



(19)대한민국특허청(KR)  
(12) 등록특허공보(B1)

(51) 。 Int. Cl. F02B 75/32 (2006.01)	(45) 공고일자 (11) 등록번호 (24) 등록일자	2007년04월27일 10-0710916 2007년04월17일
---	-------------------------------------	--

(21) 출원번호	10-2004-7000740	(65) 공개번호	10-2004-0021638
(22) 출원일자	2004년01월16일	(43) 공개일자	2004년03월10일
심사청구일자	2004년11월12일		
변역문 제출일자	2004년01월16일		
(86) 국제출원번호	PCT/US2002/021399	(87) 국제공개번호	WO 2003/008785
국제출원일자	2002년07월08일	국제공개일자	2003년01월30일

(30) 우선권주장                    09/909,594                    2001년07월20일                    미국(US)

(73) 특허권자                    스쿠테리 그룹 엘엘씨  
   미국 메사추세츠 01089 웨스트 스프링필드 엘름 스트리트 1111

(72) 발명자                    스쿠테리, 카멜로, 제이.  
   미국엠에이011107, 스프링필드, 프로스펙트스트리트173

(74) 대리인                    박영우

(56) 선행기술조사문헌  
    WO 0116470 A                    US 3774581 A  
    US 2154856 A  
    \* 심사관에 의하여 인용된 문헌

**심사관 : 차영란**

전체 청구항 수 : 총 37 항

**(54) 분리형 4행정 사이클 내연 엔진**

**(57) 요약**

4행정 사이클 내연기관은 엔진(100)의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축(108)을 포함한다. 동력 피스톤(114)이 제 1 실린더(104) 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 또한 크랭크축(108)에 작동 가능하게 연결되어, 크랭크축(108)의 1회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동한다. 압축 피스톤(116)이 제 2 실린더(102) 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 또한 크랭크축(108)에 작동 가능하게 연결되어, 크랭크축(108)의 동일한 회전 동안 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동한다. 동력 피스톤(114)은 크랭크축의 중심선(110)으로부터 읍셋된 제 1 피스톤-실린더의 중심선(113)을 따라 왕복운동한다. 읍셋이 동력 행정 중에 동력 피스톤(114)에 인가되는 최고 연소 압력 지점을 크랭크축(108)에 인가되는 최고 토크 지점과 실질적으로 일치시킨다.

**대표도**

도 7

## 특허청구의 범위

### 청구항 1.

엔진의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축;

제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 1회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동하는 동력 피스톤;

제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 동일 회전 동안 상기 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동하는 압축 피스톤; 및

상기 제 1 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 동력 피스톤을 따르는 방향이고, 상기 크랭크축의 중심선으로부터 읍셋되어 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않는 제 1 피스톤-실린더의 중심선을 포함하고,

상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 읍셋이 상기 동력 행정 중에 상기 동력 피스톤에 인가되는 최고 연소 압력 지점을 상기 크랭크축에 인가되는 최고 토크 지점에 일치시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 2.

제 1 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 실린더를 연결시키고, 그들 사이에 압력 챔버를 정의하는 인입 밸브와 인출 밸브를 포함하는 가스 통로를 더 포함하고,

상기 가스 통로의 인입 및 인출 밸브는 전체 4행정 동안 상기 압력 챔버 내의 가스 압력을 최소한 사전 설정된 점화 조건으로 유지시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 3.

제 1 항에 있어서, 상기 동력 피스톤은 0°보다 큰 위상 반전 각도만큼 상기 압축 피스톤보다 선행하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 4.

제 1 항에 있어서, 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 읍셋이, 상기 동력 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 상기 크랭크축을 상기 동력 피스톤의 상사점보다 적어도 20° 이상 더 회전시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 5.

제 3 항에 있어서, 상기 위상 반전 각도는 30 내지 60°인 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 6.

제 3 항에 있어서, 상기 제 2 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 압축 피스톤을 따르는 방향인 제 2 피스톤-실린더의 중심선을 더 포함하고,

상기 제 2 피스톤-실린더의 중심선은 상기 크랭크축의 중심선으로부터 읍셋되어, 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않으면서 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선에 대해서 상기 크랭크축의 중심선의 반대측을 통과하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 7.

엔진의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축;

제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 1회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동하며, 상사점으로부터 점화 위치까지 하강하는 동력 피스톤;

제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 동일 회전 동안 상기 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동하는 압축 피스톤; 및

상기 제 1 및 제 2 실린더를 연결하고, 그들 사이에 압력 챔버를 정의하는 인입 및 인출 밸브를 포함하며, 상기 인입 및 인출 밸브는 전체 4행정 사이클 동안 상기 압력 챔버 내의 가스 압력을 적어도 사전 설정된 조건으로 유지시키는 가스 통로를 포함하는 엔진.

### 청구항 8.

제 7 항에 있어서, 상기 제 1 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 동력 피스톤을 따르는 방향인 제 1 피스톤-실린더의 중심선을 더 포함하고,

상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선은 상기 크랭크축의 중심선으로부터 읍셋되어, 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 9.

제 8 항에 있어서, 상기 동력 피스톤은  $0^\circ$ 보다 큰 위상 반전 각도만큼 상기 압축 피스톤보다 선행하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 10.

제 8 항에 있어서, 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 읍셋이, 상기 동력 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 상기 크랭크축을 상기 동력 피스톤의 상사점보다 적어도  $20^\circ$  이상 더 회전시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 11.

제 9 항에 있어서, 상기 위상 반전 각도는  $30$  내지  $60^\circ$ 인 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 12.

