カム部13の偏心回転方向はほぼ真上であり、クランクピン9、第2連結ピン11、ピストンピン3はほぼ一直線上に真上を向いている。

[0179] この偏心カム部13の偏心方向がほぼ真上であることにより、コントロールリンク14は、第2連結ピン11を支点に反時計方向に回動し、もって第1連結ピン8は下方に移動し、アップリンク7はピストン2を引き下げる。これにより、吸気(排気)上死点付近では、ピストン2の位置は比較的低い位置(Y'0)となっている。

[0180] この状態から、クランクシャフト4が時計方向に360°回転すると、クランクピン9は再び真上の位置となり、また、偏心カム部13は反時計方向に180°回転し、この付近で圧縮上死点のピストン位置(Y0)となるものである。すなわち、ピストン位置は図11の一点鎖線で示すように、最上位置(Y0)まで上昇するようになる。なぜなら、この偏心カム部13の偏心方向は真下となり、コントロールリンク14は、第2連結ピン11を支点に時計方向に回動し、もって第1連結ピン8は上方に移動してアップリンク

7はピストン2を押し上げるからである。

[0181] このようにして、本実施例においても、実施例1乃至実施例3と同様に吸気(排気)上死点でのピストン位置($Y'0$)を圧縮上死点のピストン位置($Y0$)より低く設定でき、高い圧縮比あるいは膨張比を確保しつつ、排気行程末期から吸気行程初期にかけて吸気弁IV、排気弁EVとピストンの機械的な干渉を有効に防止できる。尚、ピストン位置変更機構による位相変換を行なえば、機械圧縮比と機械膨張比の両方を変化できるのも実施例1乃至実施例3と同様である。

[0182] また、実施例1乃至実施例3と同様に吸気(排気)上死点でのピストン位置($Y'0$)を圧縮上死点のピストン位置($Y0$)より低く設定でき、同様に内部EGR効果を高めることができる。

[0183] 本発明は、上述した各実施形態の構成に限定されるものではなく、例えば各実施形態では単一気筒の内燃機関を示したが、2気筒、3気筒、更には4気筒等の多気筒の内燃機関に適用しても構わないものである。その場合、全気筒のピストン作動特性を単一ないし複数のピストン位置変更機構により変化でき、もって全気筒を所望の機械圧縮比、機械膨張比に制御することが可能である。

[0184] そして、可変圧縮比機構によって圧縮上死点におけるピストン位置に対して、吸気(排気)上死点におけるピストン位置を低く設定する構成としている。これによれば、高機械圧縮比にするため圧縮上死点のピストン位置を高めた場合に、排気行程で吸気(排気)上死点におけるピストン位置を低く設定することで、ピストン冠面と吸排気弁が干渉しないようにできる、或いは内部EGR効果が充分得られるようにできる。

[0185] 尚、実施例では、ピストンからクランク軸までの伝達機構として2つのピストン位置変更機構を示したが、この機構の構成は本発明の主旨から逸脱しない範囲で適宜選択すれば良く、特に限定される訳ではない。また、クランクシャフト4の回転を半分の角速度に減速して偏心カム部13(コントロールシャフト12)に伝える減速機構として一对の第1、第2ギヤ歯車15、

16の例を示したが、これに限定されるものではない。

[0186] また、各実施形態では、クランクシャフト4の回転方向と偏心カム部13の回転方向が逆方向になるが、同方向としても良い。例えば、クランクシャフト4側の第1ギヤ歯車15の回転をタイミングベルト（タイミングチェーン）を介して、半分の角速度に減速して、偏心カム部13側の第2ギヤ歯車16に伝達するようにしても良い。この場合は、クランクシャフト4の回転方向と偏心カム部13の回転方向が同方向となり、クランクシャフト4の回転角（横軸）に対するピストン位置変化特性（縦軸）は左右に裏返るが、本発明の主旨を実現できる。

[0187] 以上説明してきたように、本発明の主旨から逸脱しない範囲であれば構成は特に限定されるものではない。

[0188] 以上述べた通り本発明によれば、可変圧縮比機構によって圧縮上死点におけるピストン位置に対して、吸気(排気)上死点におけるピストン位置を低く設定するようにしているので、ピストン冠面と吸排気弁が干渉しないようにできる、或いは内部EGR効果が充分得られるようにできるという効果を奏するようになる。

[0189] 尚、上述した実施形態から把握することができる請求項以外の技術的思想は種々あるが、代表的なものを以下に記載する。

(1) 4サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置であって、可変圧縮比機構は、可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、吸気(排気)上死点におけるピストン位置を略同一位置に設定することを特徴とする。

[0190] (2) 4サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置であって、可変圧縮比機構は、ピストンにピストンピンを介して一端が連結された第1リンクと、第1リンクの他端に第1連結ピンを介して回転可能に連結されると共に、クランクシャフトのクラン

クピンに回転可能に連結された第2リンクと、クランクシャフトに対し1/2の角速度で回転するコントロールシャフトと、コントロールシャフトに設けられ、コントロールシャフトの回転軸心に対し偏心した偏心軸部と、第2リンクに第2連結ピンを介して一端が連結されると共に、他端が偏心軸部に回転可能に連結された第3リンクと、コントロールシャフトの軸心に対する偏心軸部の偏心方向を変更可能な相対変位機構と、を備え、圧縮上死点における偏心軸部の軸心がコントロールシャフトの軸心より第2連結ピンと反対側になるように設定されると共に、排気上死点における偏心軸部の軸心がコントロールシャフトの軸心に対して第2連結ピン側となるように設定されていると共に、可変圧縮比機構は、内燃機関の冷機始動時には、ピストンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、膨張下死点におけるピストン位置より吸気下死点におけるピストン位置を低く設定することを特徴とする。

- [0191] (3) サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置であって、可変圧縮比機構は、ピストンにピストンピンを介して一端が連結された第1リンクと、第1リンクの他端に第1連結ピンを介して回転可能に連結されると共に、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に連結された第2リンクと、クランクシャフトに対し1/2の角速度で回転するコントロールシャフトと、コントロールシャフトに設けられ、コントロールシャフトの回転軸心に対し偏心した偏心軸部と、第2リンクに第2連結ピンを介して一端が連結されると共に、他端が偏心軸部に回転可能に連結された第3リンクと、コントロールシャフトの軸心に対する偏心軸部の偏心方向を変更可能な相対変位機構と、を備え、圧縮上死点における偏心軸部の軸心がコントロールシャフトの軸心より第2連結ピンと反対側になるように設定されると共に、排気上死点における偏心軸部の軸心がコントロールシャフトの軸心に対して第2連結ピン側となるように設定されていると共に、可変圧縮比機構は、吸気（排気）上死点でのピストンの冠面の位

置を吸気弁の最大リフトよりも下側に設定することを特徴とする。

[0192] 尚、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施例は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施例の構成の一部を他の実施例の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施例の構成に他の実施例の構成を加えることも可能である。また、各実施例の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0193] 本願発明は、下記のように構成してもよい。

