(19)대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(51) 。Int. Cl.[7]
F02D 15/02

(11) 공개번호 특2003-0076415
(43) 공개일자 2003년09월26일

(21) 출원번호 10-2003-0017553
(22) 출원일자 2003년03월20일

(30) 우선권주장 JP-P-2002-00079736 2002년03월20일 일본(JP)
JP-P-2003-00050641 2003년02월27일 일본(JP)

(71) 출원인 혼다 기켄 고교 가부시키가이샤
일본국 도쿄도 미나토쿠 미나미아오야마 2쵸메 1반 1고

(72) 발명자 와타나베세이
일본국사이타마켄와코시츄오1쵸메4반1고,가부시키가이샤혼다기쥬츠겐큐쇼내

(74) 대리인 최재철
권동용
김영길

심사청구 : 있음

(54) 엔진

요약

팽창 행정에서의 피스톤의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 한 엔진에 있어서, 흡배기 상사점 및 압축 상사점을 동일하게 하기 위해서, 피스톤(63)의 높이 X 를 나타내는 식에 의거해서 흡배기 상사점 및 압축 상사점이 일치하도록, 제2 암(67)의 길이 $L1$, 제1 암(66)의 길이 $L2$, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$, 커넥팅 로드(64)의 길이 $L4$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길이 $L5$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축의 축선으로부터의 실린더 축선(C)의 y축 방향의 오프셋량 δ , 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도 α , 크랭크 축의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R , 회전축(81, 82)의 축선과 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp , 및 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65)을 잇는 직선이 x축과 이루는 각도 θ 가 '0'일 때의 각도 θp 를 각각 설정한다.

대표도

도 1

색인어

엔진, 피스톤, 커넥팅 로드, 컨트롤 로드, 크랭크 축, 스트로크.

명세서

도면의 간단한 설명

도 1은 본 발명의 제1 실시예의 엔진의 일부를 자른 정면도이다.

도 2는 본 발명의 제1 실시예의 엔진의 종단면도로서 도 3의 2-2선 단면도이다.

도 3은 도 2의 3-3선 단면도이다.

도 4는 도 3의 4-4선 단면도이다.

도 5는 본 발명의 제1 실시예에 있어서의 링크 기구의 배치를 간단하게 나타낸 도면이다.

도 6은 본 발명의 제1 실시예에 있어서의 링크 기구의 작동 상태를 순차적으로 나타낸 도면이다.

도 7은 본 발명의 제1 실시예에 있어서의 크랭크 각에 응한 피스톤 핀의 위치 변화를 나타내는 도면이다.

도 8은 제2 실시예의 엔진의 주요단면도이다.

도 9는 제3 실시예의 링크 기구의 팽창 및 배기 행정에서의 상태를 나타내는 도면이다.

도 10은 흡기 및 압축 행정의 크랭크 각도 범위를 팽창 및 배기 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 했을 때의 링크 기구의 팽창 및 배기 행정에서의 상태를 나타내는 도면이다.

도 11은 도 10의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤 위치를 나타내는 도면이다.

도 12는 도 10의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤의 가속도 변화를 나타내는 도면이다.

도 13은 제4 실시예의 링크 기구의 팽창 및 배기 행정에서의 상태를 나타내는 도면이다.

도 14는 도 13의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤 위치를 나타내는 도면이다.

도 15는 도 13의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤의 가속도 변화를 나타내는 도면이다.

도 16은 제5 실시예의 링크 기구의 팽창 및 배기 행정에서의 상태를 나타내는 도면이다.

도 17은 도 16의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤 위치를 나타내는 도면이다.

도 18은 도 16의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤의 가속도 변화를 나타내는 도면이다.

도 19는 제6 실시예의 링크 기구의 팽창 및 배기 행정에서의 상태를 나타내는 도면이다.

도 20은 도 19의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤 위치를 나타내는 도면이다.

도 21은 도 19의 링크 기구에 의한 각 행정에서의 피스톤의 가속도 변화를 나타내는 도면이다.

도 22는 각 부분의 수치를 설명하기 위해서 링크 기구의 배치를 간단하게 나타낸 도면이다.

* 도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

21 : 엔진 본체 22 : 크랭크 케이스

23 : 실린더 블록 24 : 실린더 헤드

27 : 크랭크 축 28, 29 : 볼 베어링

32 : 플라이휠 35 : 냉각 팬

36 : 나사 부재 37 : 엔진 스타터

38 : 피스톤 40 : 연소실

41 : 흡기 포트 42 : 배기 포트

43 : 흡기 밸브 44 : 배기 밸브

51 : 연료 탱크 55 : 흡기 캠

56 : 배기 캠 60 : 로컬 암

62 : 링크 기구 63 : 피스톤 핀

64 : 커넥팅 로드 65 : 크랭크 핀

66, 67 : 암 68 : 서브 로드

69 : 컨트롤 로드 70, 74 : 베어링부

75 : 커넥팅 로드 핀 76 : 서브 로드 핀

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은, 일단이 피스톤 핀을 통해서 피스톤에 연결되는 커넥팅 로드(connecting rod)와, 일단이 커넥팅 로드의 타단에 회전이동가능하게 연결되는 동시에 타단이 크랭크 축(crank shaft)에 크랭크 핀을 통해서 연결되는 제1 암(arm)과, 일단이 상기 제1 암의 타단에 일체로 연결되는 제2 암과, 상기 제2 암의 타단에 일단이 회전이동가능하게 연결되는 컨트롤 로드(control rod)와, 상기 크랭크 축으로부터 1/2의 감속비로 감소된 동력이 전달되는 회전축의 편심 위치에 설치되어 상기 컨트롤 로드의 타단에 연결되는 가동편심축(可動偏心軸)을 구비하고, 팽창 행정에서의 상기 피스톤의 스트로크(stroke)를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 한 엔진에 관한 것이다.

종래, 이러한 엔진은, 예를 들면 미국 특허 공보 제4517931호 공보 및 일본국 특허 공개 평9-228853호 공보 등으로 이미 알려져 있으며, 팽창행정에서의 피스톤의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 함으로써, 동일한 흡입 혼합기량(混合氣量)으로 보다 큰 팽창 일을 행하게 하도록 하고, 사이클 열효율을 향상시키도록 하고 있다.

그런데, 상기 종래의 것에서는, 흡배기 상사점 및 압축 상사점의 위치가 다른 것이 일반적이다. 그런데 흡배기 상사점이 압축 상사점보다도 높은 경우에는, 흡기 밸브 및 배기 밸브와 피스톤의 꼭대기 부분과의 간섭이 발생할 가능성이 있고 또 그 간섭을 회피하여 흡배기 상사점을 보다 낮게 설정했을 경우에는 압축 상사점이 더욱 낮아져, 엔진의 압축비 향상을 바랄 수 없고, 고열효율 운전이 곤란하게 된다. 한편, 압축 상사점이 흡배기 상사점보다도 높은 경우에는, 흡배기 상사점에 있어서 피스톤 높이가 낮기 때문에 피스톤에 의한 소기(scavenging)가 불충분하게 되어, 실린더내에 많은 기연 가스(burnt gas)가 체류함에 따라서 전체 부하시의 출력 저하나, 경부하시의 연소 불안정화를 야기할 가능성이 있다.

발명이 이루고자 하는 기술적 과제

본 발명은, 이러한 사정을 감안해서 이루어진 것으로서, 팽창 행정에서의 피스톤의 스트로크를 압축행정에서의 스트로크보다도 크게 한 상태에서, 흡배기 상사점 및 압축 상사점을 동일하게 함으로써 상기 과제를 해결하도록 한 엔진을 제공하는 것을 목적으로 한다.

상기 목적을 달성하기 위하여, 본 발명은, 일단이 피스톤 핀을 통해서 피스톤에 연결되는 커넥팅 로드와, 일단이 커넥팅 로드의 타단에 회전이동가능하게 연결되는 동시에 타단이 크랭크 축에 크랭크 핀을 통해서 연결되는 제1 암과, 일단이 상기 제1 암의 타단에 일체로 연결되는 제2 암과, 상기 제2 암의 타단에 일단이 회전이동가능하게 연결되는 컨

트롤 로드와, 상기 크랭크 축으로부터 1/2의 감속비로 감속된 동력이 전달되는 회전축의 편심 위치에 설치되며 상기 컨트롤 로드의 타단에 연결되는 가동편심축을 구비하고, 팽창행정에서의 상기 피스톤의 스트로크를 압축행정에서의 스트로크보다도 크게 한 엔진에 있어서, 커넥팅 로드의 길이를 $L4$, 제1 암의 길이를 $L2$, 제2 암의 길이를 $L1$, 컨트롤 로드의 길이를 $L3$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축의 축선까지의 y축 방향 길이를 $L5$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축의 축선까지의 x축 방향 길이를 $L6$, 커넥팅 로드의 실린더 축선에 대한 각도를 $\phi 4$, 제1 암과 제2 암이 이루는 각도를 α, 실린더 축선에 따라서 크랭크 축의 축선을 지나는 x축 및 x축에 직교하며 크랭크 축의 축선을 지나는 y축으로 구성되는 xy평면내에서 제2 암이 상기 y축과 이루는 각도를 $\phi 1$, 컨트롤 로드가 상기 y축과 이루는 각도를 $\phi 3$, 크랭크 축의 축선 및 크랭크 핀을 잇는 직선이 상기 x축과 이루는 각도를 Θ, 상기 회전축의 축선 및 상기 가동편심축의 축선을 잇는 직선이 상기 x축과 이루는 각도를 Θp, 각도 Θ 가 '0'일 때의 각도 Θp의 값을 γ, 크랭크 축의 축선 및 크랭크 핀 사이의 길이를 R, 상기 회전축의 축선 및 상기 가동편심축의 축선을 잇는 직선의 길이를 Rp, 크랭크 축의 회전각속도를 ω, 크랭크 축에 대한 가동편심축의 회전수비 η 및 회전방향을 $\eta = +0.5$ 또는 $\eta = -0.5$로 했을 경우에,

$$-L4 \cdot \sin\phi 4 \cdot d\phi 4/dt + L2 \cdot \cos(\alpha+\phi 1) \cdot d\phi 1/dt - R \cdot \omega \cdot \sin\theta = 0$$

단,

$$\phi 4 = \arcsin\{L2 \cdot \cos(\alpha+\phi 1) + R \cdot \sin\theta - \delta\}/L4$$

$$d\phi 4/dt = \omega \cdot [-L2 \cdot \sin(\alpha+\phi 1) \cdot \{R \cdot \cos(\theta-\phi 3) - \eta \cdot Rp \cdot \cos(\theta p-\phi 3)\}$$

$$/\{L1 \cdot \sin(\phi 1+\phi 3)\} + R \cdot \cos\theta\}](L4 \cdot \cos\phi 4)$$

$$\phi 1 = \arcsin[(L3^2 - L1^2 - C^2 - D^2)/\{2 \cdot L1 \cdot \sqrt{(C^2+D^2)}\}] - \arctan(C/D)$$

$$\phi 3 = \arcsin\{(R \cdot \cos\theta - L6 - Rp \cdot \cos\theta p + L1 \cdot \sin\phi 1)/L3\}$$

$$C = L5 + Rp \cdot \sin\theta p - R \cdot \sin\theta$$

$$D = L6 + Rp \cdot \cos\theta p - R \cdot \cos\theta$$

$$\theta p = \eta \cdot \theta + \gamma$$

$$d\phi 1/dt = \omega \cdot \{R \cdot \cos(\theta-\phi 3) - \eta \cdot Rp \cdot \cos(\theta p-\phi 3)\}/\{L1 \cdot \sin(\phi 1+\phi 3)\}$$

으로부터 흡배기 상사점 및 압축 상사점에서의 크랭크 각도 Θ 를 각각 구하고, 양 크랭크 각도 Θ 에서의 피스톤 핀의 높이 X 를 나타내는 다음 식:

$$X = L4 \cdot \cos\phi 4 + L2 \cdot \sin(\alpha+\phi 1) + R \cdot \cos\theta$$

에 근거해서 흡배기 상사점 및 압축 상사점이 일치하도록, 제2 암의 길이 $L1$, 제1 암의 길이 $L2$, 컨트롤 로드의 길이 $L3$, 커넥팅 로드의 길이 $L4$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축의 축선까지의 y축 방향 길이 $L5$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축의 축선으로부터의 실린더 축선의 y축 방향의 오프셋량 δ, 제1 암과 제2 암이 이루는 각도 α, 크랭크 축의 축선 및 크랭크 핀 사이의 길이 R, 상기 회전축의 축선 및 상기 가동편심축의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp, 및 각도 Θ 가 '0'일 때의 각도 θp 를 각각 설정하는 것을 제1 특징으로 한다.