제 10 항에 있어서, 상기 제 2 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 압축 피스톤을 따르는 방향인 제 2 피스톤-실린더의 중심선을 더 포함하고,

상기 제 2 피스톤-실린더의 중심선은 상기 크랭크축의 중심선으로부터 옵셋되어, 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않으면서 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선에 대해서 상기 크랭크축의 중심선의 반대측을 통과하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 13.

제 10 항에 있어서,

제 1 및 제 2 행정부를 갖는 상기 크랭크축;

상기 동력 피스톤과 상기 크랭크축의 제 1 행정부에 회전 가능하게 연결된 제 1 커넥팅 로드; 및

상기 압축 피스톤과 상기 크랭크축의 제 2 행정부에 회전 가능하게 연결된 제 2 커넥팅 로드를 더 포함하고,

상기 제 1 및 제 2 커넥팅 로드는 상기 제 1 및 제 2 실린더 중의 하나의 하단부와 접촉하지 않고 통과하는 크기를 갖는 각진 절곡부를 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 14.

제 10 항에 있어서, 상기 동력 피스톤과 압축 피스톤의 직경들은 서로 다른 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 15.

제 13 항에 있어서, 상기 크랭크축의 제 1 및 제 2 행정부는 서로 다른 길이를 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 16.

엔진의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축;

제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 1회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동하는 동력 피스톤;

제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 동일 회전 동안 상기 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동하는 압축 피스톤;

상기 제 1 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 동력 피스톤을 따르는 방향이고, 상기 크랭크축의 중심선으로부터 옵셋되어 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않는 제 1 피스톤-실린더의 중심선; 및

상기 제 1 및 제 2 실린더들을 연결하고, 그들 사이에 압력 챔버를 정의하는 인입 및 인출 밸브를 포함하는 가스 통로를 포함하며,

상기 동력 피스톤은 0°이상인 위상 반전 각도만큼 상기 압축 피스톤보다 선행하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 17.

제 16 항에 있어서, 상기 인입 밸브는 압축 가스의 흐름을 상기 제 2 실린더로부터 상기 압력 챔버 방향으로만 허용하고, 상기 인출 밸브는 압축 가스의 흐름을 상기 압력 챔버로부터 상기 제 1 실린더 방향으로만 허용하고,

상기 인입 및 인출 밸브는 전체 4행정 사이클 동안 상기 압력 챔버 내의 가스 압력을 최소한 사전 설정된 조건으로 유지시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 18.**

제 16 항에 있어서, 상기 위상 반전 각도는 30 내지 60°인 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 19.**

제 16 항에 있어서, 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 옵셋이, 상기 동력 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 상기 크랭크축을 상기 동력 피스톤의 상사점보다 적어도 20° 이상 더 회전시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 20.**

제 16 항에 있어서, 상기 제 2 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 압축 피스톤을 따르는 방향인 제 2 피스톤-실린더의 중심선을 더 포함하고,

상기 제 2 피스톤-실린더의 중심선은 상기 크랭크축의 중심선으로부터 옵셋되어, 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않으면서 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선에 대해서 상기 크랭크축의 중심선의 반대측을 통과하는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 21.**

엔진의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축;

제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 1회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동하는 동력 피스톤;

제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 동일 회전 동안 상기 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동하는 압축 피스톤;

상기 제 2 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 압축 피스톤을 따르는 방향이고, 상기 크랭크축의 중심선으로부터 옵셋되어 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않는 피스톤-실린더의 중심선; 및

상기 제 1 및 제 2 실린더들을 연결하고, 그들 사이에 압력 챔버를 정의하는 인입 및 인출 밸브를 포함하는 가스 통로를 포함하며,

상기 동력 피스톤은 0°이상인 위상 반전 각도만큼 상기 압축 피스톤보다 선행하는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 22.**

제 21 항에 있어서, 상기 인입 밸브는 압축 가스의 흐름을 상기 제 2 실린더로부터 상기 압력 챔버 방향으로만 허용하고, 상기 인출 밸브는 압축 가스의 흐름을 상기 압력 챔버로부터 상기 제 1 실린더 방향으로만 허용하고,

상기 인입 및 인출 밸브는 전체 4행정 사이클 동안 상기 압력 챔버 내의 가스 압력을 최소한 사전 설정된 조건으로 유지시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 23.**

제 21 항에 있어서, 상기 위상 반전 각도는 30 내지 60°인 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 24.**

엔진의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축;

제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 1회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동하는 동력 피스톤;

제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 동일 회전 동안 상기 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동하는 압축 피스톤; 및

상기 제 1 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 동력 피스톤을 따르는 방향이고, 상기 크랭크축의 중심선으로부터 읍셋되어 상기 크랭크축의 중심선과 교차하지 않는 피스톤-실린더의 중심선을 포함하고,

상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 읍셋이, 상기 동력 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 상기 크랭크축을 상기 동력 피스톤의 상사점보다 적어도 20°이상 더 회전시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 25.**

제 24 항에 있어서,

제 1 및 제 2 행정부를 갖는 상기 크랭크축;

상기 동력 피스톤과 상기 크랭크축의 제 1 행정부에 회전 가능하게 연결된 제 1 커넥팅 로드; 및

상기 압축 피스톤과 상기 크랭크축의 제 2 행정부에 회전 가능하게 연결된 제 2 커넥팅 로드를 더 포함하고,

상기 제 1 및 제 2 커넥팅 로드는 상기 제 1 및 제 2 실린더 중의 하나의 하단부와 접촉하지 않고 통과하는 크기를 갖는 각진 절곡부를 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 26.**

제 24 항에 있어서, 상기 동력 피스톤과 압축 피스톤은 서로 다른 직경을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 27.**

제 25 항에 있어서, 상기 크랭크축의 제 1 및 제 2 행정부는 서로 다른 길이를 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 28.**

엔진의 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하고, 제 1 및 제 2 행정부들을 갖는 크랭크축;