(1) 内燃機関の圧縮比調整装置であって、

4サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、

前記可変圧縮比機構は、前記ピストンの圧縮上死点におけるピストン位置に対して、排気上死点におけるピストン位置を低く設定している。

(2) (1) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、前記ピストンの前記圧縮上死点におけるピストン位置に対して、前記排気上死点におけるピストン位置を低く設定してもよい。

(3) (1) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記ピストンの吸気下死点におけるピストン位置と膨張下死点のピストン位置を異なった位置に設定してもよい。

(4) (3) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、機械圧縮比と機械膨張比を個別に変更してもよい。

(5) (3) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記ピストンを吸気ストロークと排気ストロークが同じになる状態、或いは圧縮ストロークと膨張ストロークが同じになる状態に制御し、この状態で前記排気上死点におけるピストン位置を、前記圧縮

上死点におけるピストン位置より低く設定してもよい。

(6) (1) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の冷機始動時には、前記ピストンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、前記吸気下死点におけるピストン位置より前記膨張下死点におけるピストン位置を高く設定してもよい。

(7) (1) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構に駆動力が作用していない場合には、前記ピストンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、前記吸気下死点におけるピストン位置より前記膨張下死点におけるピストン位置が高くなる位置に設定してもよい。

(8) (7) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構に駆動力が作用していない場合には付勢部材によって、前記吸気下死点におけるピストン位置を前記膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは前記吸気下死点におけるピストン位置より前記膨張下死点におけるピストン位置が高い位置に設定してもよい。

(9) (1) に記載の内燃機関の圧縮比調整装置であって、

前記可変圧縮比機構は、可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、前記排気上死点におけるピストン位置を略同一位置に設定してもよい。

(10) 4サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置であって、前記可変圧縮比機構は、

前記ピストンにピストンピンを介して一端が連結された第1リンクと、
該第1リンクの他端に第1連結ピンを介して回転可能に連結されると共に、
クランクシャフトのクランクピンに回転可能に連結された第2リンクと、
前記クランクシャフトに対し1/2の角速度で回転するコントロールシャ

フトと、

前記コントロールシャフトに設けられ、前記コントロールシャフトの回転軸心に対し偏心した偏心軸部と、

前記第2リンクに第2連結ピンを介して一端が連結されると共に、他端が前記偏心軸部に回転可能に連結された第3リンクと、

前記コントロールシャフトの軸心に対する前記偏心軸部の偏心方向を変更可能な相対変位機構と、を備え、

圧縮上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心より前記第2連結ピンと反対側になるように設定されると共に、排気上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心に対して前記第2連結ピン側となるように設定されている。

(11) (10)に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、前記圧縮上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心より前記第2ピンと反対側であるとと共に、前記排気上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心に対して第2ピン側に設定されてもよい。

(12) (10)に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

可変圧縮比機構は、内燃機関の冷機始動時には、ピストンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、膨張下死点におけるピストン位置より吸気下死点におけるピストン位置を低く設定してもよい。

(13) (10)に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、吸気（又は排気）上死点でのピストンの冠面の位置を吸気弁の最大リフトよりも下側に設定してもよい。

[0194] 以上、本発明の幾つかの実施形態のみを説明したが、本発明の新規の教示や利点から実質的に外れることなく例示の実施形態に、多様な変更または改良を加えることが可能であることが当業者には容易に理解できるであろう。

従って、その様な変更または改良を加えた形態も本発明の技術的範囲に含むことを意図する。上記実施形態を任意に組み合わせても良い。

[0195] 本願は、2015年4月17日付願の日本国特許出願第2015-084876号に基づく優先権を主張する。2015年4月17日付願の日本国特許出願第2015-084876号の明細書、特許請求の範囲、図面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

符号の説明

[0196] 01…内燃機関、02…シリンダブロック、03…ボア、1…ピストン位置可変機構、2…ピストン、3…ピストンピン、4…クランクシャフト、5…リンク機構、6…位相変更機構、7…アッパリンク(第1リンク)、8…第1連結ピン、9…クランクピン、10…ロアリンク(第2リンク)、11…第2連結ピン、12…コントロールシャフト、13…偏心カム部、14…コントロールリンク(第3リンク)、15…第1ギヤ歯車(駆動回転体)、16…第2ギヤ歯車(従動回転体)。

請求の範囲

- [請求項1] 内燃機関の圧縮比調整装置であって、
4サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備え、
前記可変圧縮比機構は、前記ピストンの圧縮上死点におけるピストン位置に対して、排気上死点におけるピストン位置を低く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。
- [請求項2] 請求項1に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、
前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、前記ピストンの前記圧縮上死点におけるピストン位置に対して、前記排気上死点におけるピストン位置を低く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。
- [請求項3] 請求項1に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、
前記可変圧縮比機構は、前記ピストンの吸気下死点におけるピストン位置と膨張下死点のピストン位置を異なった位置に設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。
- [請求項4] 請求項3に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、
前記可変圧縮比機構は、機械圧縮比と機械膨張比を個別に変更することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。
- [請求項5] 請求項3に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、
前記可変圧縮比機構は、前記ピストンを吸気ストロークと排気ストロークが同じになる状態、或いは圧縮ストロークと膨張ストロークが同じになる状態に制御し、この状態で前記排気上死点におけるピストン位置を、前記圧縮上死点におけるピストン位置より低く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。
- [請求項6] 請求項1に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、
前記可変圧縮比機構は、前記内燃機関の冷機始動時には、前記ピス

トンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、前記吸気下死点におけるピストン位置より前記膨張下死点におけるピストン位置を高く設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項7]

請求項1に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構に駆動力が作用していない場合には、前記ピストンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、前記吸気下死点におけるピストン位置より前記膨張下死点におけるピストン位置が高くなる位置に設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項8]

請求項7に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構に駆動力が作用していない場合には付勢部材によって、前記吸気下死点におけるピストン位置を前記膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは前記吸気下死点におけるピストン位置より前記膨張下死点におけるピストン位置が高い位置に設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項9]

請求項1に記載の内燃機関の圧縮比調整装置であって、

前記可変圧縮比機構は、可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、前記排気上死点におけるピストン位置を略同一位置に設定することを特徴とする。

[請求項10]

4サイクル式の内燃機関におけるピストンのストローク位置を変化させることで、機械圧縮比及び機械膨張比を変更可能な可変圧縮比機構を備えた内燃機関の圧縮比調整装置であって、前記可変圧縮比機構は、

前記ピストンにピストンピンを介して一端が連結された第1リンクと、

該第1リンクの他端に第1連結ピンを介して回転可能に連結されると共に、クランクシャフトのクランクピンに回転可能に連結された第2リンクと、

前記クランクシャフトに対し1/2の角速度で回転するコントロールシャフトと、

前記コントロールシャフトに設けられ、前記コントロールシャフトの回転軸心に対し偏心した偏心軸部と、

前記第2リンクに第2連結ピンを介して一端が連結されると共に、他端が前記偏心軸部に回転可能に連結された第3リンクと、

前記コントロールシャフトの軸心に対する前記偏心軸部の偏心方向を変更可能な相対変位機構と、を備え、

圧縮上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心より前記第2連結ピンと反対側になるように設定されると共に、排気上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心に対して前記第2連結ピン側となるように設定されていることを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項11]