이와 같은 제1 특징의 구성에 의한 작용에 대하여, 피스톤 핀, 커넥팅 로드, 크랭크 축, 크랭크 핀, 제1 암, 제2 암, 컨트롤 로드, 가동편심축 및 회전축의 배치를 간단하게 나타낸 도 5를 참조하면서 설명하면, 가동편심축의 좌표 $(Xpiv, Ypiv)$ 를 정하면, $\{X = L4 \cdot \cos\phi 4 + L2 \cdot \sin(\alpha+\phi 1) + R \cdot \cos\theta\}$ 로 구해지는 피스톤 핀의 x축 방향 위치를 미분함으로써, 피스톤 핀의 이동 속도 (dX/dt) 가 구해지고, $dX/dt = 0$ 으로 한 방정식은, Θ 에 관하여 $-2\pi < \theta < 2\pi$ 의 범위에서 4개의 해를 갖는 것이다. 이들 4개의 해를 4사이클 엔진의 동작에 조응시켜서, 압축 상사점, 흡배기 상사점, 팽창 후의 하사점 및 흡기 후의 하사점을 각각 부여하는 크랭크 각을 얻는 동시에, 이들 크랭크 각을 이용해서 얻은 압축 상사점에서의 피스톤 핀의 x축 방향 위치를 $Xctdc$ 라 하고, 흡배기 상사점에서의 피스톤 핀의 x축 방향 위치를 $Xotdc$ 라 하며, 팽창 후의 하사점에서의 피스톤 핀의 x축 방향 위치를 $Xebdc$ 라 하고, 흡기 후의 하사점에서의 피스톤 핀의 x축 방향 위치를 $Xibdc$ 라고 했을 경우에, 압축행정에서의 스트로크 $Scomp$ 및 팽창 행정에서의 스트로크 $Sexp$ 는,

(Scomp=Xctdc-Xibdc), (Sexp=Xotdc-Xebdc)로 각각 표시되며, Scomp<Sexp를 만족하는 동시에, Xctdc=Xotdc를 만족하도록, 제2 암의 길이 $L1$, 제1암의 길이 $L2$, 컨트롤 로드의 길이 $L3$, 커넥팅 로드의 길이 $L4$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축의 축선까지의 y축 방향 길이 $L5$, 크랭크 축의 축선으로부터 회전축의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축의 축선으로부터의 실린더 축선의 y축 방향의 오프셋량 δ, 제1 암과 제2 암이 이루는 각도 α, 크랭크 축의 축선 및 크랭크 핀 사이의 길이 R, 상기 회전축의 축선 및 상기 가동편심축의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp, 및 각도 θ가 '0'일 때의 각도 θp를 각각 설정함으로써, 팽창 행정에서의 피스톤의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 한 상태에서, 흡배기 상사점 및 압축 상사점을 동일하게 할 수가 있다. 따라서, 흡기 밸브 및 배기 밸브와 피스톤 꼭대기 부분과의 간섭이 일어나는 일이 없도록 해서, 엔진의 압축비 향상을 도모하고 고열효율의 운전이 가능해지며, 또 피스톤에 의한 충분한 소기를 가능하게 하고, 전체 부하시의 출력 저하 및 경부하시의 연소 불안정화가 생기지 않도록 할 수가 있다.

또한, 본 발명은, 상기 제1 특징의 구성에 더하여, 상기 커넥팅 로드 및 제1 암의 연결점이 팽창 행정에서 그리는 궤적에 접하며 상기 x축과 평행한 접선 중 상기 x축에 가장 가까운 접선과, 상기 x축과의 사이의 범위에, 상기 피스톤 핀의 이동 궤적이 들어가도록 설정되는 것을 제2 특징으로 하고, 이러한 구성에 의하면, 피스톤의 마찰을 저감할 수 있는 동시에 피스톤 기계음(slap sound)을 억제할 수가 있다. 즉 피스톤이 팽창 행정에 있을 때에는 피스톤에 큰 하중이 작용하는 것인데, 그 때, 큰 하중에 의하여 피스톤의 자세 변화가 커지면, 마찰이 증대하는 동시에 피스톤 기계음이 커진다. 그런데 앞에서 설명한 바와 같은 피스톤 핀의 이동 궤적의 설정에 의하면, 팽창 행정에서 피스톤이 큰 하중을 받는데도 불구하고, 팽창 행정에서 커넥팅 로드가 항상 한 쪽으로 기울도록 해서 피스톤의 자세 변화를 억제하여 피스톤의 마찰을 저감할 수 있는 동시에 피스톤 기계음의 발생을 억제할 수가 있다.

본 발명은, 상기 제1 또는 제2의 특징의 구성에 더하여, 팽창 행정에서의 크랭크 각도 범위가 흡기 행정에서의 크랭크 각도 범위보다도 크게 설정되고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 압축 행정에서의 크랭크 각도 범위보다도 크게 설정 되는 것을 제3 특징으로 하고, 이러한 구성에 의하면, 피스톤 가속도가 커지는 것에 의한 관성 진동의 악화를 회피할 수가 있다. 즉 피스톤 하강시에는 팽창 행정 쪽이 흡기 행정보다도 스트로크가 커지고, 또한 피스톤 상승시에는 배기 행정 쪽이 압축 행정보다도 스트로크가 커지는 것이지만, 180도의 크랭크 각도에서 상사점 및 하사점이 교대하도록 한 설정에서는 스트로크가 큰 팽창 및 배기 행정의 피스톤의 속도가 스트로크가 작은 흡기 및 압축 행정보다도 빨라지고, 그 속도차가 큰 것에 의하여 피스톤의 가속도가 커지고, 관성 진동의 악화를 초래한다. 그런데, 앞에서 설명한 바와 같이, 스트로크가 큰 팽창 및 배기 행정의 크랭크 각도 범위를 스트로크가 작은 흡기 및 압축 행정의 스트로크 각도 범위보다도 크게 함으로써, 각 행정에서의 피스톤의 속도를 평활화하여, 흡기 및 팽창 후의 하사점에서의 피스톤 가속도의 변화, 및 압축 및 배기 후의 상사점에서의 피스톤 가속도의 변화를 억제하고, 관성 진동이 악화하는 것을 회피할 수 있다.

본 발명은, 상기 제3 특징의 구성에 더하여, 팽창 및 배기 행정에서의 크랭크 각도 범위가 각각 180도를 초과하는 값으로 설정되는 것을 제4 특징으로 하고, 이러한 구성에 의하면, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 피스톤의 속도를 한 층 더 평활화하여, 흡기 및 팽창 후의 하사점에서의 피스톤 가속도의 변화, 및 압축 및 배기 후의 상사점에서의 피스톤 가속도의 변화를 보다 효과적으로 억제하고, 관성 진동의 악화를 보다 효과적으로 회피할 수 있다.

또한, 본 발명은, 상기 제1 내지 제4의 특징 중 어느쪽의 구성에 더하여, 상기 크랭크 축의 축선으로부터 y축 및 x축 방향으로 각각 길이 $L5$, $L6$ 만큼 상기 xy 평면내에서 떨어진 위치에 축선을 배치한 상기 회전축에, 상기 회전축의 축선으로부터 반지름 Rp 만큼 어긋나서 가동편심축이 설치되고, 상기 크랭크 축의 축선과 상기 크랭크 핀 사이의 길이 R을 1.0으로 했을 때에, 제2 암의 길이 $L1$이 1.7~4.5, 제1 암의 길이 $L2$가 0.6~5.2, 컨트롤 로드의 길이 $L3$가 4.3~6.9, 상기 크랭크 축의 축선과 상기 회전축 사이의 y축 방향의 길이 $L5$가 2.3~4.0, 상기 크랭크 축의 축선과 상기 회전축 사이의 x축 방향의 길이 $L6$가 0.00~3.35, 상기 반지름 Rp가 0.25~1.80으로 설정되는 동시에, 상기 제1 암과 제2 암이 이루는 각도 α가 105~180도로 설정되는 것을 제5 특징으로 하고, 이러한 구성에 의하면, 상기 제4 특징의 구성을 얻는 것이 가능해지고, 그것에 의해 관성 진동의 악화를 보다 효과적으로 회피할 수 있다.

본 발명에 있어서의 상기 및 기타 목적, 특징 및 이점은, 첨부한 도면에 따라서 이하에 상술하는 바람직한 실시예의 설명으로부터 명확해질 것이다.

발명의 구성 및 작용

본 발명의 제1 실시예에 대하여 도 1 내지 도 7을 참조하면서 설명하면, 우선 도 1 내지 도 3에 있어서, 이 엔진은, 예를 들면 작업기 등에 이용되는 공랭(air-cooling) 단기통 엔진으로서, 엔진 본체(21)는, 크랭크 케이스(22)와, 그 크랭크 케이스(22)의 한쪽 면으로부터 약간 위쪽으로 기울어져 돌출하는 실린더 블록(23)과, 그 실린더 블록(23)의 꼭대기 부분에 접합되는 실린더 헤드(24)로 구성되는 것이고, 실린더 블록(23) 및 실린더 헤드(24)의 바깥쪽 면에는 다수의 공랭용 핀(fin)(23a …, 24a…)이 설치되어 있다. 또 크랭크 케이스(22)는, 그 크랭크 케이스(22)의 아랫면의 설치

면(22a)에서 각종 작업기의 엔진 베드(bed)에 설치된다.

크랭크 케이스(22)는, 실린더 블록(23)과 일체로 주조 형성되는 케이스 본체(25)와, 그 케이스 본체(25)의 개방단에 결합되는 사이드 커버(side cover)(26)로 된 것으로서, 케이스 본체(25) 및 사이드 커버(26)에, 크랭크 축(27)의 양 단부가 볼 베어링(28, 29) 및 오일 실(oil seal)(30, 31)을 통해서 회전 자유롭게 지지된다. 또, 크랭크 축(27)의 일단부는 출력축부(27a)로서 사이드 커버(26)로부터 돌출되어 있고, 크랭크 축(27)의 타단부는 보조기(auxiliary machine) 설치 축부(27b)로서 케이스 본체(25)로부터 돌출된다. 더욱이, 보조기 설치 축부(27b)에는, 플라이휠(flywheel)(32)이 고정되어 있으며, 이 플라이휠(32)의 외면에는, 엔진 본체(21)의 각 부나 기화기(34)에 냉각풍을 제공하기 위한 냉각 팬(35)이 나사 부재(36)로 고착되며, 냉각 팬(35)의 바깥쪽에 리코일식 엔진 스타터(starter)(37)가 설치된다.

실린더 블록(23)에는, 피스톤(38)을 슬라이딩 자유롭게 끼워 맞추게 하는 실린더 보어(bore)(39)가 형성되어 있으며, 피스톤(38)의 꼭대기 부분을 향하게 되는 연소실(40)이 실린더 블록(23)과 실린더 헤드(24) 사이에 형성된다.

실린더 헤드(24)에는, 연소실로 통할 수 있는 흡기 포트(41)와 배기 포트(42)가 형성되는 동시에, 흡기 포트(41)와 연소실(40)간을 개폐하는 흡기 밸브(43), 및 배기 포트(42)와 연소실(40)간을 개폐하는 배기 밸브(44)가 개폐 작동 가능하게 설치된다. 또 연소실(40)에 전극을 향하게 하는 점화 플러그(45)가 실 린더 헤드(24)에 융착된다.

실린더 헤드(24)의 상부에는 기화기(34)가 접속되어 있어서, 그 기화기(34)가 구비하는 흡기로(46)의 하류단이 흡기 포트(41)에 연이어 통하게 된다. 또 흡기로(46)의 상류단에 이어진 흡기관(47)이 기화기(34)에 접속되고, 그 흡기관(47)은 도시하지 않은 에어 클리너에 접속된다. 실린더 헤드(34)의 상부에는 배기 포트(42)에 연결되는 배기관(48)이 접속되어 있고, 이 배기관(48)은 배기 머플러(exhaust muffler)(49)에 접속된다. 게다가 크랭크 케이스(22)의 위쪽에는, 그 크랭크 케이스(22)로부터 돌출한 브래킷(bracket)(50)으로 지지되도록 하여 연료 탱크(51)가 배치된다.

크랭크 케이스(22)에 있어서의 사이드 커버(26) 근처의 부분에서 크랭크 축(27)에는 구동 기어(52)가 일체로 형성되어 있고, 이 구동 기어(52)에 맞물리는 피동 기어(53)가, 크랭크 축(27)과 평행한 축선을 가지고 크랭크 케이스(22)에 회전 자유롭게 지지되는 캠 축(54)에 고착된다. 그리고 캠 축(54)에는, 서로 맞물린 구동 기어(52)와 피동 기어(53)에 의해 1/2의 감속비로 크랭크 축으로부터의 회전 동력이 전달된다.