제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축의 제 1 행정부에 동작 가능하게 연결되어, 상기 크랭크축의 1 회전 동안 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정에서 왕복운동하는 동력 피스톤;

제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 상기 크랭크축의 제 2 행정부에 동작 가능하게 연결되고, 상기 크랭크축의 동일 회전 동안 상기 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정에서 왕복운동하는 압축 피스톤;

상기 제 1 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 동력 피스톤을 따르는 방향인 제 1 피스톤-실린더의 중심선; 및

상기 제 2 실린더 내에서 왕복운동하는 상기 압축 피스톤을 따르는 방향인 제 2 피스톤-실린더의 중심선을 포함하고,

상기 제 1 및 제 2 피스톤-실린더의 중심선 중 하나는 상기 크랭크축의 중심선으로부터 OFFSET된 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 29.

제 28 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 실린더를 연결하는 가스 통로를 더 포함하고, 상기 가스 통로는 그들 사이에 압력 챔버를 정의하는 인입 및 인출 밸브를 포함하며,

상기 인입 밸브는 압축 가스의 흐름을 상기 제 2 실린더로부터 상기 압력 챔버 방향으로만 허용하고, 상기 인출 밸브는 압축 가스의 흐름을 상기 압력 챔버로부터 상기 제 1 실린더 방향으로만 허용하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 30.

제 28 항에 있어서, 상기 제 1 및 제 2 실린더를 연결하는 가스 통로를 더 포함하고, 상기 가스 통로는 그들 사이에 압력 챔버를 정의하는 인입 및 인출 밸브를 포함하며,

상기 인입 및 인출 밸브는 전체 4행정 사이클 동안 상기 압력 챔버 내의 가스 압력을 최소한 사전 설정된 조건으로 유지시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 31.

제 28 항에 있어서, 상기 동력 피스톤과 압축 피스톤은 서로 다른 직경을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 32.

제 28 항에 있어서, 상기 동력 피스톤은 0°보다 큰 위상 반전 각도만큼 상기 압축 피스톤보다 선행하는 것을 특징으로 하는 엔진.

### 청구항 33.

삭제

### 청구항 34.

제 28 항에 있어서, 상기 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 OFFSET이, 상기 동력 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 상기 크랭크축을 상기 동력 피스톤의 상사점보다 적어도 20°이상 더 회전시키는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 35.**

제 32 항에 있어서, 상기 위상 반전 각도는 적어도 20°인 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 36.**

제 28 항에 있어서, 상기 크랭크축의 제 1 및 제 2 행정부는 서로 다른 길이를 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 37.**

제 7 항에 있어서, 상기 동력 피스톤과 상기 압축 피스톤의 직경들은 서로 다른 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 38.**

제 7 항에 있어서, 상기 크랭크축은 서로 다른 길이를 갖는 제 1 및 제 2 행정부들을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

**청구항 39.**

삭제

**명세서**

**배경기술**

본 발명은 내연 엔진에 관한 것이다. 보다 구체적으로, 본 발명은 흡기 및 압축 행정용으로 사용되는 하나의 피스톤과, 동력 및 배기 행정용으로 사용되는 다른 피스톤을 가지면서 각 4행정 사이클이 크랭크축의 1회전에 의해 완성되는 4행정 사이클 내연 엔진에 관한 것이다.

내연 엔진들은 산화제(oxidizer)와 연료(fuel)와 같은 연소 반응물과 연소 생성물이 내부에서 엔진의 작동유체로 기능하는 어떤 한 그룹의 장치들이다. 공지된 기술로 알려진 내연기관의 기본적인 구성요소들은 엔진 블럭, 실린더 헤드, 실린더들, 피스톤들, 밸브들, 크랭크축 및 캠축을 포함한다. 일반적으로, 실린더 헤드, 실린더들 및 피스톤들의 상면은 연료와 산화제가 도입되어 연소 동작이 일어나는 연소 챔버들을 형성한다. 이러한 엔진은 산화제와 연료의 혼합물과 같은 미반응 작동유체의 연소 중에 방출된 열로부터 에너지를 얻는다. 이러한 공정은 엔진 내부에서 발생되고, 장치의 열역학 사이클의 부분이 된다. 모든 내연기관들에서, 유용한 일(useful work)은 피스톤의 상면 또는 최고면(crown)과 같은 엔진의 이동면(moving surface)들 상에 직접적으로 인가되는 고온의 기상 연소 생성물로부터 발생된다. 일반적으로, 피스톤들의 왕복운동은 커넥팅 로드들을 매개로 크랭크축의 회전운동으로 전달된다.

내연기관(CI)은 스파크 점화(Spark Ignition:SI)형과 압축 점화(Compression Ignition:CI)형으로 분류될 수 있다. 전형적인 가솔린 엔진과 같은 SI형 내연기관은 공기와 연료의 혼합기를 스파크를 사용하여 점화시킨다. 반면에, 전형적인 디젤 엔진과 같은 CI형 내연기관은 공기와 연료의 혼합기를 압축열로 점화시킨다.

대부분의 일반적인 내연기관은 4행정 사이클 엔진으로서, 그 기본적인 설계 개념은 100년 이상 바뀌지 않고 있다. 그 이유는 지상 운송 산업 분야에서 선두적인 운반체로서의 뛰어난 성능에 기인한다. 4행정 사이클 엔진에서, 동력은 단일 피스톤의 4개의 독립된 행정 중에 연소 공정으로부터 회복된다. 이러한 목적들을 위하여, 한 행정은 피스톤이 상사점(Top Dead Center:TDC)으로부터 하사점(Bottom Dead Center:BDC)까지 또는 그 역으로 이동을 완료하는 것으로 정의된다. 따라서, 여기에서는 4행정 사이클 엔진은 모든 동력 행정, 즉 모든 행정이 동력을 크랭크축으로 전달하는 동력 행정을 위해 하나 이상의 피스톤이 4회의 행정을 완료하는 것을 요구하는 엔진으로 정의된다.