請求項10に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

前記可変圧縮比機構は、前記可変圧縮比機構の全可変範囲に亘って、前記圧縮上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心より前記第2ピンと反対側であると共に、前記排気上死点における前記偏心軸部の軸心が前記コントロールシャフトの軸心に対して第2ピン側に設定されていることを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

[請求項12]

請求項10に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、

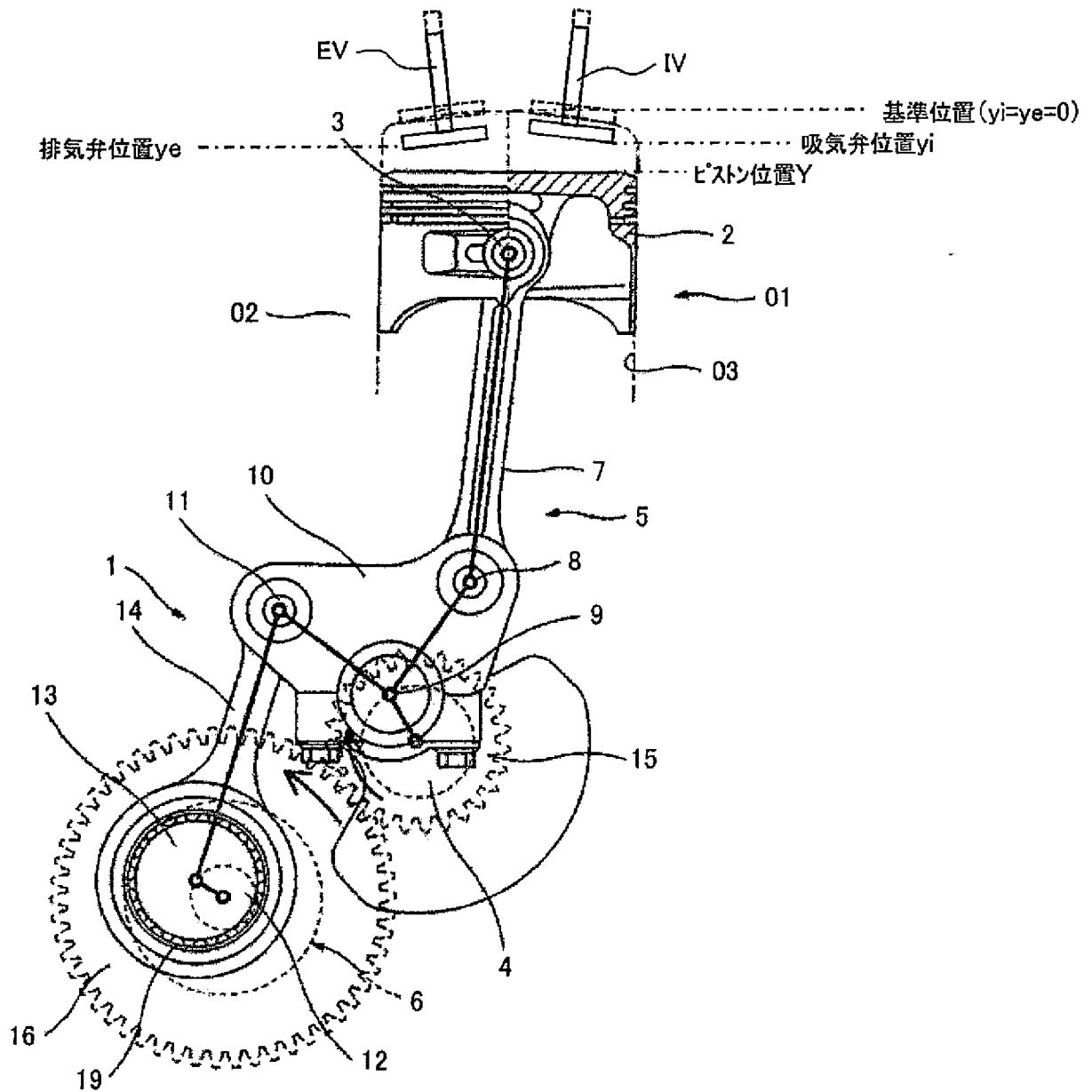
可変圧縮比機構は、内燃機関の冷機始動時には、ピストンの吸気下死点におけるピストン位置を膨張下死点におけるピストン位置とほぼ同じ位置に設定するか、若しくは、膨張下死点におけるピストン位置より吸気下死点におけるピストン位置を低く設定することを特徴とす

る内燃機関の圧縮比調整装置。

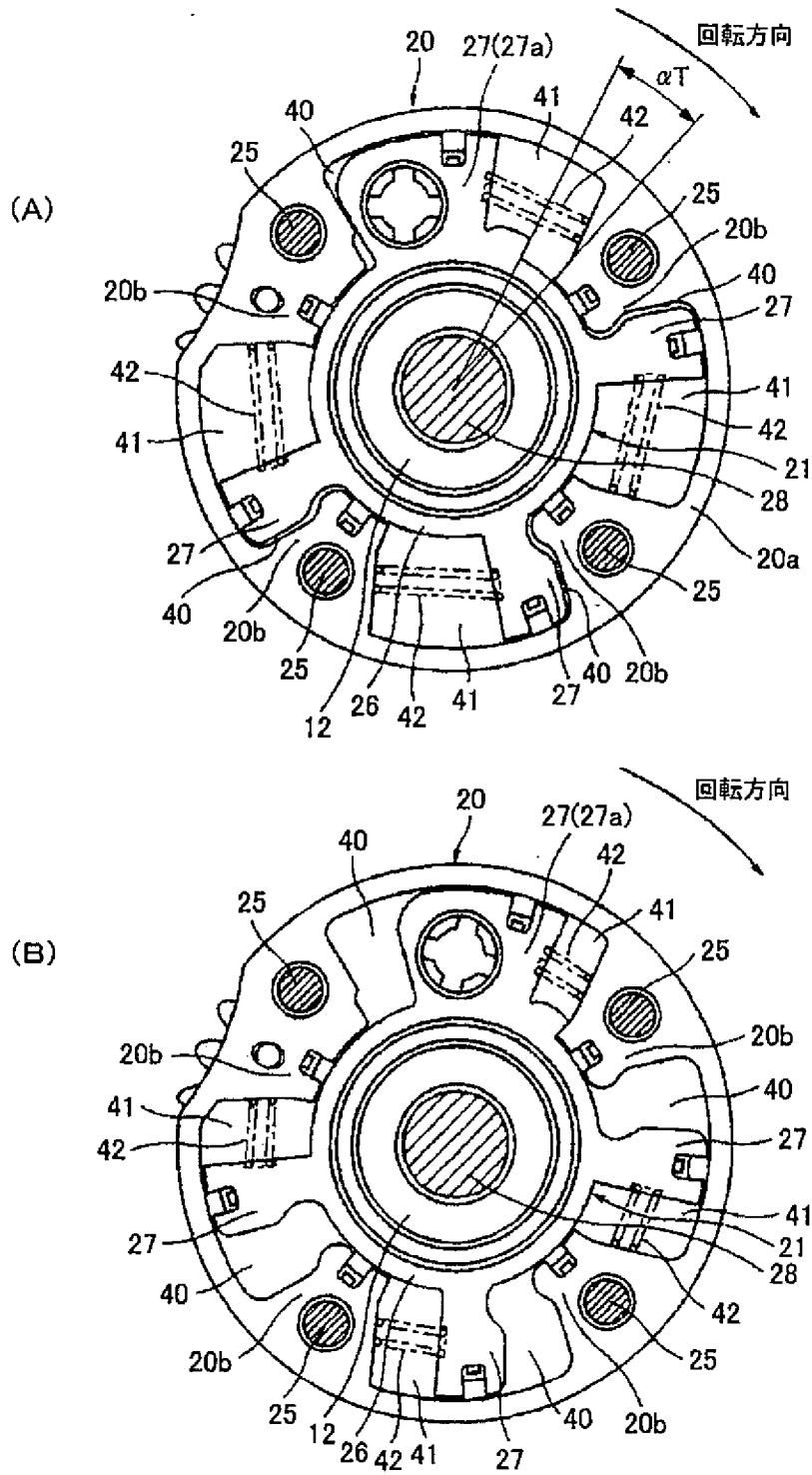
[請求項13]