캠 축(54)에는, 흡기 밸브(43) 및 배기 밸브(44)에 각각 대응한 흡기 캠(55) 및 배기 캠(56)이 설치되어 있으며, 흡기 캠(55)에는 실린더 블록(23)으로 작동가능하게 지지된 종동자(follower)(57)가 접하게 된다. 한편, 실린더 블록(23) 및 실린더 헤드(24)에는, 종동자(57)의 상부를 하부로 돌출시킨 작동실(58)이 형성되어 있고, 그 작동실(58)내에 배치된 푸시 로드(push rod)(59)의 하단이 상기 종동자(57)에 맞닿게 된다. 한편, 실린더 헤드(24)에는, 폐쇄 밸브 방향으로 용수철력이 가해진 배기 밸브(44)의 상단에 일단을 맞닿게 한 로커 암(rocker arm)(60)이 요동가능하게 지지되어 있으며, 이 로커 암(60)의 타단에 상기 푸시 로드(59)의 상단이 맞닿게 된다. 그리고 흡기 캠(55)의 회전에 응해서 푸시 로드(59)가 축 방향으로 작동하고, 이것에 응한 로커 암(60)의 요동에 의하여 흡기 밸브(43)가 개폐 작동하게 된다.

배기 캠(56)과 배기 밸브(44) 사이에도, 상기 흡기 캠(55)과 흡기 밸브(43) 사이와 마찬가지의 구성이 장치되어 있어서, 배기 캠(56)의 회전에 응해서 배기 밸브(44)가 개폐 작동한다.

도 4를 아울러 참조하여, 피스톤(38)과, 크랭크 축(27)과, 실린더 축선(C)을 통해 크랭크 축(27)의 축선에 직교하는 평면내에서 변위하는 것을 가능하게 하고 엔진 본체(21)의 크랭크 케이스(22)에 지지되는 가동편심축(61)이 링크 기구(62)를 통해서 연결된다.

이 링크 기구(62)는, 일단이 피스톤 핀(63)을 통해서 피스톤(38)에 연결되는 커넥팅 로드(64)와, 일단이 커넥팅 로드(64)의 타단에 회전이동 가능하게 연결되는 동시에 타단이 크랭크 축(27)의 크랭크 핀(65)에 연결되는 제1 암(66)과, 일단이 상기 제1 암(66)의 타단에 일체로 연결되는 제2 암(67)과, 상기 제2 암(67)의 타단에 일단부가 회전이동가능하게 연결되는 동시에 타단부가 상기 가동편심축(61)에 회전이동가능하게 연결되는 컨트롤 로드(69)로 이루어지고, 제1 암(66)과 제2 암(67)은 서브 로드(sub rod)(68)로서 일체로 형성된다.

서브 로드(68)는 크랭크 축(27)의 크랭크 핀(65) 반주(半周)에 접하는 반원형의 제1 베어링부(70)를 중간부에 갖는 것으로서, 이 서브 로드(68)의 양 단부에는, 커넥팅 로드(64)의 타단부 및 커넥팅 로드(69)의 일단부를 각각 서로간에 끼우는 한 쌍의 가랑이(crotch)부(71, 72)가 일체로 구성된다. 또 크랭크 축(27)의 크랭크 핀(65)에 있어서의 나머지 반주에는, 크랭크 캡(73)이 갖는 반원형의 제2 베어링부(74)가 접하는 것이고, 이 크랭크 캡(73)은 서브 로드(68)에 체결된다.

커넥팅 로드(64)의 타단부는, 커넥팅 로드 핀(75)을 통해서 서브 로드(68)의 일단부 즉 제1 암(66)의 일단부에 회전이동가능하게 연결되는 것이고, 서브 로드(68)의 일단측의 가랑이부(71)에 삽입된 커넥팅 로드(64)의 타단부에 압입

된 커넥팅 로드 핀(75)의 양 단부가 상기 일단측의 가랑이부(71)에 회전이동가능하게 끼워 맞춰진다.

또한, 컨트롤 로드(69)의 일단부는 원통형의 서브 로드 핀(76)을 통해서 서브 로드(68)의 타단부 즉 제2 암(67)의 타단부에 회전이동가능하게 연결되는 것이고, 서브 로드(68)의 타단측의 가랑이부(72)에 삽입된 컨트롤 로드(69)의 일단부를 상대 회전이동 가능하게 관통하는 서브 로드 핀(76)의 양 단부가, 상기 타단측의 가랑이부(72)에 간극 끼움으로 끼워 맞춰진다. 게다가 상기 타단측의 가랑이부(72)에는 서브 로드 핀(76)의 양단에 맞닿아서 그 서브 로드 핀(76)의 가랑이부(72)로부터의 이탈을 저지하기 위한 한 쌍의 클립(77, 77)이 장착된다.

더욱이 각 가랑이부(71, 72)에는, 크랭크 축(27)의 양측에 한 쌍씩 배치되는 볼트(78, 78…)에 의해서 크랭크 캡(73)이 체결되는 것이고, 커넥팅 로드 핀(75) 및 서브 로드 핀(76)은, 그들 볼트(78, 78…)의 축선연장상에 배치된다.

원통형인 가동편심축(61)은, 크랭크 축(27)과 평행한 축선을 가지고 동축으로 배치되는 한 쌍의 회전축(81, 82)의 편심 위치 사이에 설치된다. 게다가 회전축(81)은, 크랭크 케이스(22)에 있어서의 사이드 커버(26)에 장치된 지지 부재(83)로 회전 자유롭게 지지되고, 회전축(82)은, 상기 크랭크 케이스(22)에 있어서의 케이스 본체(25)에 장치된 지지 부재(84)로 회전 자유롭게 지지된다.

회전축(81)에는, 피동 스프로킷(sprocket)(85)이 고정되어 있고, 이 피동 스프로킷(85)에 대응하는 위치에서 크랭크 축(27)에는 구동 스프로킷(86)이 고정되며, 구동 스프로킷(86) 및 피동 스프로킷(85)에는 순환 체인(endless chain)(87)이 감겨 걸리게 된다. 이것에 의해 회전축(81, 82)에는, 크랭크 축(27)으로부터 1/2의 감속비로 감속된 회전 동력이 전달되게 되며, 양 회전축(81, 82) 사이에 설치된 가동편심축(61)은, 크랭크 축(27)이 2회전할 때마다 양 회전축(81, 82)의 축선 주위를 1회전하게 된다.

이와 같이 가동편심축(61)을 회전구동함으로써, 팽창 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 하는 것이고, 그로 인한 링크 기구(62)의 수치 관계에 대하여 도 5를 참조하면서 다음에 설명한다.

여기서, 실린더 축선(C)에 따르며 크랭크 축(27)의 축선을 지나는 x축과, x축에 직교하며 크랭크 축(27)의 축선을 지나는 y축으로 구성되는 xy 평면내에 있어서, 커넥팅 로드(64)의 길이를 $L4$, 제1 암(66)의 길이를 $L2$, 제2 암(67)의 길이를 $L1$, 컨트롤 로드(69)의 길이를 $L3$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길이를 $L5$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이를 $L6$, 커넥팅 로드(64)의 실린더 축선(C)에 대한 각도를 $\phi 4$, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도를 α, 제2 암(67)이 y축과 이루는 각도를 $\phi 1$, 컨트롤 로드(69)가 y축과 이루는 각도를 $\phi 3$, 클랭크 축(27)의 축선 및 클랭크 핀(65)을 잇는 직선이 x축과 이루는 각도를 θ, 회전축(81, 82)의 축선 및 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선이 x과 이루는 각도는 θp, 각도 θ 가 '0'일 때의 각도 θp 의 값을 γ, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이를 R, 회전축(81, 82)의 축선 및 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이를 Rp, 크랭크 축(27)의 회전각속도를 ω, 크랭크 축(27)에 대한 가동편심축(61)이 회전수 비 η 및 회전 방향을 η =+0.5로 했을 때에, 피스톤 핀(63)의 높이 X 는,

$$X=L4\cdot\cos\phi 4+L2\cdot\sin(\alpha+\phi 1)+R\cdot\cos\theta \quad \cdots(1)$$

이다.

단,

$$\phi 4=\arcsin\{L2\cdot\cos(\alpha+\phi 1)+R\cdot\sin\theta-\delta\}/L4$$

$$\phi 1=\arcsin[(L3^2-L1^2-C^2-D^2)/\{2\cdot L1\cdot\sqrt{(C^2+D^2)}\}]-\arctan(C/D)$$

$$C=L5+Rp\cdot\sin\theta p-R\cdot\sin\theta$$

$$D=L6+Rp\cdot\cos\theta p-R\cdot\cos\theta$$

$$\theta p=\eta\cdot\theta+\gamma$$

여기서, 피스톤 핀(63)의 x축 방향 속도는, 상기 식(1)을 미분함으로써, 다 음 식 (2)로 나타내어진다.

$$dX/dt=-L4\cdot\sin\phi 4\cdot d\phi 4/dt+L2\cdot\cos(\alpha+\phi 1)\cdot d\phi 1/dt-R\cdot\omega\cdot\sin\theta \quad \cdots(2)$$

단,

$$d\phi 4/dt=\omega \cdot [-L2 \cdot \sin(\alpha+\phi 1) \cdot \{R \cdot \cos(\theta-\phi 3)-\eta \cdot Rp \cdot \cos(\theta p-\phi 3)\}$$

$$/\{L1 \cdot \sin(\phi 1+\phi 3)\}+R \cdot \cos\theta\}]/(L4 \cdot \cos\phi 4)$$

$$\phi 3=\arcsin\{(R \cdot \cos\theta-L6-Rp \cdot \cos\theta p+L1 \cdot \sin\phi 1)/L3\}$$

$$d\phi 1/dt=\omega \cdot \{R \cdot \cos(\theta-\phi 3)-\eta \cdot Rp \cdot \cos(\theta p-\phi 3)\}/\{L1 \cdot \sin(\phi 1+\phi 3)\}$$

상기 식 (2)에 있어서 $dX/dt=0$ 으로 한 방정식은, Θ 에 관해서 $-2\pi<\theta<2\pi$ 의 범위에서 4개의 해를 갖는 것이다. 이들 4개의 해를 4사이클 엔진의 동작에 조응시켜서, 압축 상사점, 흡배기 상사점, 팽창 후의 하사점 및 흡기 후의 하사점을 각각 부여하는 크랭크 각을 얻는 동시에, 이들 크랭크 각을 이용해서 얻은 압축 상사점에서의 피스톤 핀의 x축 방향 위치를 $Xctdc$ 로 하고, 흡배기 상사점에서의 피스톤 핀(63)의 x축 방향 위치를 $Xotdc$ 로 하며, 팽창 후의 하사점에서의 피스톤 핀(63)의 x축 방향 위치를 $Xebdc$ 로 하고, 흡기 후의 하사점에서의 피스톤 핀(63)의 x축 방향 위치를 $Xibdc$ 로 했을 때에, 압축 행정에서의 스트로크 $Scomp$ 및 팽창 행정에서의 스트로크 $Sexp$ 는, $(Scomp=Xctdc-Xibdc)$, $(Sexp=Xotdc-Xebdc)$ 로 각각 표시되고, $Scomp<Sexp$ 를 만족하는 동시에 $Xctdc=Xotdc$ 를 만족하도록, 제2 암(67)의 길이 $L1$, 제1 암(66)의 길이 $L2$, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$, 커넥팅 로드(64)의 길이 $L4$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길 이 $L5$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터의 실린더 축선(C)의 y축 방향의 오프셋량 δ, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도 α, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R, 회전축(81, 82)의 축선 및 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp, 및 각도 Θ 가 '0'일 때의 각도 θp 를 각각 설정한다.

이와 같은 설정에 의하면, 팽창 행정에서의 피스톤의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 한 상태에서, 흡배기 상사점 및 압축 상사점을 동일하게 할 수 있다.

즉 링크 기구(62)는, 엔진의 흡기, 압축, 팽창 및 배기 행정에 있어서 도 6에 나타낸 바와 같이 작동하는 것이고, 이와 같은 링크 기구(62)의 작동에 의해, 피스톤 핀(63)의 x축 방향의 위치 X 는, 도 7에 나타낸 바와 같이 변화한다. 즉 흡기 행정에서의 스트로크 $Sint$ 와 압축 행정에서의 스트로크 $Scomp$ 는 같고 $(Sint=Scomp)$, 또 팽창 행정에서의 스트로크 $Sexp$ 와 배기 행정에서의 스트로크 $Sexh$ 는 같고 $(Sexp=Sexh)$, 게다가 팽창 행정에서의 스트로크 $Sexp$ $(=Sexh)$ 가 압축 행정에서의 스트로크 $Scomp$ $(=Sint)$ 보다도 크게 되어 있다. 이것에 의해 동일한 흡입 혼합기량으로 보다 큰 팽창 일을 행하게 하도록 하여, 사이클 열효율을 향상시킬 수가 있다.