도 1 내지 도 4를 참조로, 종래 기술에 따른 4행정 사이클 내연기관이 도면부호 10으로 도시되어 있다. 비교를 위해, 도 1 내지 도 4에서 종래 기술에 따른 엔진을 표준 엔진(standard engine:10)으로 명명할 것이다. 이하에서 상술되는 바와 같



이, 표준 엔진(10)은 4인치의 직경을 갖는 피스톤과, 4인치의 행정 및 8:1의 압축비(compression ratio)를 갖는 SI 엔진이다. 여기에서, 압축비는 압축 행정 전에 사전 설정된 양의 공기-연료 혼합기의 최대 체적을 점화시점에서의 공기-연료 혼합기의 체적으로 나눈 값으로 정의된다. 표준엔진에서는, 압축비는 피스톤(16)이 하사점에 있을 때 실린더(14) 내의 체적과, 상사점에 있을 때 실린더(14) 내의 체적간의 비율이다.

엔진(10)은 엔진 블럭(12)을 포함하고, 실린더(14)가 엔진 블럭(12) 내부를 따라 연장된다. 실린더(14)는 왕복운동하는 피스톤(16)을 수용하는 형상을 갖는다. 실린더 헤드(18)가 실린더(14)의 상부에 설치된다. 실린더 헤드(18)는 흡기 밸브(20)와 배기 밸브(22)를 포함한다. 실린더 헤드(18), 실린더(14) 및 피스톤(16)의 상면 또는 최고면(26)이 연소 챔버(26)를 형성한다. 흡기 행정 중에(도 1 참조), 공기-연료 혼합기가 흡기 통로(28)와 흡기 밸브(20)를 통해서 연소 챔버(26)로 도입되어, 점화 플러그(30)에 의해 점화된다. 이후에, 연소 생성물은 배기 행정(도 4 참조) 중에 배기 밸브(22)와 배기 통로(32)를 통해서 배출된다. 커넥팅 로드(34)의 상부인 소경부(36)는 피스톤(16)에 회전 가능하게 연결된다. 크랭크축(38)은 커넥팅 로드(34)의 하부인 대경부(42)에 회전 가능하게 연결되어 크랭크축 행정부(crankshaft throw:40)라 불리는 기구적 오프셋부(mechanical offset portion)를 포함한다. 커넥팅 로드(34)의 피스톤(16)과 크랭크축 행정부(40)간의 기구적 연결이 피스톤(16)의 왕복운동(화살표 44)을 크랭크축(38)의 회전운동(화살표 46)으로 전환시킨다. 크랭크축(38)은 흡기 및 배기 밸브(20,22)의 개폐 동작을 정밀하게 제어하는 흡기 캠축(48)과 배기 캠축(50)에 기구적으로 연결된다.

실린더(14)는 피스톤(16)의 왕복운동 중심선이 되는 중심선(피스톤-실린더 축:52)을 갖는다. 크랭크축(38)은 회전 중심(54)을 갖는다. 구체적인 설명을 위해서, 크랭크축(38)의 회전 방향은 도면의 평면을 향하는 독자의 관점에서 시계방향일 것이다. 실린더(14)의 중심선(52)은 크랭크축(38)의 회전 중심(54)을 직접 통과한다.

도 1을 참조로, 흡기 행정에서 흡기 밸브(20)가 개방되면, 피스톤(16)은 우선 하강(화살표 44 방향)한다. 사전 설정된 양의 연료(가솔린 등기)와 공기의 폭발성 혼합기가 부분 진공에 의해 연소 챔버(26)로 흡입된다. 피스톤(16)은 실린더 헤드(18)로부터 가장 먼 위치인 하사점에 도달할 때까지 계속 하강한다.

도 2를 참조로, 압축 행정에서 흡기 및 배기 밸브(20,22)가 폐쇄되면, 혼합기는 상승(화살표 44 방향)하는 피스톤(16)에 의해 압축된다. 피스톤(16)이 실린더 헤드(18)에 가장 인접하게 되는 위치인 상사점에 도달하면, 압축비가 8:1이므로 혼합기는 최초 체적의 8/1로 압축된다. 이어서, 혼합기는 점화 플러그(30)로부터의 전기 불꽃에 의해 점화된다.

도 3을 참조로, 동력 행정은 흡기 및 배기 밸브(20,22)가 모두 폐쇄된 상태에서 수행된다. 연소된 가스는 팽창되어 피스톤(16)의 최고면(24)에 압력을 인가하게 되므로, 피스톤(16)은 하사점을 향해서 하강(화살표 44)하게 된다. 피스톤(16)이 상사점에 있을 때 점화 플러그(30)가 점화되기 때문에, 연소 가스에 의해 피스톤(16)에 인가되는 연소 압력(화살표 56)은 상사점에서 최대가 된다. 이러한 연소 압력(56)은 커넥팅 로드(34)를 통해서 크랭크축(38)으로 전달되는 접선력 또는 토크(화살표 58)가 된다.

피스톤(16)이 점화 위치에 있을 때, 실린더(14)의 상면과 피스톤(16)의 최고면(24)간에는 중요한 공차 길이가 존재한다. 일반적으로, 공차 길이는 0.5 내지 0.6 인치 정도이다. 표준 엔진(10)의 경우에는, 공차 길이는 0.571 인치이다. 피스톤(16)이 점화 위치에 있을 때, 최적의 점화 조건이 된다. 비교를 위해서, 표준 엔진(10)의 점화 조건들은 1) 4인치 직경의 피스톤, 2) 7.181 입방 인치의 공차 체적, 3) 점화전 압력은 270 psia, 4) 점화 후 최고 연소 압력은 1,200 psia 및 5) 회전속도는 1,400 rpm이다.