請求項10に記載の内燃機関の圧縮比調整装置において、
前記可変圧縮比機構は、吸気又は排気の少なくとも一方における上死点でのピストンの冠面の位置を吸気弁の最大リフトよりも下側に設定することを特徴とする内燃機関の圧縮比調整装置。

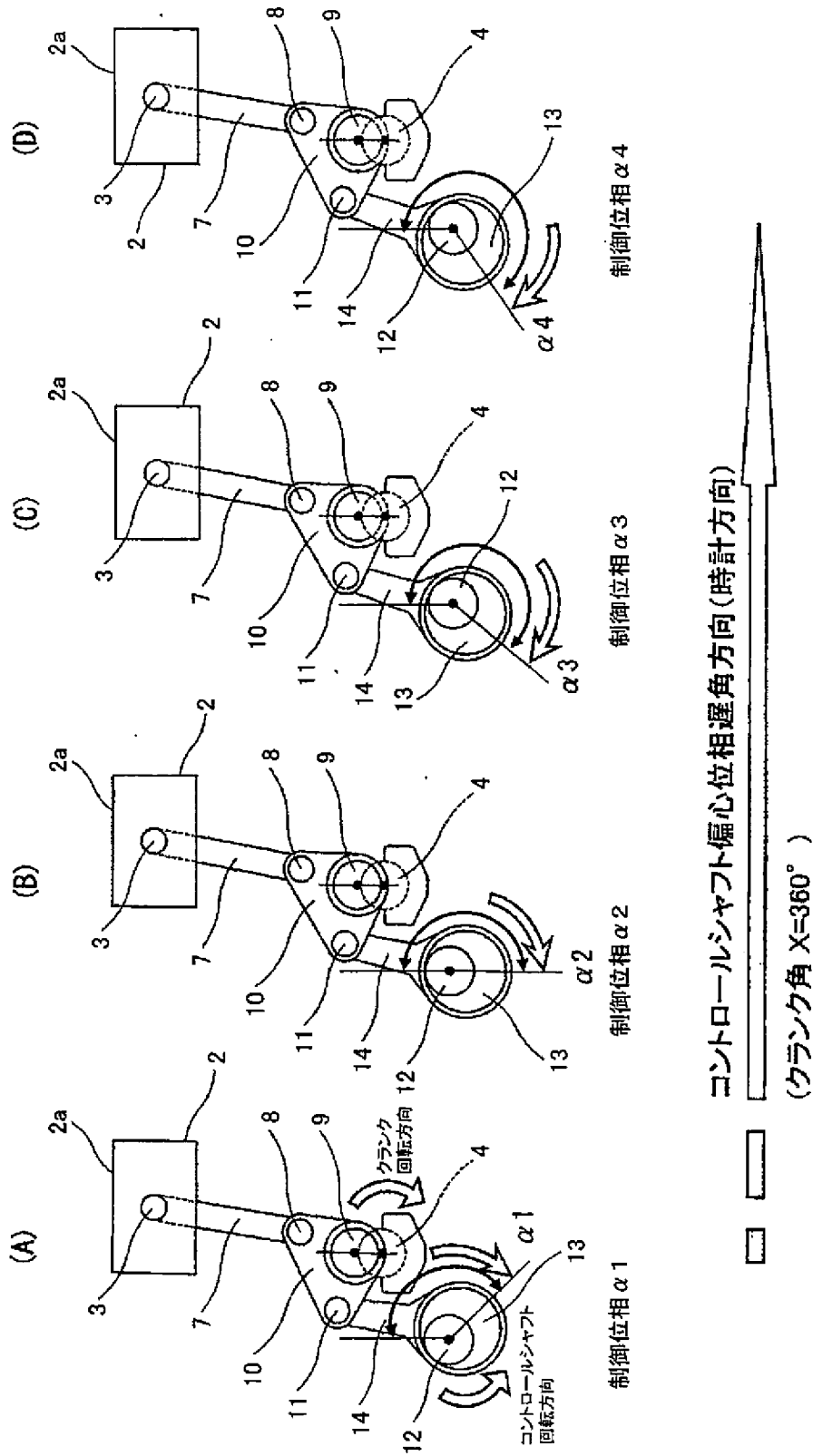
[図1]