더욱이 흡배기 상사점에서의 피스톤 핀(63)이 x축 방향 위치 $Xotdc$ 와, 압축 상사점에서의 피스톤 핀의 x축 방향 위치 $Xctdc$ 도 일치하게 된다.

다음에 이 제1 실시예의 작용에 대하여 설명하면, 일단이 피스톤 핀(63)을 통해서 피스톤(38)에 연결되는 커텍팅 로드(64)와, 일단이 커넥팅 로드(64)의 타단에 회전이동가능하게 연결되는 동시에 타단이 크랭크 축(27)에 크랭크 핀(6)을 통해서 연결되는 제1 암(66)과, 일단이 제1 암(66)의 타단에 일체로 연결되며 서브 로드(68)를 협동해서 구성하는 제2 암(67)과, 제2 암(67)의 타단에 일단이 회전이동가능하게 연결되는 컨트롤 로드(69)로 링크 기구(62)를 구성하고, 컨트롤 로드(69)의 타단부를 지지하는 가동편심축(61)이, 크랭크 축(27)으로부터 1/2의 감속비로 감속된 동력이 전달되는 회전축(81, 82)의 편심 위치에 구성되도록 하고, 팽창 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 한 엔진에 있어서, 제2 암(67)의 길이 $L1$, 제1 암(66)의 길이 $L2$, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$, 커넥팅 로드(64)의 길이 $L4$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길이 $L5$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터의 실린더 축선(C)의 y축 방향의 오프셋량 δ, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도 α, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R, 회전축(81, 82)의 축선 및 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp, 및 각도 Θ 가 '0'일 때의 각도 θp 를 각각 적당하게 설정함으로써, 흡배기 상사점 및 압축 상사점이 일치하도록 하고 있다.

따라서 흡기 밸브(43) 및 배기 밸브(44)와 피스톤(38)의 꼭대기 부분과의 간 섭이 발생하는 일이 없도록 하고, 엔진의 압축비 향상을 도모해서 고열효율의 운전이 가능하게 되고, 또 피스톤(38)에 의한 충분한 소기를 가능하게 하며, 전체 부하시의 출력 저하 및 경부하시의 연소 불안정화가 일어나지 않도록 할 수 있다.

또한, 제1 및 제2 암(66, 67)은, 크랭크 핀(65)의 반주에 접하는 반원형의 제1 베어링부(70)를 갖는 서브 로드(68)를 협동해서 구성하는 것이고, 그 서브 로드(68)의 일단부에 커넥팅 로드(64)가 회전이동가능하게 연결되며, 서브 로드(68)의 타단부에 컨트롤 로드(69)의 일단부가 회전이동가능하게 연결되는 것인데, 커넥팅 로드(64)의 타단부 및 컨트롤 로드(69)의 일단부를 각각 서로간에 까우도록 하여 서브 로드(68)에 일체로 구성되는 한 쌍의 가랑이부(71, 72)에, 크랭크 핀(65)의 나머지 반주에 접하는 반원형의 제2 베이링부(74)를 가진 크랭크 캡(73)이 체결된다. 이것에 의해

서브 로드(68)의 크랭크 핀(65)에의 설치 강성을 높일 수 있다.

또한, 커넥팅 로드(64)의 타단부에 압입된 커넥팅 로드 핀(75)의 양 단부가 한 쪽 가랑이부(71)에 회전이동가능하게 끼워 맞춰지고, 컨트로 로드(69)의 일단부를 상대 회전이동 가능하게 관통하는 서브 로드 핀(76)의 양 단부가 다른 쪽 가랑이부(72)에 간극 끼움으로 끼워 맞춰지므로, 피스톤(38)으로부터 서브 로드(68)까지와 컨트롤 로드(69)를 분리해서 엔진에 조립한 후에, 서브 로드(68) 및 컨트롤 로드(69)를 연결하도록 하여, 조립 정밀도를 높이면서 조립 작업을 용이하게 할 수 있고, 그 결과, 엔진의 비대화를 회피할 수가 있다.

게다가 커넥팅 로드 핀(75) 및 서브 로드 핀(76)이, 크랭크 캡(73)을 서브 로드(68)에 체결하기 위한 볼트(78)의 축선 연장상에 배치되므로, 서브 로드(68) 및 크랭크 캡(73)을 콤팩트하게 구성할 수 있고, 그것에 의해 서브 로드(68) 및 크랭크 캡(73)의 중량을 경감하고, 동력 손실도 억제할 수 있다.

도 8은 본 발명의 제2 실시예를 나타내는 것이고, 상기 제1 실시예에 대응하는 부분에는 동일한 참조 부호를 붙인다.

캠 축(54)에 고정된 피동 기어(73)에 맞물리도록 하여 크랭크 축(27)에 설치된 구동 기어(52)에는, 회전축(81)에 고정된 피동 기어(90)가 맞물려져 있어서, 회전축(81, 82)에는, 크랭크 축(27)으로부터 1/2의 감속비로 감속된 회전 동력이 구동 기어(52) 및 피동 기어(90)를 통해서 전달되게 되고, 양 회전축(81, 82) 사이에 설치된 가동편심축(61)은, 크랭크 축(27)이 2회전할 때마다 양 회전축(81, 82)의 축선 주위로 1회전하게 된다.

게다가 상기 제1 실시예의 가동편심축(61)의 회전 방향과는 반대 방향으로 가동편심축(61)은 회전하게 되고, 이 제2 실시예에서는, 가동편심축(61)의 회전수 비 η 및 회전 방향을 η =-0.5로 된다.

이 제2 실시예에 있어서도, 제2 암(67)의 길이 $L1$, 제1 암(66)의 길이 $L2$, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$, 커넥팅 로드(64)의 길이 $L4$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길이 $L5$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터의 실린더 축선(C)의 y축 방향의 오프셋량 δ, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도 α, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R, 회전축(81, 82)의 축선 및 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp, 및 각도 θ 가 '0'일 때의 각도 θp 를 각각 적당하게 설정하여, 흡배기 상사점 및 압축 상사점을 일치시키도록 함으로써, 상기 제1 실시예와 마찬가지의 효과를 이룰 수 있다.

그런데, 피스톤(38)이 팽창 행정에 있을 때에는, 연소실(40)에서의 연소에 의해서 피스톤(38)에 큰 하중이 작용하는 것인데, 그 때, 큰 하중에 의해서 피스톤(38)의 자세 변화가 커지면, 마찰이 증대하는 동시에 피스톤 기계음이 커진다. 그래서 다음의 제3 실시예에서는, 그러한 문제의 발생을 방지할 수 있도록 한 구성에 대해서 설명한다.

마찰 및 피스톤 기계음의 억제를 위해서는, 커넥팅 로드(64)와 제1 암(66)의 연결점 즉 커넥팅 로드 핀(75)의 중심이 팽창 및 압축 행정에서 그리는 궤적에 접하며 x축과 평행한 접선 중에서 x축에 가장 가까운 접선과 x축과의 사이의 범위에 피스톤 핀(63)의 이동 궤적이 들어가도록 설정된다.

즉, 팽창 및 배기 행정에서는, 도 9에 나타낸 바와 같이, 링크 기구(62)는, 피스톤(38)이 상사점에 있는 상태(실선으로 나타낸 상태)와, 피스톤(38)이 하사점에 있는 상태(파선으로 나타낸 상태)와의 사이에서 작동하게 되며, 상기 커넥팅 로드 핀(75)의 중심은, 팽창 행정에서는 가는 실선으로 나타낸 궤적(95_1)을 그리고, 다음의 배기 행정에서는 가는 실선으로 나타낸 궤적(95_2)을 그려, 전체로서 끝없이 이어지는 궤적(95)으로 된다. 그리하여 상기 팽창 행정에서의 궤적(95_1)에 접하며 x 축과 평행한 한 쌍의 접선 중에서 x축에 가장 가까운 접선(96)과 x축과의 사이의 범위에 피스톤 핀(63)의 이동 궤적이 들어가도록 설정된다.

이와 같은 피스톤 핀(63)의 이동 궤적의 설정에 의하면, 피스톤(38)의 마찰을 저감할 수 있는 동시에 피스톤 기계음을 억제할 수 있다. 즉 피스톤(38)이 팽창 행정에 있을 때에는 피스톤(38)에 큰 하중이 작용하는 것인데, 그 때, 큰 하중에 의해서 피스톤(38)의 자세 변화가 커지면, 마찰이 증대하는 동시에 피스톤 기계음이 커진다. 그런데 앞에서 설명한 바와 같은 피스톤 핀(63)의 이동 궤적의 설정에 의하면, 팽창 행정에서 피스톤(38)이 큰 하중을 받는데도 불구하고, 팽창 행정에서 커넥팅 로드(64)가 항상 한 쪽으로 기울도록 해서 피스톤(38)의 자세 변화를 억제할 수 있고, 그 결과, 피스톤(38)의 마찰을 저감할 수 있는 동시에 피스톤 기계음의 발생을 억제할 수 있다.

그런데, 앞에서 설명한 바와 같이, 피스톤(38)의 하강시에는 팽창 행정의 스트로크를 흡기 행정의 스트로크보다도 크게 하고, 피스톤(38)의 상승시에는 배기 행정의 스트로크를 압축 행정의 스트로크보다도 크게 한 엔진에 있어서는, 일반적인 엔진과 같이 180도의 크랭크 각마다 피스톤(38)의 상사점 및 하사점이 후퇴하도록 한 설정으로 하면, 스트로크가 큰 팽창 및 배기 행정에서의 피스톤(38)의 왕복 속도가, 스트로크가 작은 흡기 및 압축 행정에서의 피스톤(38)의 왕복 속도보다도 커지고, 그 속도차가 큰 것에 기인해서, 상사점 및 하사점에서의 피스톤 가속도의 변화가 커지고, 관

성 진동의 악화를 초래할 가능성이 있다. 그래서, 앞에서 설명한 링크 기구(62)를 이용한 엔진에서는, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 크랭크 각도 범위를 180도 이외의 값으로 설정하는 것도 가능하다.

예를 들면, 팽창 행정의 상사점에서는 도 10의 실선으로 나타낸 상태로 되고, 또 하사점에서는 도 10의 파선으로 나타낸 상태로 되도록 링크 기구(62)를 설정한 경우에, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 크랭크 각도 범위는, 도 11에 나타낸 바와 같이 되어, 흡기 행정의 크랭크 각도 범위(=179.8도)가 팽창 행정의 크랭크 각도 범위(=153.5도)보다도 크고, 또 압축 행정의 크랭크 각도 범위(=197.7도)는 배기 행정의 크랭크 각도 범위(=189.1도)보다도 커지고, 그 때의 피스톤(38)의 가속도는 도 12에 나타낸 바와 같이 변화한다.

이 때, 팽창 및 배기 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크를 56mm, 배기 및 압축 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크를 37mm, 팽창/압축 행정 부피비를 1.5로 했을 경우에, 도 12에 있어서, 최대 가속도(상사점 방향의 최대 가속도)는 팽창 행정에서 배기 행정으로 이행하기 직전의 +6440 m/sec^2 이고, 또 최소 가속도(하사점 방향의 최소 가속도)는 팽창 행정의 중간에서의 -4009 m/sec^2 로서, (최대 가속도의 절대값)과 (최소 가속도의 절대값)이 모두 크다.

즉 흡기 행정의 크랭크 각도 범위를 팽창 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 하고, 또 압축 행정의 크랭크 각도 범위를 배기 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 한 것으로는, 피스톤(38)의 가속도가 작아지지 않으며, 따라서 관성 진동의 악화를 방지할 수 없다.

그래서 본 발명의 제4 실시예에서는, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위가 흡기 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 설정되고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 압축 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 설정된다.

즉, 팽창 행정의 상사점에서는 도 13의 실선으로 나타낸 상태로 되고, 또 하사점에서는 도 13의 파선으로 나타낸 상태로 되도록 링크 기구(62)를 설정했을 경우에, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 크랭크 각도 범위는, 도 14에 나타낸 바와 같이 되어서, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위(=195.1도)가 흡기 행정의 크랭크 각도 범위(=189.9도)보다도 커지고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위(=169.7도)가 압축 행정의 크랭크 각도 범위(=165.3도)보다도 커지고, 그 때의 피스톤(38)의 가속도는 도 15에 나타낸 바와 같이 변화한다.