이러한 공차 길이(60)는 8:1의 압축비와 대응하는 것이 일반적이다. 일반적으로, SI 엔진은 6.0 내지 8.5 범위 이내에서 고정된 압축비를 가질 때 최적으로 작동하고, 반면에 CI 엔진은 10 내지 16 범위 이내에서 고정된 압축비를 가질 때 최적으로 작동한다. 상사점 또는 그와 인접하는 피스톤(16)의 점화 위치는 혼합기를 점화시키기 위한 최적의 체적과 압력을 나타낸다. 만일 공차 길이(60)가 줄어들다면, 압력은 급격하게 상승할 것이다.

도 4를 참조로, 배기 행정 중에, 상승하는 피스톤(16)이 연소 생성물을 배기 밸브(22)를 통해 밀게 된다. 이어서, 사이클은 자체적으로 반복된다. 이러한 종래 4행정 사이클 엔진(10)에서는, 1회의 동력 행정을 제공하기 위해서 흡기, 압축, 동력 및 배기 행정 그리고 크랭크축(38)의 2회전으로 이루어진 1회의 사이클을 완료할 것이 요구된다.

표준 4행정 엔진(10)의 전체적인 열역학적 효율은 1/3 정도인 것이 문제이다. 즉, 일의 1/3만이 크랭크축으로 전달되고, 1/3은 열손실되며, 나머지 1/3은 배기로 손실된다.

도 3 및 도 5에 도시된 바와 같이, 이러한 저효율의 주요 원인들 중의 하나는 최고 토크와 최고 연소 압력이 조화를 이루지 못하고 자연적으로 고정된다는 사실에 있다. 도 3은 동력 행정의 초기에서 상사점 또는 그에 인접하는 피스톤(16)의 위치

를 나타내고 있다. 점화 플러그(30)가 불꽃을 일으키면, 점화된 연료는 피스톤(16)에 최고 연소 압력을 인가한다. 연소 압력은 커넥팅 로드(34)를 통해서 크랭크축(38)의 크랭크축 행정부(40)로 전달된다. 그러나, 이러한 위치에서, 커넥팅 로드(34)와 크랭크축 행정부(40) 모두가 실린더(14)의 중심선(52) 상에 정렬된다. 그러므로, 토크(58)는 힘(56)의 방향과 거의 수직을 이루게 되어 최소치가 된다. 크랭크축(38)은 이러한 위치 이후에 다시 회전하기 위해서는 반드시 크랭크축(38)에 부착된 플라이휠(미도시)로부터 발생된 운동량(momentum)에 의존해야 한다.

도 5를 참조로, 점화된 가스가 연소 챔버에서 팽창함에 따라, 피스톤(16)은 하강하고 연소 압력(56)도 하강한다. 그러나, 크랭크축 행정부(40)가 중심선(52)과 상사점을 지나 회전함에 따라, 결과적으로 접선력 또는 토크(58)가 발생하기 시작한다. 크랭크축 행정부(40)가 중심선(52)을 지나 30° 정도 회전했을 때 토크(58)가 최대치가 된다. 상기 위치를 넘어서는 회전은 압력(56)을 감소시켜서, 압력(56)과 토크(58)가 다시 하사점에서 최소치에 도달할 때까지, 토크(58)가 다시 감소하기 시작한다. 그러므로, 최대 토크(59) 위치와 최대 연소 압력(56) 위치는 자연적으로 30° 정도 어긋나게 고정된다.

도 6을 참조로, 이러한 개념은 추가적으로 설명될 수 있다. 상사점으로부터 하사점에서의 회전각도에 대한 표준 엔진(10)의 접선력 또는 토크는 곡선 62로 나타내고 있다. 한편, 상사점으로부터 하사점에서의 회전 각도에 대한 표준 엔진(10)의 연소 압력은 곡선 64로 나타내고 있다. 곡선 62와 64는 4인치 행정, 4인치 직경의 피스톤, 1,200 psia의 최고 연소 압력을 갖는 표준 엔진(10)을 근거로 연산되었다. 곡선들로부터 알 수 있는 바와 같이, 최고 연소 압력(66)은 상사점으로부터 0° 위치에서 발생되고, 최고 토크(68)는 압력(64)이 상당히 감소된 30° 위치에서 발생된다. 양 곡선(62,64)은 하사점 또는 상사점을 지나 180° 회전된 위치에서 최저치에 근접하게 된다.

4행정 사이클 엔진의 열역학적 효율을 증가시키는 다른 방안으로는 엔진의 압축비를 증가시키는 것이 있다. 그러나, 자동차 제조사들은, SI 엔진은 압축비가 6.0 내지 8.5 범위 이내에서 최적으로 작동하고, CI 엔진은 10 내지 16 범위 이내에서 최적으로 작동한다는 사실을 발견하였다. SI 또는 CI 엔진의 압축비를 상기된 범위를 벗어나게 증가시키면, 얻는 이점보다 심각한 문제점들이 발생된다. 예를 들어서, 엔진은 매우 큰 압력을 취급하기 위해서 보다 무겁고 커져야만 한다. 또한, 조 기 점화 문제가, 특히 SI 엔진에서 유발된다.