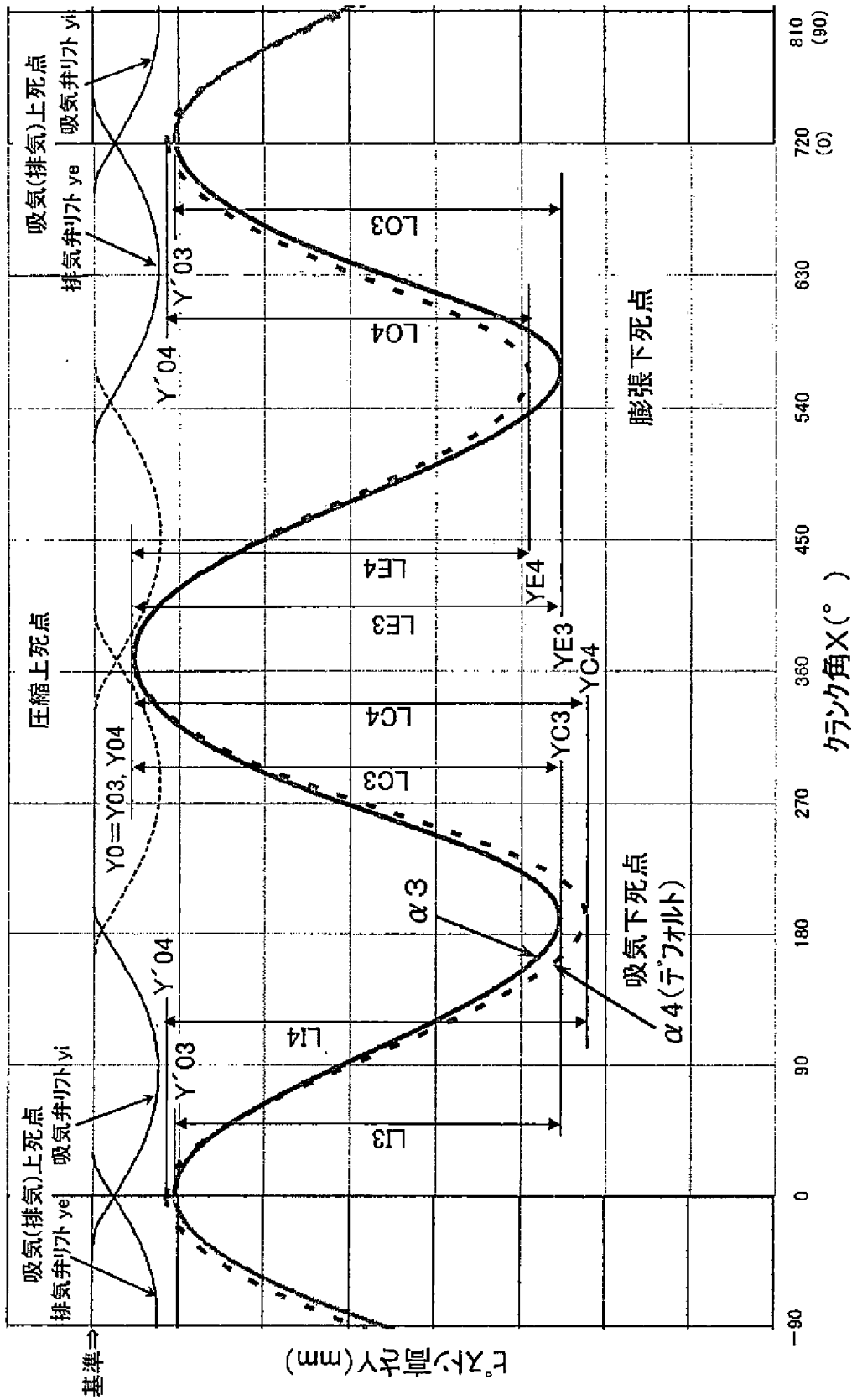
[図3]



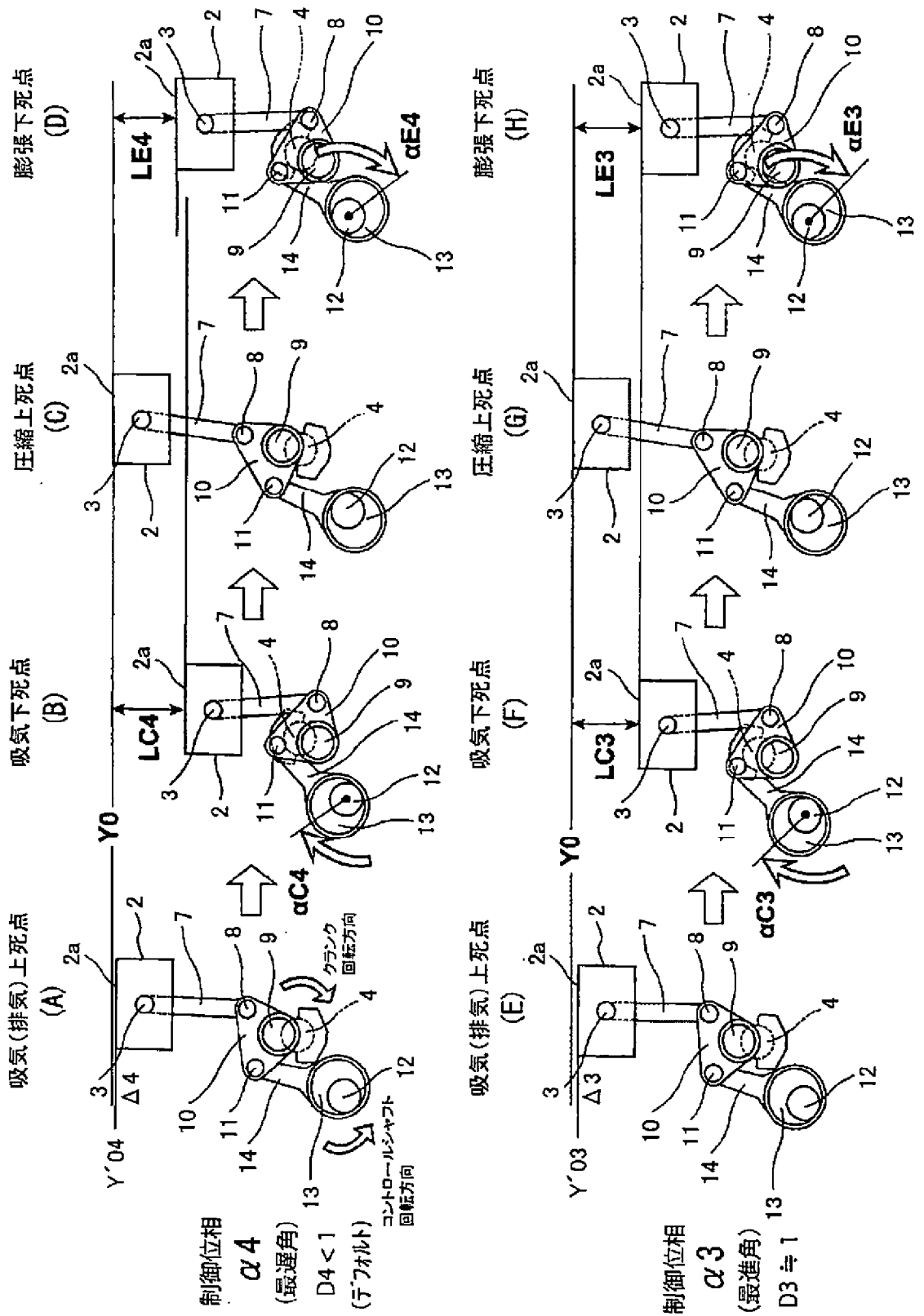
[図4]