이 때, 팽창 및 배기 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크, 배기 및 압축 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크, 팽창/압축 행정 부피비를, 도 10 내지 도 12에 나타낸 예와 동일하게 했을 경우에, 도 15에 있어서, 최대 가속도(상사점 방향의 최대 가속도)는 팽창 행정에서 배기 행정으로 이행할 때의 +1377 m/sec^2 이고, 또 최소 가속도(하사점 방향의 최대 가속도)는 배기 행정에서 흡기 행정으로 이행하기 직전에서의 -2909 m/sec^2 이어서, (최대 가속도의 절대값) 및 (최소 가속도의 절대값)을 도 10 내지 도 12에서 나타낸 예보다도 대폭 저감할 수 있게 된다.

즉 스트로크가 큰 팽창 및 배기 행정의 크랭크 각도 범위를 스트로크가 작은 흡기 및 압축 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 함으로써, 각 행정에서의 피스톤(38)의 속도를 평활화하고, 흡기 및 팽창 후의 하사점에서의 피스톤(38)의 가속 도의 변화와, 압축 및 배기 후의 상사점에서의 피스톤(38)의 가속도의 변화를 억제하며, 관성 진동이 악화하는 것을 회피할 수 있다.

또 본 발명의 제5 실시예에서는, 링크 기구(62)가, 팽창 행정의 상사점에서는 도 16의 실선으로 나타낸 상태로 되고, 또 하사점에서는 도 16의 파선으로 나타낸 상태로 되도록 설정된다. 이것에 의해, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 크랭크 각도 범위는, 도 17에 나타낸 바와 같이 되어, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위(=178.2도)가 흡기 행정의 크랭크 각도 범위(=177.7도)보다도 커지고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위(=185.3도)가 압축 행정의 크랭크 각도 범위(=178.8도)보다도 커지고, 그 때의 피스톤(38)의 가속도는 도 18에 나타낸 바와 같이 변화한다.

이 때, 팽창 및 배기 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크, 흡기 및 압축 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크, 팽창/압축 행정 부피비를, 도 10 내지 도 12에 나타낸 예 및 상기 제4 실시예와 동일하게 했을 경우에, 도 18에 있어서, 최대 가속도(상사점 방향의 최대 가속도)는 팽창 행정에서 배기 행정으로 이행할 때의 +3798 m/sec^2 이고, 또 최소 가속도(하사점 방향의 최대 가속도)는 배기 행정에서 흡기 행정으로 이행하기 직전에서의 -2212 m/sec^2 이어서, (최대 가속도의 절대값) 및 (최소 가속도의 절대값)을 도 10 내지 도 12에 나타낸 예보다도 대폭 저감할 수 있게 된다.

이 제5 실시예에 의해서도 상기 제4 실시예와 마찬가지로, 관성 진동의 악화 를 방지할 수 있다.

그런데, 상기 제4 및 제5 실시예에서는, 피스톤(38)의 가속도를 작게 할 수 있지만, 최대 가속도(상사점 방향의 최대 가속도)와 최소 가속도(하사점 방향의 최대 가속도)가 언밸런스하다. 즉 제4 실시예에서는 (최대 가속도의 절대값)/(최소 가속도의 절대값)이 1.16이고, 또 제5 실시예에서는 (최대 가속도의 절대값)/(최소 가속도의 절대값)이 1.72인데, 관성 진동의 악화를 보다 확실하게 방지하기 위해서는, (최대 가속도의 절대값)/(최소 가속도의 절대값)을 '1'에 가

까운 값으로 하는 것이 바람직하다.

그리고 상기 제4 및 제5 실시예에 있어서, (최대 가속도의 절대값)/(최소 가속도의 절대값)이 '1'보다도 커진 것은, 제4 실시예에서는 팽창 행정의 크랭크 각도 범위가 180도를 초과하는 195.1도인 것에 대하여, 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 180도 미만인 169.7도이고, 또 제5 실시예에서는 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 180도를 초과하는 185.3도인 것에 대하여, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위가 180도 미만인 178.2도인 것에 의한 것이라고 생각된다.

그래서, 본 발명의 제6 실시예에서는, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위가 흡기 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 설정되고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 압축 행정의 크랭크 각도 범위보다도 크게 설정되는 것에 더하여, 팽창 및 배기 행정에서의 크랭크 각도 범위가 각각 180도를 초과하는 값으로 설정된다.

즉, 링크 기구(62)는, 팽창 행정의 상사점에서는 예를 들면 도 19의 실선으로 나타낸 상태로 되고, 또 하사점에서는 예를 들면 도 19의 파선으로 나타낸 상태 로 되도록 설정되고, 이것에 의해, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 크랭크 각도 범위는, 도 20에 나타낸 바와 같이 되어서, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위(=191.2도)가 흡기 행정의 크랭크 각도 범위(=168.2도)보다도 커지고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위(=190.2도)가 압축 행정의 크랭크 각도 범위(=170.4도)보다도 커져서, 그 때의 피스톤(38)의 가속도는 도 21에 나타낸 바와 같이 변화한다.

이 제6 실시예에 의하면, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 피스톤(38)의 속도를 한 층 더 평활화하고, 흡기 및 팽창 후의 하사점에서의 피스톤(38)의 가속도의 변화와, 압축 및 배기 후의 상사점에서의 피스톤(38)의 가속도의 변화를 보다 효과적으로 억제하며, 관성 진동의 악화를 보다 효과적으로 회피할 수 있다.

즉 팽창 및 배기 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크, 흡기 및 압축 행정에서의 피스톤(38)의 스트로크, 팽창/압축 행정 부피비를, 도 10 내지 도 12에 나타낸 예, 상기 제4 실시예 및 상기 제5 실시예와 동일하게 했을 경우에, 도 21에 있어서, 최대 가속도(상사점 방향의 최대 가속도)는 팽창 행정에서 배기 행정으로 이행하기 직전의 +2467 m/sec^2 이고, 또 최소 가속도(하사점 방향의 최대 가속도)는 배기 행정에서 흡기 행정으로 이행하기 직전에서의 -2471 m/sec^2 이어서, (최대 가속도의 절대값)/(최소 가속도의 절대값) 1.0으로 할 수가 있다.

그런데, 팽창 행정의 크랭크 각도 범위가 흡기 행정의 크랭크 각도 범위보다도 커지고, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 압축 행정의 크랭크 각도 범위보다 도 커진 것에 더하여, 팽창 및 배기 행정에서의 크랭크 각도 범위가 각각 180도를 초과하는 값으로 되도록 하는데 있어서, 링크 기구(62)에 있어서의 각 부의 치수는 다음과 같이 설정된다.

도 22에 있어서, 받침축(61)이, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 y축 및 x축 방향에서 각각 길이 $L5$, $L6$ 만큼 xy 평면내에서 떨어진 위치를 중심으로 하여 반지름 Rp 의 원형 궤적을 그리며 변위하는 것으로 하고, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R 을 1.0으로 했을 경우에, 제2 암(67)의 길이 $L1$ 이 1.7~4.5, 제1 암(66)의 길이 $L2$ 가 0.6~5.2, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$ 가 4.3~6.9, 상기 길이 $L5$ 가 2.3~4.0, 상기 길이 $L6$ 가 0.00~3.35, 상기 반지름 Rp 가 0.25~1.80으로 설정되는 동시에, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도 α 가 105~180도로 설정된다.

이와 같이 링크 기구(62)의 각 부의 수치를 정함으로써, 상기 제6 실시예에서 설명한 바와 같이, 관성 진동의 악화를 보다 효과적으로 회피할 수 있다.

이상, 본 발명의 실시예를 설명했지만, 본 발명은 상기 실시예에 한정되는 것은 아니고, 특허청구의 범위에 기재된 본 발명을 벗어나는 일 없이 각종 설계 변경을 행하는 것이 가능하다.

예를 들면 상기 각 실시예에서, 받침축(61)을 회전이동 구동하기 위해서 스프로킷(85, 86) 및 체인(87)을 이용했지만, 코그 벨트(cog belt) 등을 이용해도 좋다.

발명의 효과

본 발명의 구성에 의하면, 흡기, 압축, 팽창 및 배기의 각 행정에서의 피스톤의 속도를 더 한 층 평활화하여, 흡기 및 팽창 후의 하사점에서의 피스톤 가속도의 변화, 및 압축 및 배기 후의 상사점에서의 피스톤의 가속도의 변화를 보다 효과적으로 억제하고, 관성 진동의 악화를 보다 효과적으로 회피할 수 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

일단이 피스톤 핀(63)을 통해서 피스톤(38)에 연결되는 커넥팅 로드(64)와, 일단이 커넥팅 로드(64)의 타단에 회전이동가능하게 연결되는 동시에 타단이 크랭크 축(27)에 크랭크 핀(65)을 통해서 연결되는 제1 암(66)과, 일단이 상기 제1 암(66)의 타단에 일체로 연결되는 제2 암(67)과, 상기 제2 암(67)의 타단에 일단이 회전이동가능하게 연결되는 컨트롤 로드(69)와, 상기 크랭크 축(27)으로부터 1/2의 감속비로 감속된 동력이 전달되는 회전축(81, 82)의 편심 위치에 설치되며 상기 컨트롤 로드(69)의 타단에 연결되는 가동편심축(61)을 구비하고, 팽창 행정에서의 상기 피스톤(38)의 스트로크를 압축 행정에서의 스트로크보다도 크게 한 엔진에 있어서, 커넥팅 로드(64)의 길이를 $L4$, 제1 암(66)의 길이를 $L2$, 제2 암(67)의 길이를 $L1$, 컨트롤 로드(69)의 길이를 $L3$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길이를 $L5$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이를 $L6$, 커넥팅 로드(64)의 실린더 축선(C)에 대한 각도를 $\phi 4$, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도를 α, 실린더 축선(C)을 따라서 크랭크 축(27)의 축선을 지나는 x축 및 x축에 직교하며 크랭크 축(27)의 축선을 지나는 y축으로 구성되는 xy 평면내에서 제2 암(67)이 상기 y축과 이루는 각도를 $\phi 1$, 컨트롤 로드(69)가 상기 y축과 이루는 각도를 $\phi 3$, 크랭크 축(27)의 축선 및 크랭크 핀(65)을 잇는 직선이 상기 x축과 이루는 각도를 Θ, 상기 회전축(81, 82)의 축선 및 상기 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선이 상기 x축과 이루는 각도를 θp, 각도 Θ 가 '0'일 때의 각도 θp의 값을 γ, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이를 R, 상기 회전축(81, 82)의 축선 및 상기 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이를 Rp, 크랭크 축(27)의 회전각속도를 ω, 크랭크 축(27)에 대한 가동편심축(61)의 회전수 비 η 및 회전 방향을 η =+0.5 또는 η =-0.5로 했을 경우에,

$$-L4 \cdot \sin\phi 4 \cdot d\phi 4/dt+L2 \cdot \cos(\alpha+\phi 1) \cdot d\phi 1/dt-R \cdot \omega \cdot \sin\theta=0$$

단,

$$\phi 4=\arcsin\{L2 \cdot \cos(\alpha+\phi 1)+R \cdot \sin\theta-\delta\}/L4$$

$$d\phi 4/dt=\omega \cdot [-L2 \cdot \sin(\alpha+\phi 1) \cdot \{R \cdot \cos(\theta-\phi 3)-\eta \cdot Rp \cdot \cos(\theta p-\phi 3)\}$$

$$/\{L1 \cdot \sin(\phi 1+\phi 3)\}+R \cdot \cos\theta\}]/(L4 \cdot \cos\phi 4)$$

$$\phi 1=\arcsin[(L3^2-L1^2-C^2-D^2)/\{2 \cdot L1 \cdot \sqrt{(C^2+D^2)}\}]-\arctan(C/D)$$

$$\phi 3=\arcsin\{(R \cdot \cos\theta-L6-Rp \cdot \cos\theta p+L1 \cdot \sin\phi 1)/L3\}$$

$$C=L5+Rp \cdot \sin\theta p-R \cdot \sin\theta$$

$$D=L6+Rp \cdot \cos\theta p-R \cdot \cos\theta$$

$$\theta p=\eta \cdot \theta+\gamma$$

$$d\phi 1/dt=\omega \cdot \{R \cdot \cos(\theta-\phi 3)-\eta \cdot Rp \cdot \cos(\theta p-\phi 3)\}/\{L1 \cdot \sin(\phi 1+\phi 3)\}$$

로부터 흡배기 상사점 및 압축 상사점에서의 크랭크 각도 Θ 를 각각 구하고, 양 크 랭크 각도 Θ 에서의 피스톤(63)의 높이 X 를 나타내는 다음 식

$$X=L4 \cdot \cos\phi 4+L2 \cdot \sin(\alpha+\phi 1)+R \cdot \cos\theta$$

에 기초해서 흡배기 상사점 및 압축 상사점이 일치하도록, 제2 암(67)의 길이 $L1$, 제1 암(66)의 길이 $L2$, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$, 커넥팅 로드(64)의 길이 $L4$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 y축 방향 길이 $L5$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 회전축(81, 82)의 축선까지의 x축 방향 길이 $L6$, 크랭크 축(27)의 축선으로부터 실린더 축선(C)의 y축 방향의 오프셋량 δ, 제1 암(66)과 제2 암(67)이 이루는 각도 α, 크랭크 축(27)의 축선과 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R, 상기 회전축(81, 82)의 축선 및 상기 가동편심축(61)의 축선을 잇는 직선의 길이 Rp, 및 각도 Θ 가 '0'일 때의 각도 θp 를 각각 설정하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 2.