많은 다른 이종의 엔진 설계들이 특허를 받았다. 그러나, 어떤 특허도 상기된 표준 엔진(10)을 대체할 정도로 우수한 효율 또는 다른 중요한 장점을 제공하지 못하였다. 이러한 종래의 특허들은 미국특허 제848,029호, 제939,376호, 제1,111,841호, 제1,248,250호, 제1,301,141호, 제1,392,359호, 제1,856,048호, 제1,969,815호, 제2,091,411호, 제2,091,412호, 제2,091,413호, 제2,269,948호 및 제3,895,614호, 영국특허 제299,602호 및 제721,025호, 이탈리아특허 제505,576호를 포함한다.

특히, 코엔니그(Koenig)에 허여된 미국특허 제1,111,841호는 흡기 및 압축 행정이 압축 피스톤(12)/실린더(11) 조합에 의해 달성되고, 동력 및 배기 행정은 엔진 피스톤(7)/실린더(8) 조합에 의해 달성되는 분할형 피스톤/실린더 설계를 개시하고 있다. 각 피스톤(7,12)은 단일 크랭크축(5:상기 미국특허의 도 3 참조)을 가로지르는 피스톤 실린더 축을 따라 왕복이동한다. 열 챔버(thermal chamber)는 압축 및 엔진 실린더들의 헤드들에 연결된다. 열 챔버는 엔진 실린더에 개방된 일단과, 압축 실린더와 연통된 판형 방출 포트(19)를 갖는 타단을 포함한다. 수냉식 열교환기(15)가 압축 실린더(11)의 상부에 배치되어, 압축되는 공기 또는 혼합기를 냉각시킨다. 이격된 한 세트의 열판(25)이 열 챔버(24) 내에 배치되어, 열판(25)을 통과하는 냉각된 압축 공기를 재가열하게 된다.

상기된 엔진은 가스를 압축하기 쉽게 하고 냉각시키는 것에 의해 효율을 얻을 것이라고 추측된다. 그 이후에, 효율적으로 점화될 수 있을 때까지 가스의 압력을 증가시키기 위해, 가스는 열 챔버 내에서 재가열된다. 배기 행정 중에, 고온의 배기 가스는 열 챔버를 재가열시키기 위해서 열 챔버로 복귀하여 배기 포트(26)를 통해 배출된다.

종래의 모든 분할형 피스톤 설계의 엔진들에서, 가스의 이동은 효율을 낮추는 일을 항상 요구한다. 또한, 열 챔버로부터 엔진 실린더로의 부가적인 팽창은 또한 압축비를 감소시킨다. 표준 엔진(10)은 상기된 이동 공정과 연관된 부가적 일을 요구하지 않는다. 더욱이, 가스의 냉각과 재가열, 열 챔버를 통한 가스의 출입은 가스 이동 공정 중에 야기되는 손실을 극복할 정도의 이점을 충분히 제공하지 못한다. 따라서, 코엔니그의 특허는 표준 엔진(10)에 비해서 낮은 효율과 압축비를 갖는다.

크랭크축의 중심선과 피스톤-실린더의 중심선이 교차하지 않으면, 크랭크축의 중심선은 피스톤 실린더의 중심선으로부터 옅어졌다고 정의된다. 피스톤-실린더의 중심선과 수직을 이루는 선을 따라 인출된 연장된 크랭크축의 중심선과 피스톤-실린더의 중심선 간의 간격이 옅어졌 길이라고 정의된다. 옅어졌 피스톤들은 커넥팅 로드들과 크랭크축 행정부들에 의해 크랭크축에 연결된다. 그러나, 옅어졌 피스톤들이 다른 기구적 연결들에 의해서 크랭크축에 작동 가능하게 연결될 수 있음을 당업자는 알 수 있을 것이다. 예를 들어서, 제 1 피스톤은 제 1 크랭크축에 연결될 수 있고, 제 2 피스톤은 제 2 크랭크축에

연결될 수 있으며, 2개의 크랭크축들은 기어들에 의해 작동 가능하게 서로 연결될 수 있을 것이다. 다른 방안으로서, 피벗 레버 암들 또는 다른 기구적 연결들이 읍셋 피스톤들을 크랭크축에 작동 가능하게 연결시키기 위해서 커넥팅 로드와 크랭크축 행정부들 간의 연결에 사용될 수 있을 것이다.

크랭크축의 중심선이 피스톤-실린더의 중심선과 교차하지 않고 읍셋된 내연기관의 피스톤을 왕복운동시키는 것에 관한 기술이 미국특허 제810,347호, 제2,957,455호, 제2,974,541호, 제4,628,876호, 제4,945,866호 및 제5,146,884호, 일본 특허 제60-256,642호, 소련특허 제1551-880-A호, 및 1996년에 발간한 일본 자동차 학회지 966호의 129 내지 132쪽에 개시되어 있다. 상기된 간행물들에 포함된 설명들에 따르면, 다양한 엔진 형상들이 동력과 토크 개선 및 저항과 진동 저감을 포함하는 여러 가지 고려에 의해 시도되었다. 게다가, 크랭크축의 중심선이 피스톤의 중심선으로부터 읍셋된 일련형 또는 직선형 엔진들이 21세기 초반의 경주용 엔진들에 사용되었다.

그러나, 모든 개선된 것들은 오직 동력 행정에서 토크 각도를 증가시키는 것에 의해 얻어졌다. 이하에서 상술되는 바와 같이, 읍셋의 장점이 클수록, 동력 행정은 단점이 증가하는 압축 행정을 수반하게 된다. 따라서, 읍셋도가 급속하게 자기 한정되기 때문에, 동력 행정에서의 토크, 동력, 마찰, 진동에 대한 장점들이 압축 행정 중에 동일한 기능에 대한 단점들을 능가하지는 못한다. 게다가, 압축 행정을 최적화시키기 위한 읍셋에 관한 장점들은 개시되지도 않았고 논의되지도 않았다.