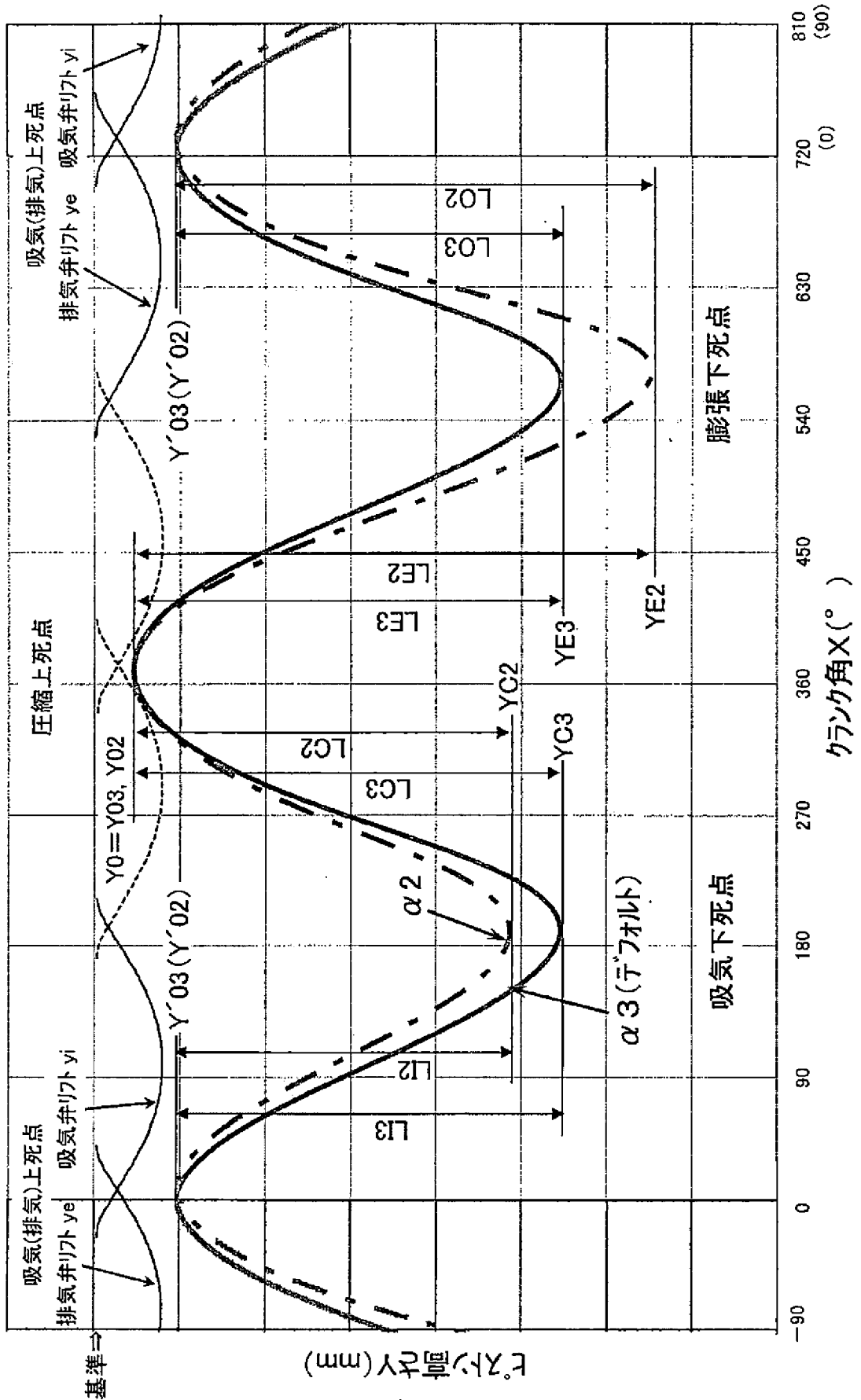
[図5]



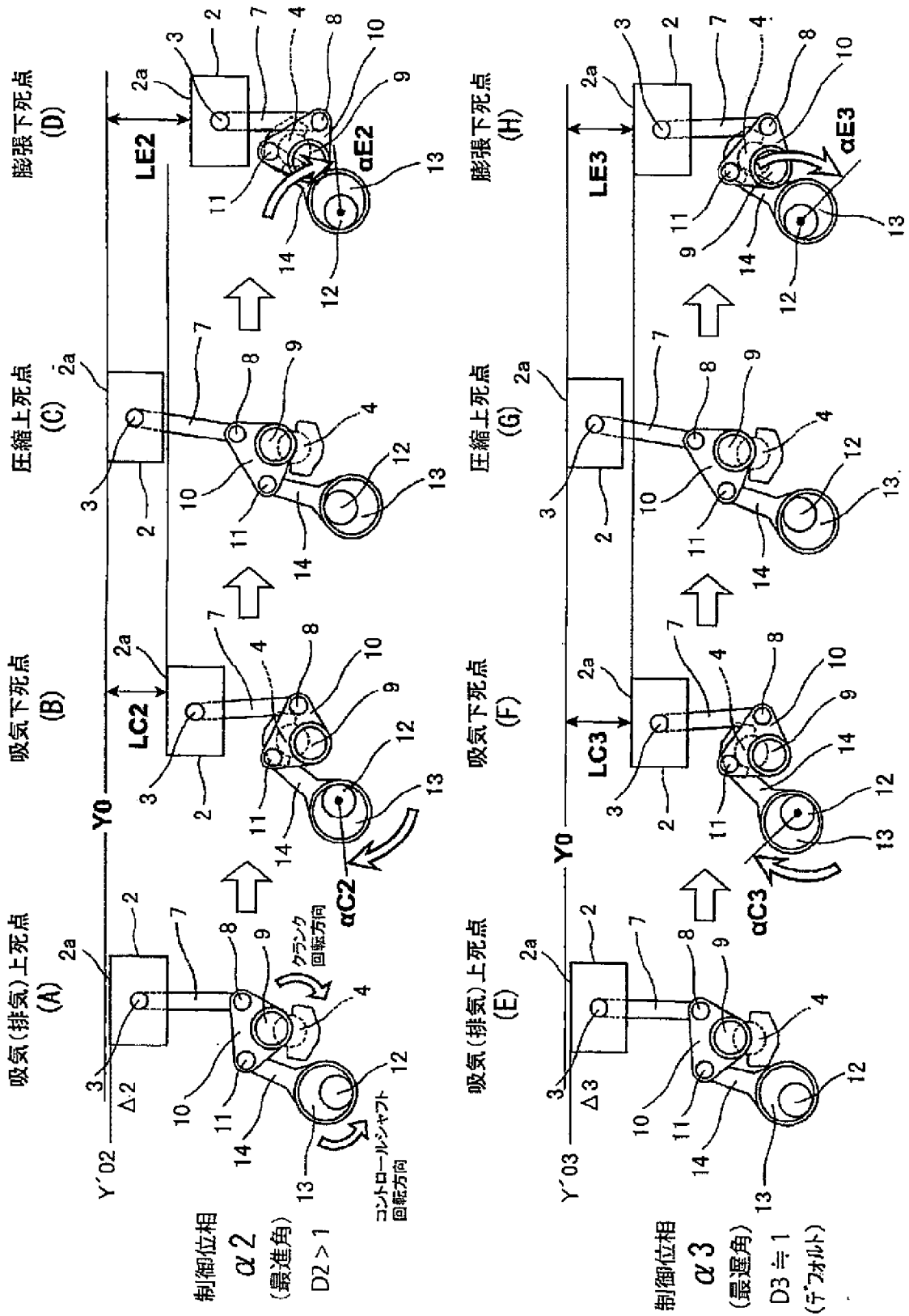
[図6]