제1항에 있어서, 상기 커넥팅 로드(64)와 제1 암(66)의 연결점이 팽창 및 압축 행정에서 그리는 궤적(95)에 접하며 상기 x축과 평행한 접선 중에서 상기 x축에 가장 가까운 접선(96)과 상기 x축과의 사이의 범위에 상기 피스톤 핀(63)의 이동 궤적이 들어가도록 설정되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 3.

제1항에 있어서, 팽창 행정에서의 크랭크 각도 범위가 흡기 행정에서의 크랭크 각도 범위보다도 크게, 또 배기 행정의 크랭크 각도 범위가 압축 행정에서의 크 랭크 각도 범위보다도 크게 설정되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 4.

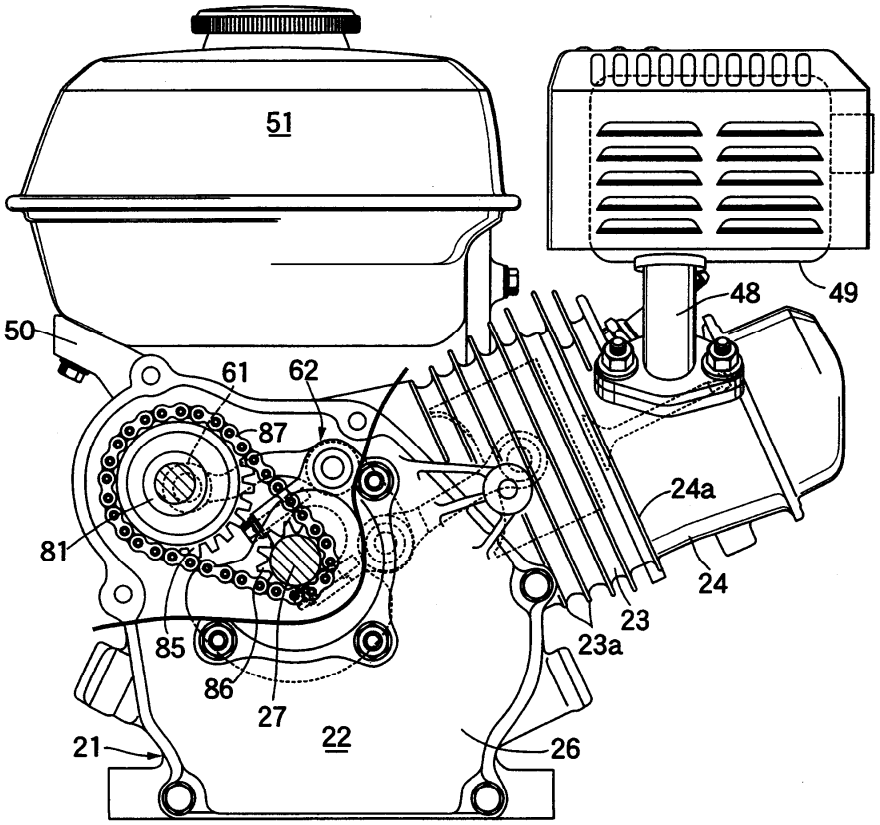
제3항에 있어서, 팽창 및 배기 행정에서의 크랭크 각도 범위가 각각 180도를 초과하는 값으로 설정되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 5.

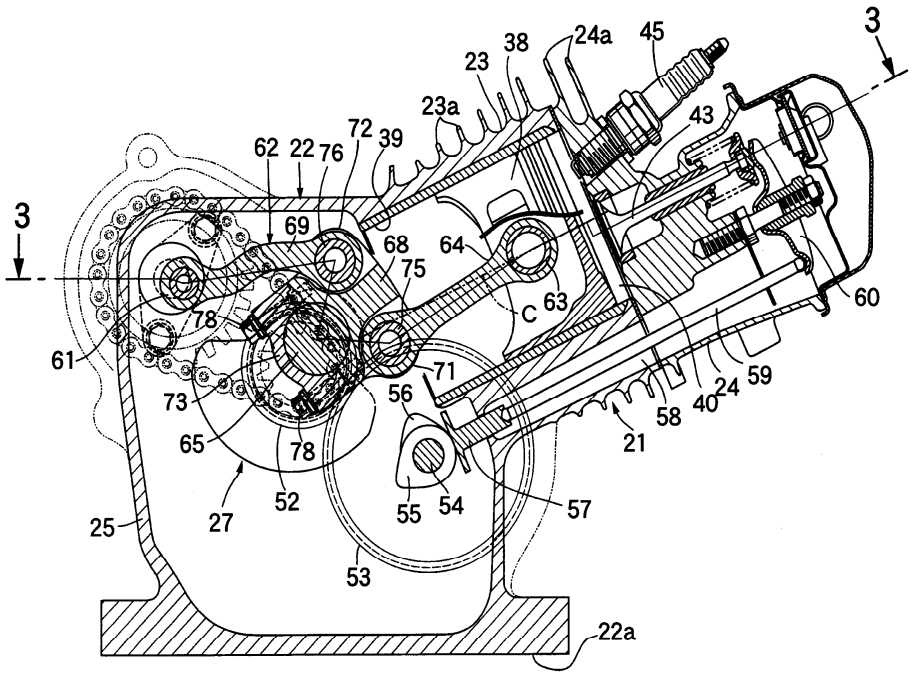
제4항에 있어서, 상기 크랭크 축(27)의 축선으로부터 y축 및 x축 방향으로 각각 길이 $L5$, $L6$ 만큼 상기 xy 평면내에서 떨어진 위치에 축선을 배치한 상기 회전축(81, 82)에, 상기 회전축(81, 82)의 축선으로부터 반지름 Rp 만큼 어긋나서 가동편심축이 설치되고, 상기 크랭크 축(27)의 축선과 상기 크랭크 핀(65) 사이의 길이 R 을 1.0으로 했을 경우에, 제2 암(67)의 길이 $L1$ 이 1.7~4.5, 제1 암(66)의 길이 $L2$ 가 0.6~5.2, 컨트롤 로드(69)의 길이 $L3$ 가 4.3~6.9, 상기 크랭크 축(27)의 축선과 상기 회전축(81, 82) 사이의 y축 방향 길이 $L5$ 가 2.3~4.0, 상기 크랭크 축(27)의 축선과 상기 회전축(81, 82) 사이의 x축 방향 길이 $L6$ 가 0.00~3.35, 상기 반지름 Rp 가 0.25~1.80으로 설정되는 동시에, 상기 제1 암(66)과 상기 제2 암(67)이 이루는 각도 α 가 105~180도로 설정되는 것을 특징으로 하는 엔진.

도면

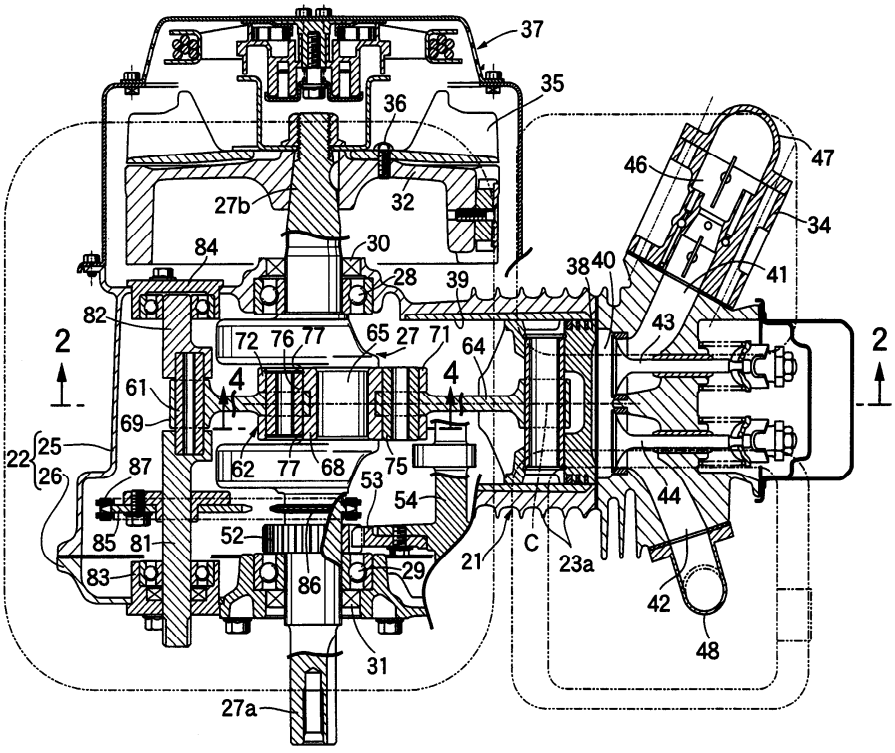
도면1



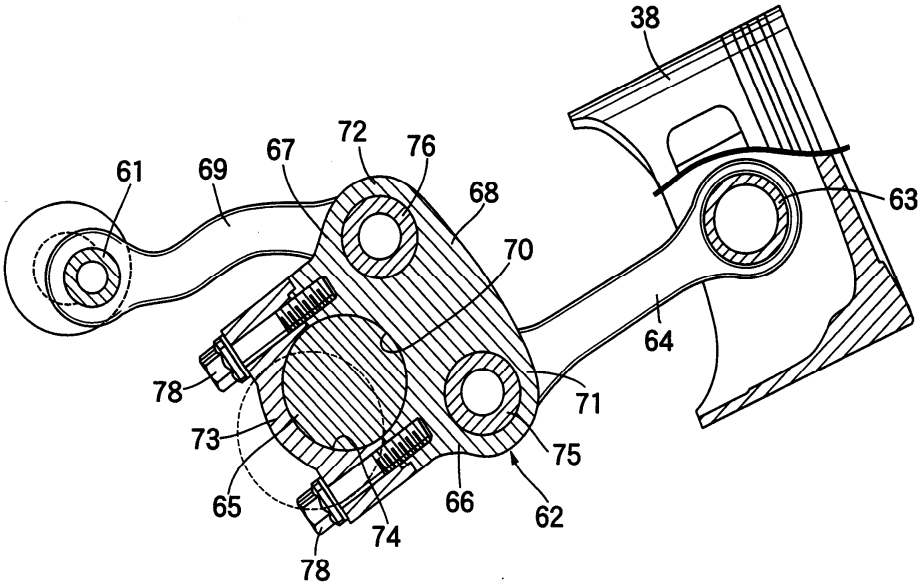
도면2


3
3
23
38
24a
45
23a
43
62
22
76
72
39
69
68
64
75
C
63
60
78
61
71
56
73
65
78
52
27
55
54
57
25
53
22a
24
59
40
58
21

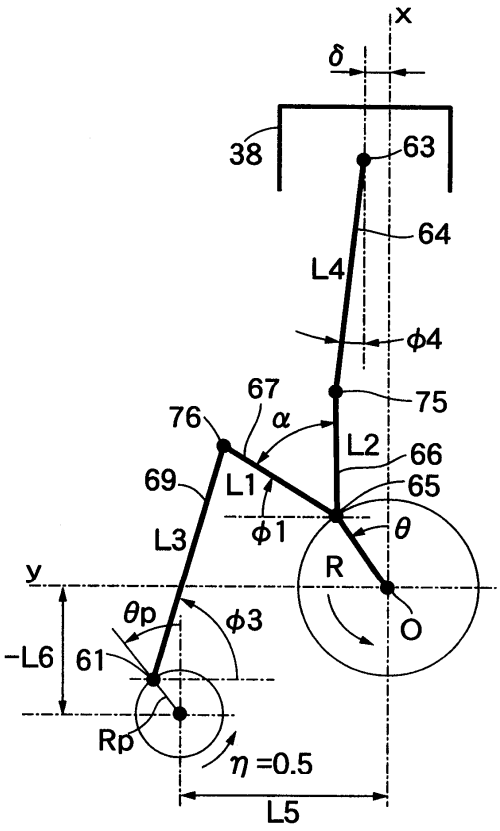
도면3


37
35
36
46
47
27b
32
34
84
30
28
39
38
40
41
82
72
76
77
65
27
71
64
43
2
2
4
4
61
69
25
22
26
87
62
77
68
53
75
54
44
85
81
52
C
23a
21
83
86
29
42
48
31
27a