한 예로서, 리(Lee)에게 허여된 미국특허 제6,058,901호는 표준 엔진(10)형 설계에서 읍셋의 사용을 통해 효율을 증가시키는 시도를 하였다. 상기 특허에서는, 4행정 사이클의 2회전 동안 측벽 상의 피스톤 링들의 마찰력을 저감시키는 것에 의해 효율이 향상될 것이라고 한다(상기 특허 명세서의 col. 4, 10 내지 16줄 참조). 리는 읍셋 실린더를 제공하는 것에 의해 상기 효과를 달성하려고 시도한다. 상기 특허에서, 각 커넥팅 로드와 피스톤을 연결하는 중심선과, 커넥팅 로드와 크랭크축 행정부를 연결하는 중심선을 모두 포함하는 가상면이 피스톤이 왕복운동하는 실린더의 중심선과 실질적으로 일치할 때, 최고 연소 압력이 발생되도록 각 실린더 내의 연소 시간을 제어한다.

그러나, 비록 동력 행정 중에 읍셋하는 것은 장점이 있지만, 읍셋은 압축 행정 중에 단점을 야기시킨다. 즉, 피스톤이 압축 행정 중에 하사점에서부터 상사점으로 이동할 때, 읍셋된 피스톤-실린더의 중심선은 크랭크축 행정부와 커넥팅 로드간과 각도를 형성하게 되어, 피스톤에 인가되는 토크를 저감시킨다. 게다가, 압축 행정 중에 바람직하지 않은 토크 각도들로부터 야기된 측면의 힘들이 피스톤 링들의 마모를 증가시킨다. 따라서, 읍셋이 증가됨에 따라 압축 행정을 완성하기 위해 가스를 압축하기 위해 많은 양의 동력이 소모되어야 한다. 그러므로, 많은 양의 읍셋은 압축 행정 측면에서 그 자체의 단점들에 의해 크게 제한된다. 따라서, 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에 크랭크축이 상사점을 20° 정도 지나야만 하는 읍셋에 관한 많은 종래 기술들은 개시만 되었을 뿐 사용되고 있지는 않다. 결과적으로, 최고 토크를 최고 연소 압력에 실질적으로 정렬시키기 위해 요구되는 상대적으로 많은 읍셋들은 리의 특허에 의해 달성될 수는 없다.

가변형 압축비(Variable Compression Ratio:VCR) 엔진들은 효율을 증가시키기 위해 엔진의 압축비를 변경시키는 이점을 갖도록 설계된 종래의 CI 엔진 종류들이다. 이러한 엔진들 중 전형적인 한 예가 Sobotowski에게 허여된 미국특허 제 4,955,328호에 개시되어 있다. 상기 특허는 양방향에 따라 가스의 흐름을 허용하는 트랜스퍼 포트를 통해 상호 연결된 실린더 내에서 작동하는 2개의 피스톤들 사이의 위상 관계를 변화시키는 것에 의해 압축비가 변경되는 엔진을 개시하고 있다.

그러나, 압축비를 변경시켜 위상 관계를 전환시키는 것은 복잡한 엔진 설계가 요구되고, 이에 따라 실용성이 감소된다. 예를 들어서, 한 쌍의 각 피스톤은 완전한 4행정 사이클의 모든 4행정을 통해 왕복이동을 해야만 하고, 또한 4행정 사이클 동안 2회전하는 한 쌍의 크랭크축에 의해 구동되어야만 한다. 게다가, 한 쌍의 크랭크축간의 연결이 매우 복잡해지고 또한 무거운 중량을 갖게 된다. 또한, 엔진은 높은 압축비로 인해서 CI 엔진용으로만 국한된다.

또한, 엔진 효율을 증가시키기 위한 다른 시도로서, 최근의 다양한 다른 특별 종래 기술에 따른 엔진들이 설계되고 있다. 그러한 엔진 중의 하나가 Brackett에게 허여된 미국특허 제5,546,897호에 개시되어 있다. 상기 특허에서, 엔진은 작동부와 압축부로 분할된다. 압축부는 충전된 공기를 작동부로 전달하는데, 압축부는 효율 향상을 위해 설계된 스카치 요크(scotch yoke) 또는 한 쌍의 구동 운동 병진기(conjugate drive motion translator)를 이용한다. 상기 특허에서, 엔진은 수평하게 대향 배치되고, 한 쌍의 대향하는 피스톤들이 엔진의 하나의 실린더 블럭 내에서 서로 반대 방향을 따라 왕복이동한다.

그러나, 압축부는 작동부로 과충진된 가스를 전달하기 위해, 과충진기로 설계된다. 각 크랭크축이 4행정 사이클에 대해 2회전을 완료해야만 하는 동안, 작동부내의 각 피스톤은 흡기, 압축, 동력 및 배기의 4행정을 통해 왕복이동을 해야만 한다. 게다가, 설계가 복잡하고 비싸며, 또한 CI 엔진용으로만 국한된다.

다른 종래 기술에 따른 엔진 설계가 Clarke에게 허여된 미국특허 제5,623,894호에 개시되어 있다. 상기 특허는 동력 및 압축 행정을 수행하는 하나의 실린더 내에 대향 배치된 피스톤들을 갖는 2행정 엔진을 개시하고 있다. 단일 실린더와 대향하는 피스톤의 최고면들은 왕복운동하는 내부 하우징 내에 배치된 연소 챔버를 한정한다. 연소 챔버/부터 가스의 흡기/배기는 원추형 피스톤과 왕복운동하는 내부 하우징에 의해 수행된다.