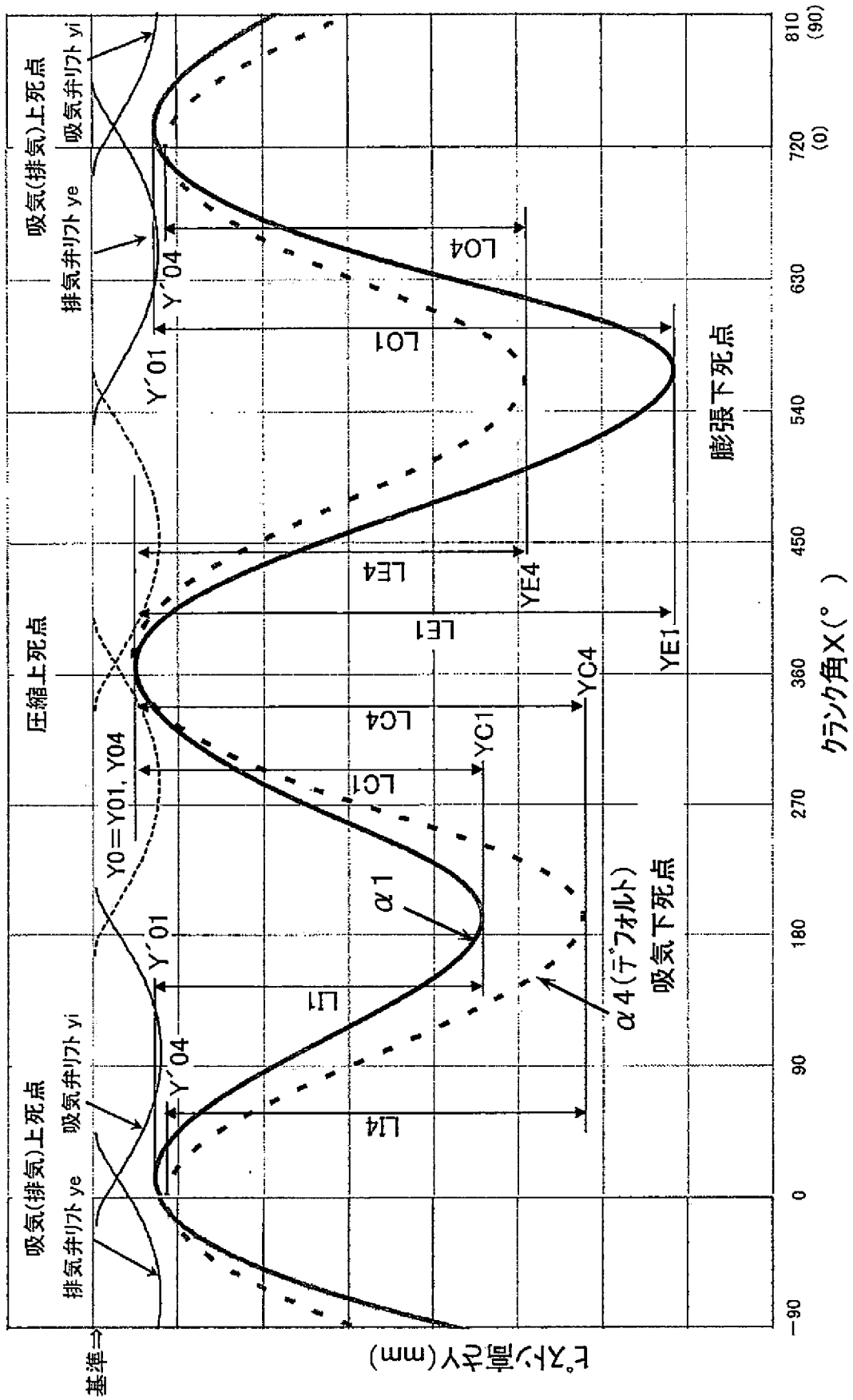
[図7]



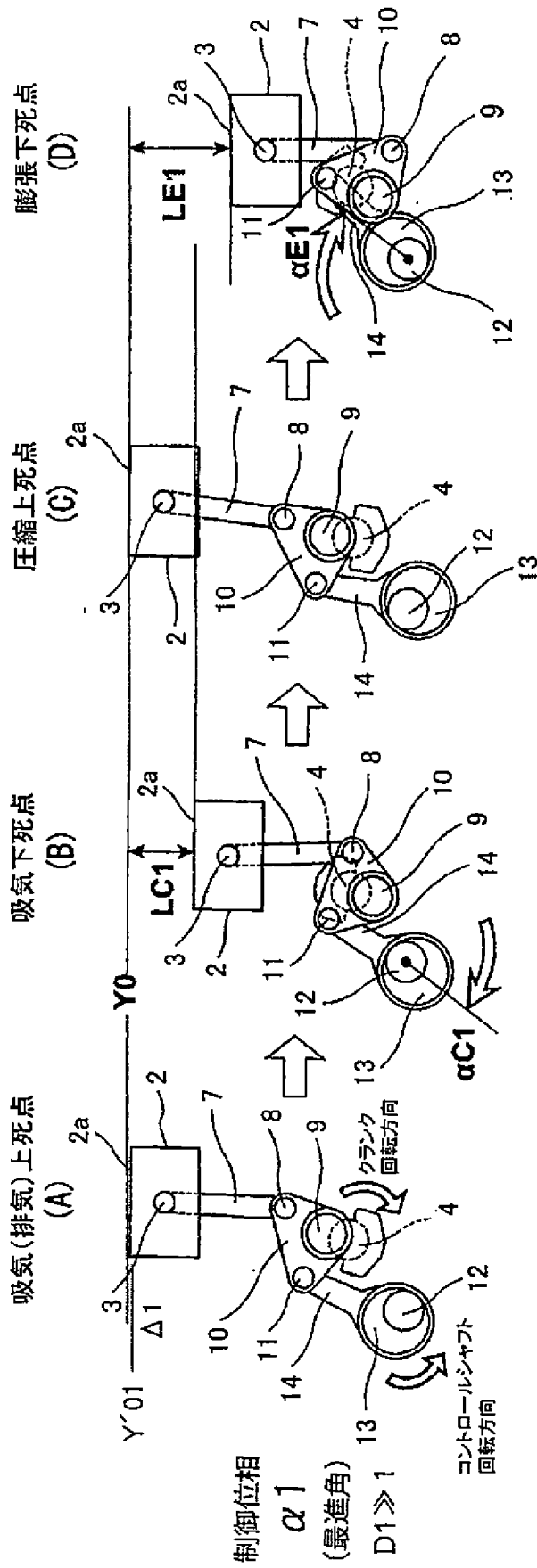
[図8]