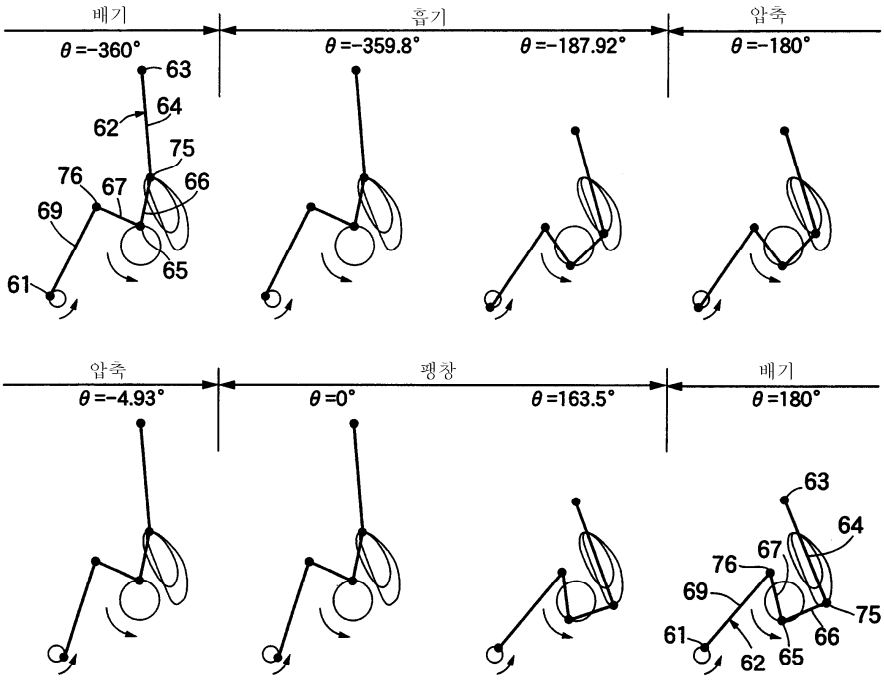
도면4


38
72
67
76
61
69
68
63
70
64
78
71
73
75
65
66
62
74
78

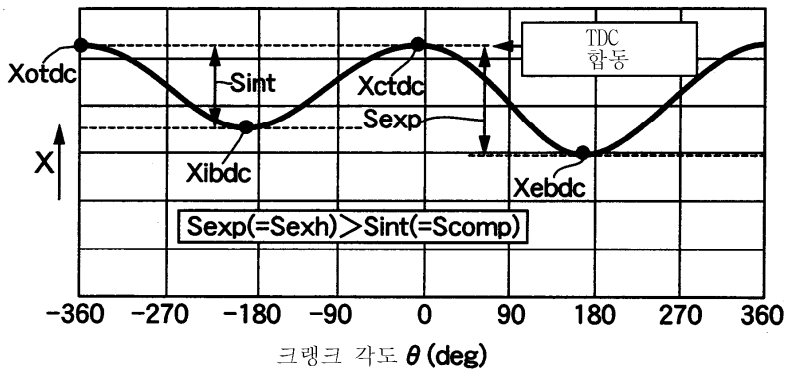
도면5


x
δ
38
63
64
L4
ϕ4
67
75
76
α
L2
66
69
L1
65
ϕ1
θ
L3
R
y
θp
ϕ3
O
-L6
61
Rp
η =0.5
L5

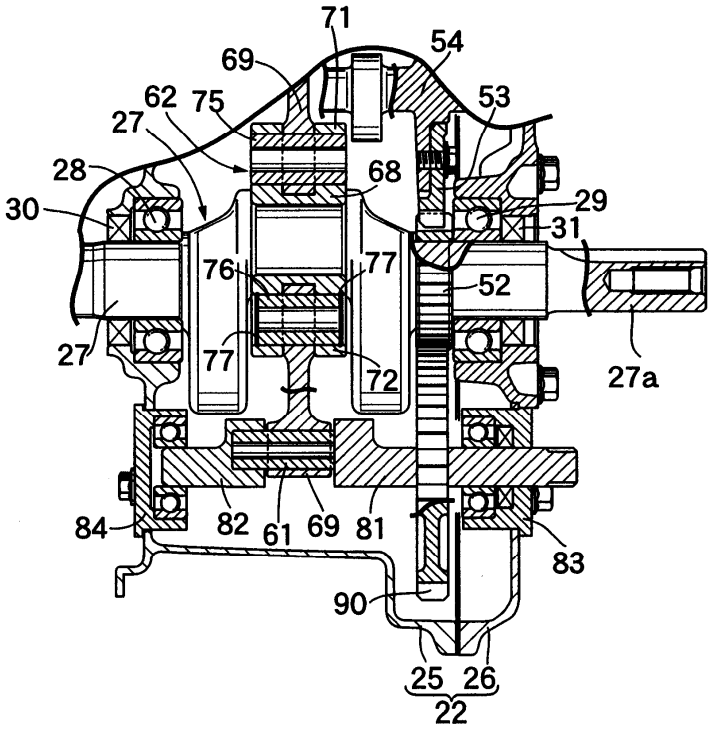
도면6


배기
θ=-360°
흡기
θ=-359.8°
θ=-187.92°
압축
θ=-180°
63
64
62
75
76
67
66
69
65
61
압축
θ=-4.93°
팽창
θ=0°
θ=163.5°
배기
θ=180°
63
64
67
76
69
75
61
66
62
65

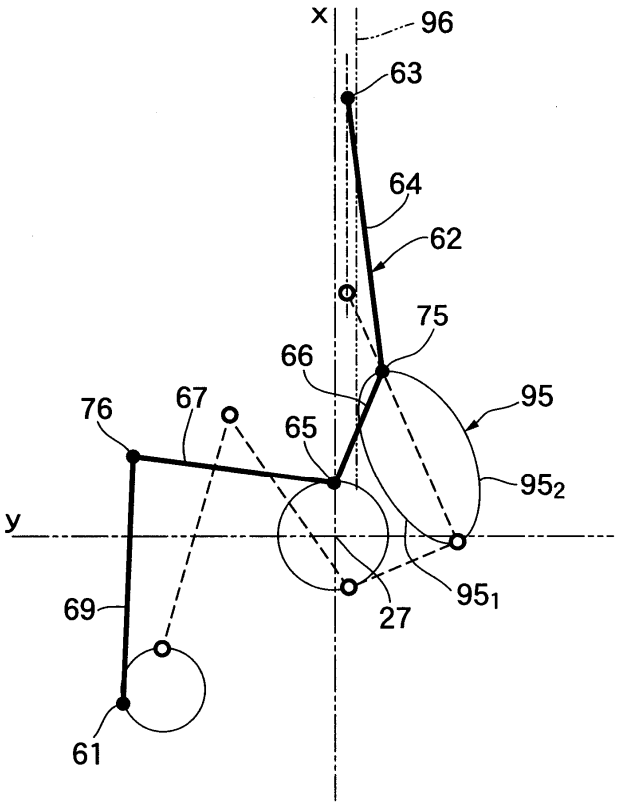
도면7


TDC
합동
Xotdc
Sint
Xctdc
Sexp
X
Xibdc
Xebdc
Sexp(=Sexh)>Sint(=Scomp)
-360
-270
-180
-90
0
90
180
270
360
크랭크 각도 θ (deg)

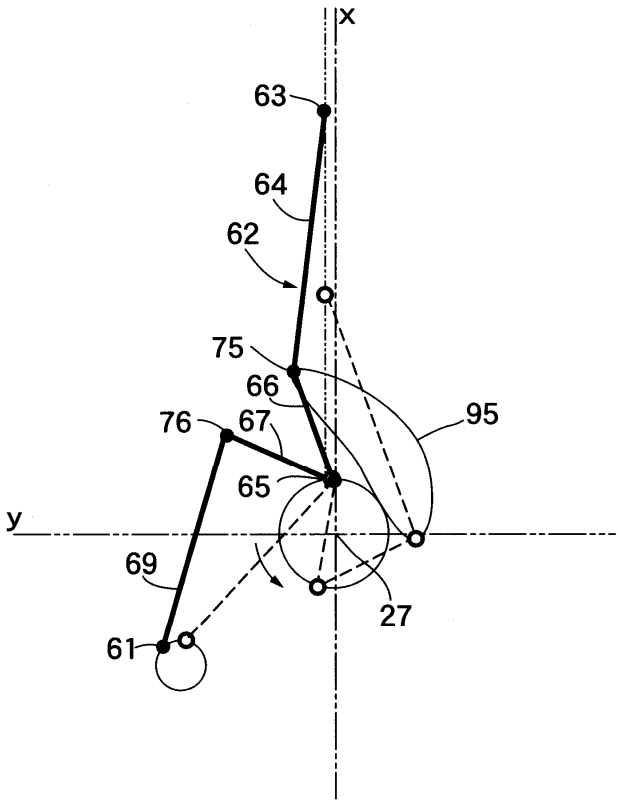
도면8


71
69
54
62
75
53
27
28
68
29
30
31
76
77
52
27
77
72
27a
84
82
61
69
81
83
90
25
26
22

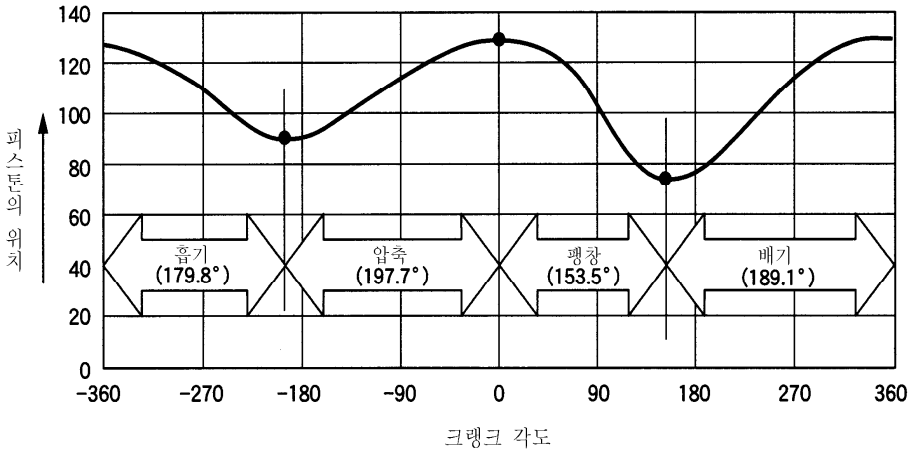
도면9


x
96
63
64
62
75
66
67
76
65
95
95_2
y
69
27
95_1
61

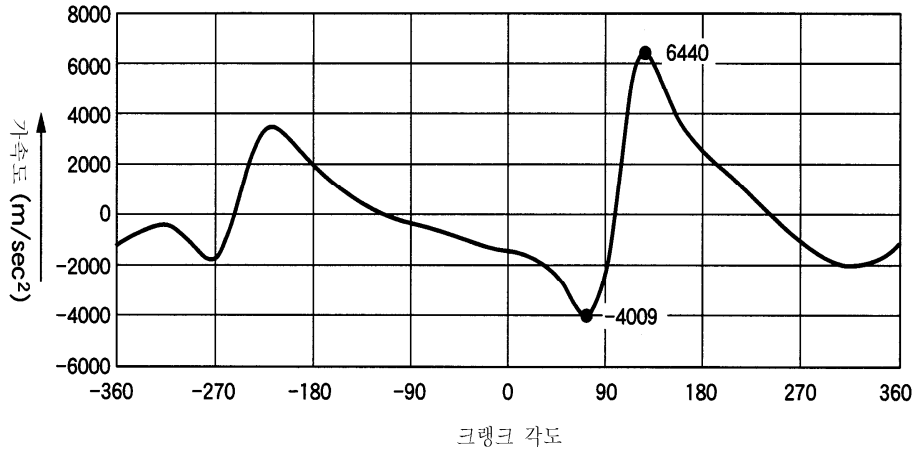
도면10



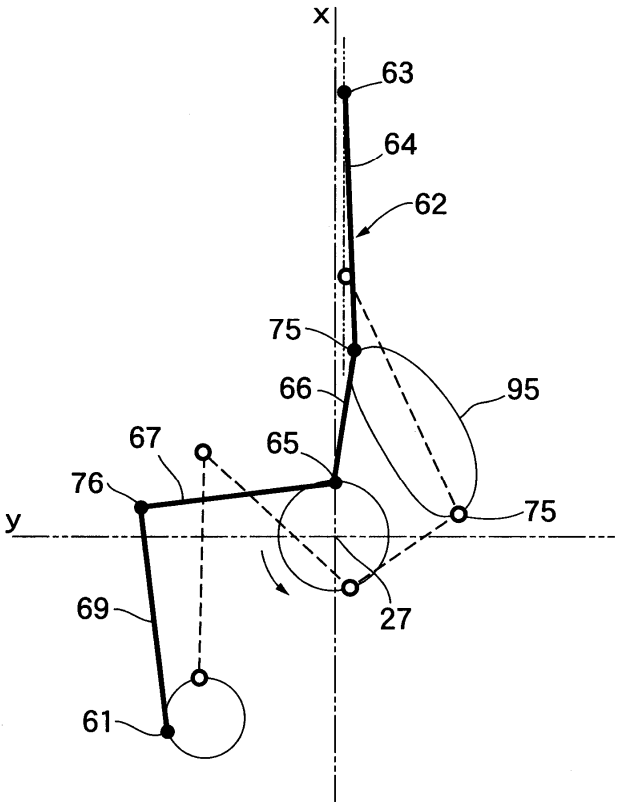
도면11



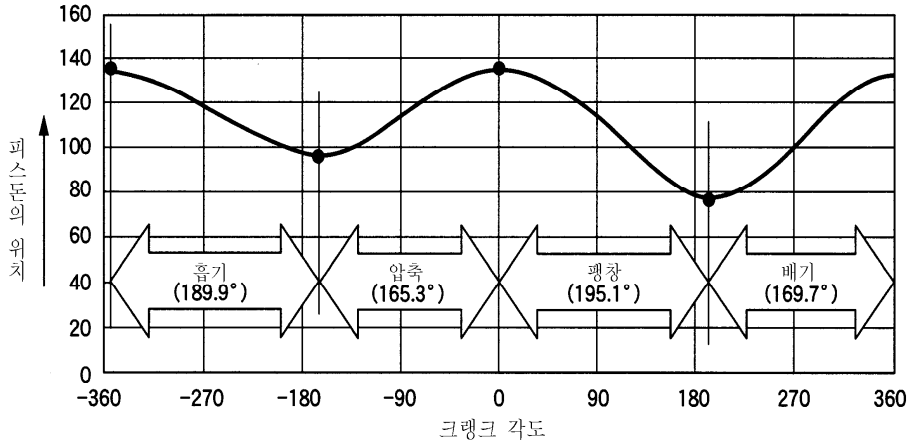
도면12



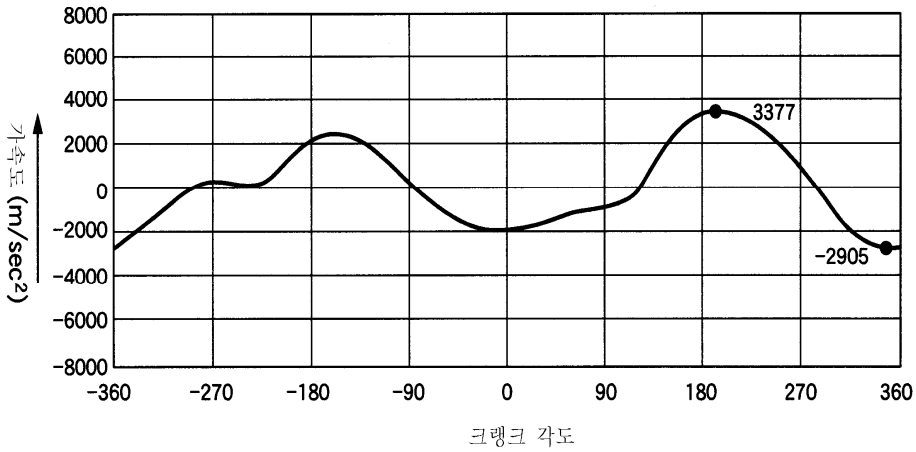
도면13



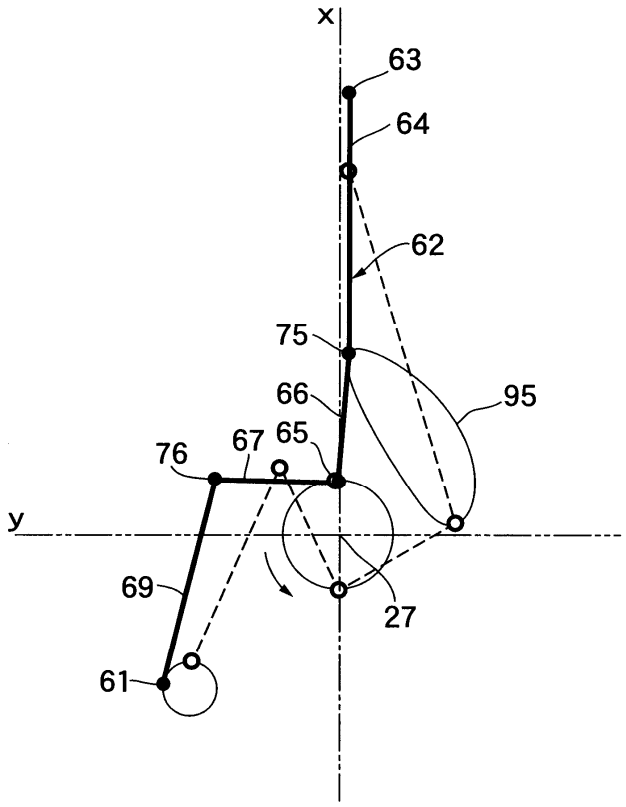
도면14



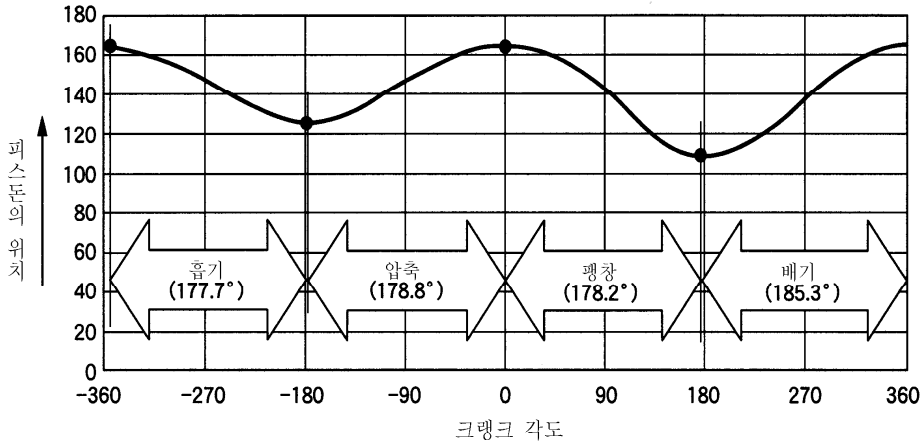
도면15



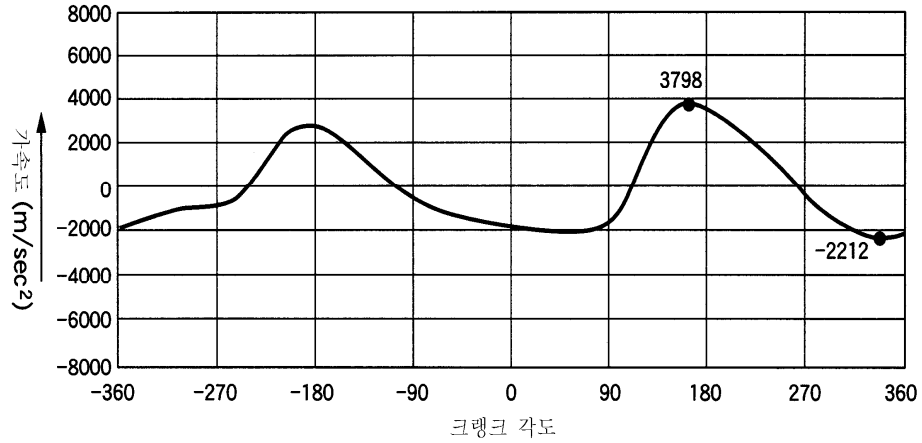
도면16



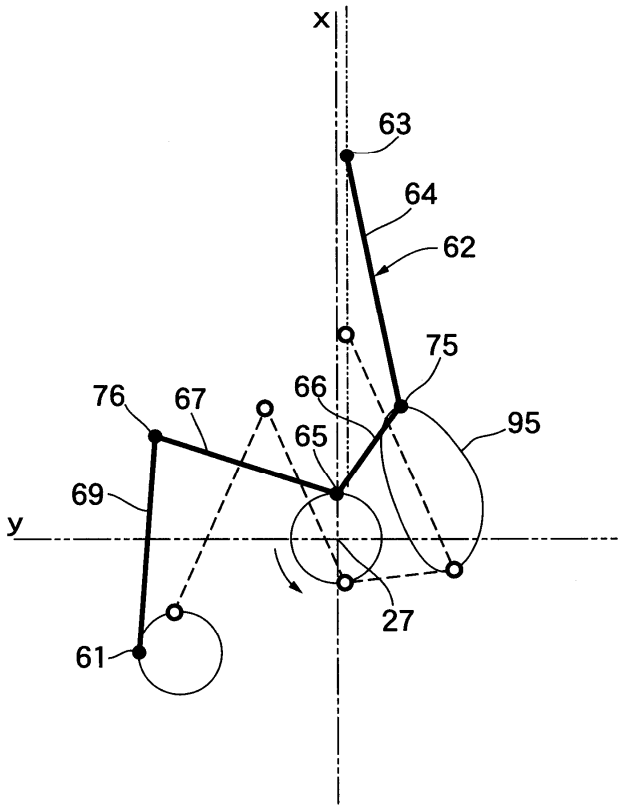
도면17



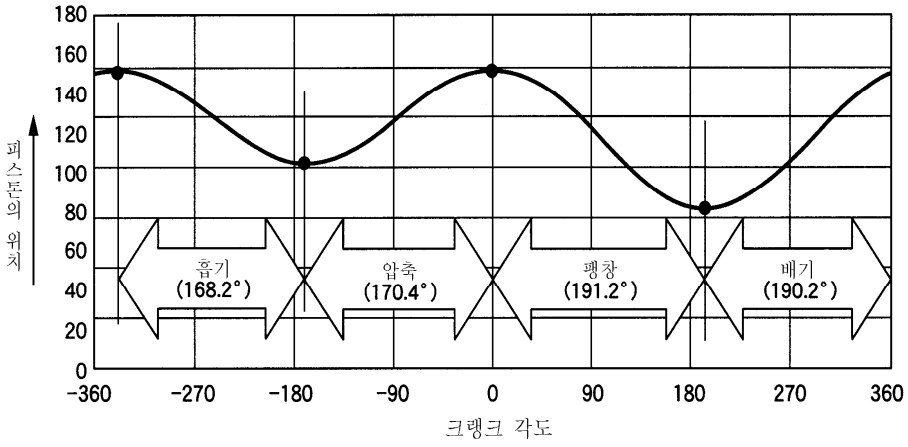
도면18



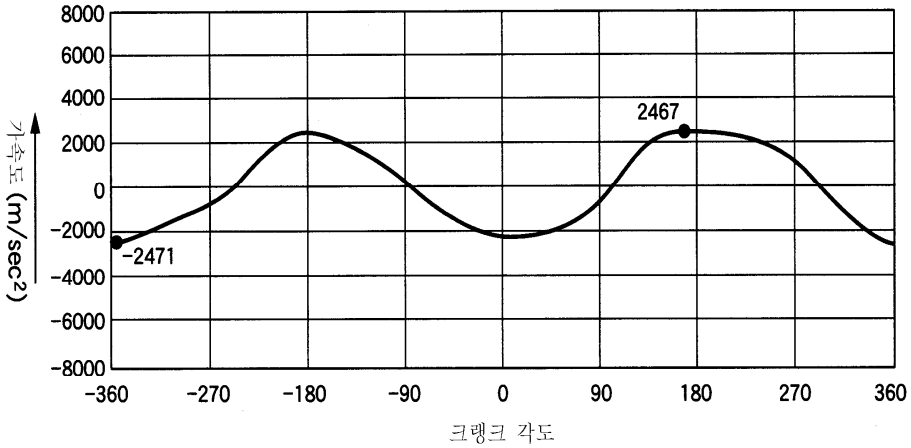
도면19



도면20



도면21



도면22