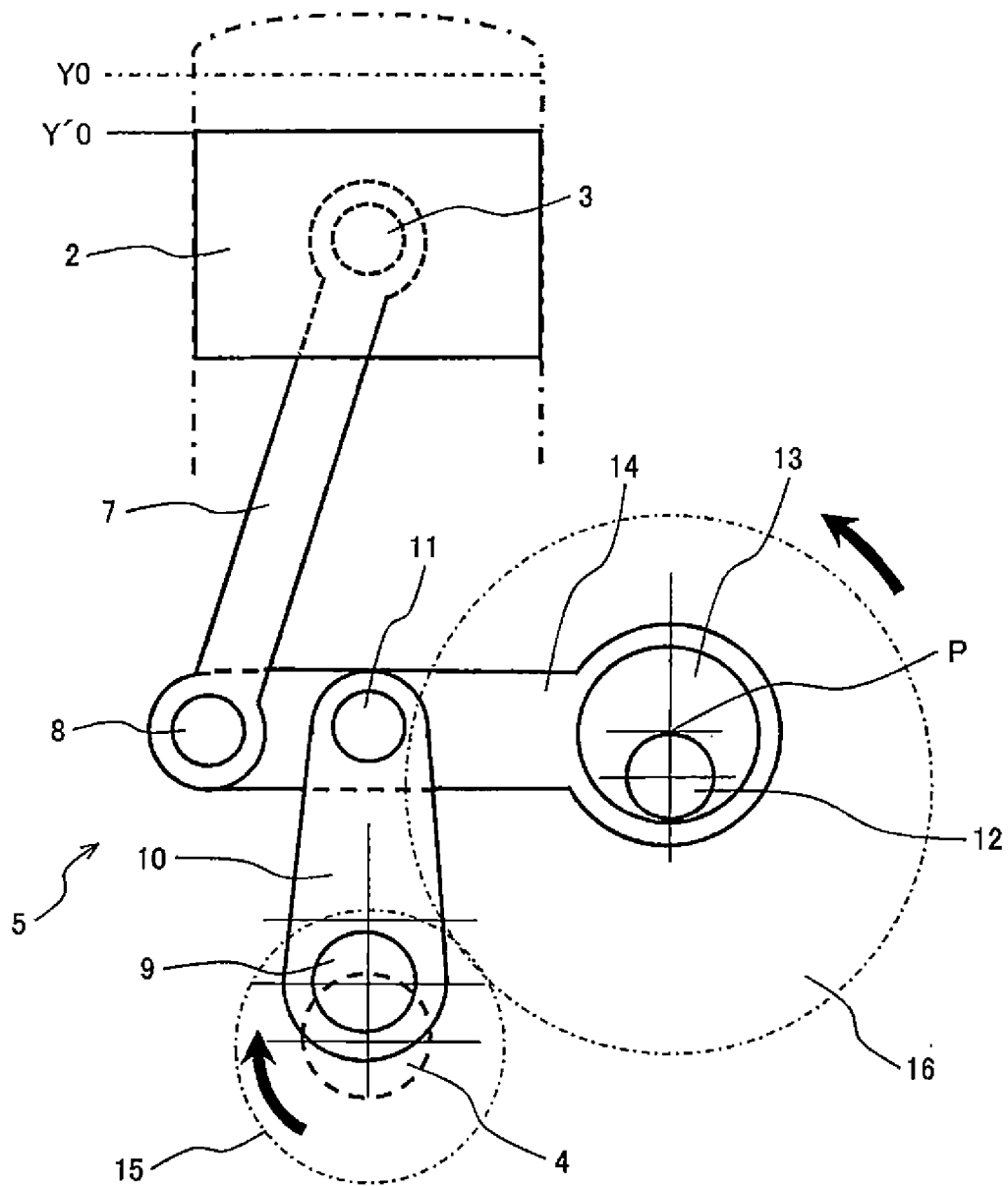
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/061480

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F02D15/02(2006.01)i, F02B75/04(2006.01)i

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)
F02D15/00-15/04, F02B75/04

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 2003-13764 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 15 January 2003 (15.01.2003), paragraphs [0019] to [0037]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-4, 10-11 6-8, 12-13 5, 9
X Y A	JP 2006-177271 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 06 July 2006 (06.07.2006), paragraphs [0007] to [0028]; fig. 1 to 3, 9 & US 2006/0137632 A1 paragraphs [0019] to [0042]; fig. 1 to 3, 9 & EP 1674692 A1	1, 3-4, 10 13 2, 5-9, 11-12
Y A	JP 2008-115830 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 22 May 2008 (22.05.2008), paragraphs [0010] to [0014], [0018] to [0019]; fig. 3 to 4 (Family: none)	6-8, 12 1

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 01 July 2016 (01.07.16)	Date of mailing of the international search report 12 July 2016 (12.07.16)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan	Authorized officer Telephone No.
--	---

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/061480

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2005-220754 A (Toyota Motor Corp.), 18 August 2005 (18.08.2005), paragraphs [0034] to [0038] (Family: none)	13
A	JP 2014-34927 A (Honda Motor Co., Ltd.), 24 February 2014 (24.02.2014), entire text & US 8950376 B2 entire text & CN 103573428 A	1-13
A	JP 4-241740 A (Yamaha Motor Co., Ltd.), 28 August 1992 (28.08.1992), entire text (Family: none)	1-13

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02D15/02(2006.01)i, F02B75/04(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02D15/00-15/04, F02B75/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y A	JP 2003-13764 A (日産自動車株式会社) 2003.01.15, 段落 [0019] - [0037], [図1] - [図5] (ファミリーなし)	1-4, 10-11 6-8, 12-13 5, 9
X Y A	JP 2006-177271 A (日産自動車株式会社) 2006.07.06, 段落 [0007] - [0028], [図1] - [図3], [図9] & US 2006/0137632 A1, 段落 [0019] - [0042], [図1] - [図3], [図9] & EP 1674692 A1	1, 3-4, 10 13 2, 5-9, 11-12

☑ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

01.07.2016

国際調査報告の発送日

12.07.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)
 郵便番号 100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤村 泰智

3Z

9247

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2008-115830 A (日産自動車株式会社) 2008.05.22, 段落 [0010] － [0014], [0018] － [0019], [図 3] － [図 4] (ファミリーなし)	6-8, 12 1
Y	JP 2005-220754 A (トヨタ自動車株式会社) 2005.08.18, 段落 [0034] － [0038] (ファミリーなし)	13
A	JP 2014-34927 A (本田技研工業株式会社) 2014.02.24, 全文 & US 8950376 B2, 全文 & CN 103573428 A	1-13
A	JP 4-241740 A (ヤマハ発動機株式会社) 1992.08.28, 全文 (ファミ リーなし)	1-13