그러나, 엔진은 대향하는 피스톤들이 동일 실린더 내에서 압축 및 동력 행정을 각각 수행하는 2행정 시스템이다. 게다가, 2행정 사이클에 대해 1회전이 되도록 하기 위해, 이중 크랭크축, 4개의 피스톤 및 왕복운동하는 내부 하우징이 요구되므로, 설계가 복잡해진다. 또한, 엔진은 대용량의 CI 엔진용으로만 국한된다.

따라서, 동력 행정 중에 발생하는 토크와 힘 곡선들을 매우 인접하게 정렬시킴으로써 압축비를 일반적으로 수용되는 설계 제한들을 넘어서 증가시키지 않으면서 효율을 향상시킬 수 있는 개선된 4행정 내연 기관에 대한 요구가 있다.

### 발명의 상세한 설명

본 발명은 흡기 및 압축 행정용으로 사용되는 제 1 피스톤과, 동력 및 배기 행정용으로 사용되는 제 2 피스톤을 갖는 한 쌍의 피스톤들을 포함하여 크랭크축의 1회전에 의해 완성되는 각 4행정 사이클을 구비하는 4행정 사이클 내연 엔진을 제공하여 종래 기술을 극복하는 장점과 대안들을 제공한다. 엔진은 압축비를 증가시키지 않고 동력 행정 중에 발생하는 토크와 힘의 곡선들을 매우 밀접하게 정렬시키는 것에 의해 효율을 증가시킨다.

이러한 장점들은 4행정 사이클 내연 엔진을 제공하는 본 발명의 일실시예에 의해 달성된다. 엔진은 크랭크축의 중심선을 중심으로 회전하는 크랭크축을 포함한다. 동력 피스톤이 제 1 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 크랭크축의 1회전 중에 4행정 사이클의 동력 및 배기 행정을 통해 왕복이동한다. 압축 피스톤이 제 2 실린더 내에 미끄럼 가능하게 수용되고 크랭크축에 동작 가능하게 연결되어, 크랭크축의 상기와 동일한 1회전 중에 4행정 사이클의 흡기 및 압축 행정을 통해 왕복이동한다. 동력 피스톤은 제 1 피스톤-실린더의 중심선을 따라 제 1 실린더 내에서 왕복이동한다. 제 1 피스톤-실린더의 중심선은 크랭크축의 중심선으로부터 옵셋되어, 제 1 피스톤-실린더의 중심선이 크랭크축의 중심선과 교차하지 않는다. 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 옵셋이 동력 행정 중에 동력 피스톤에 인가되는 최고 연소 압력 지점을 크랭크축에 인가되는 최고 토크 지점과 실질적으로 일치시킨다.

본 발명의 다른 실시예에 따르면, 엔진은 제 1 및 제 2 실린더와 상호 연결된 가스 통로를 포함한다. 가스 통로는 흡기 및 배기 밸브를 포함한다. 흡기 및 배기 밸브는 흡기 및 배기 밸브 사이에 압력 챔버를 정의한다. 가스 통로의 흡기 및 배기 밸브는 전체 4행정 사이클 동안 압력 챔버 내의 압력을 최소한 사전 설정된 점화 조건으로 유지시킨다.

본 발명의 또 다른 실시예에 따르면, 동력 피스톤은 0°보다 실질적으로 큰 위상 반전 각도(phase shift angle)만큼 압축 피스톤보다 선행된다. 위상 반전 각도는 30 내지 40°인 것이 바람직하다.

본 발명의 또 다른 실시예에 따르면, 제 1 피스톤-실린더의 중심선의 옵셋이, 동력 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 크랭크축이 동력 피스톤의 상사점 도달 지점보다 최소한 20° 정도 더 회전되도록 한다.

### 실시예

도 7을 참조로, 본 발명의 실시예에 따른 4행정 내연 엔진은 도면부호 100으로 표시된다. 엔진(100)은 제 1 및 제 2 실린더(104,106)를 갖는 엔진 블럭(102)을 포함한다. 제 1 및 제 2 실린더(104,106)는 엔진 블럭(102) 내를 통해 연장된다. 크랭크축(108)은 도면의 평면과 수직하게 연장되는 크랭크축의 중심선(110)을 중심으로 회전한다.

엔진 블럭(102)은 엔진(100)의 주요한 구조적 부재로서, 크랭크축(108)으로부터 상향으로 연장되어 실린더 헤드(112)에 결합된다. 엔진 블럭(102)은 엔진(100)의 구조적 프레임으로서 역할을 하고, 엔진(100)을 샤프트(미도시)에 지지시키기 위한 마운팅 패드를 갖는다. 엔진 블럭(102)은 적절히 가공된 표면들과, 실린더 헤드(112)와 엔진(100)의 다른 유닛들을 설치하기 위한 나사공들을 갖는 주물이다.

실린더(104,106)들은 엔진 블럭(102)의 상부를 통해 연장된 원형의 단면 형상의 개구부들이다. 여기에서, 실린더들은 피스톤이 왕복운동하는 챔버들로 정의되고, 또한 원형의 단면 형상을 가질 필요는 없으며 타원형 또는 반달형의 단면 형상을 가질 수도 있다.

실린더(104,106)들의 내벽들은 천공되고 연마되어, 제 1 동력 피스톤(114)과 제 2 압축 피스톤(116)을 각각 수용하는 크기로 매끄럽고 정확한 지탱면들로 형성된다. 동력 피스톤(114)은 제 1 피스톤-실린더의 중심선(113)을 따라 왕복이동하고, 압축 피스톤(116)은 제 2 피스톤-실린더의 중심선(115)을 따라 왕복이동한다. 제 1 및 제 2 실린더(104,106)는 엔진(110) 내부에 배치되어, 제 1 및 제 2 피스톤-실린더의 중심선(113,115)들은 크랭크축의 중심선(110)과 교차하지 않으면서 크랭크축의 중심선(110)의 대향하는 양측을 통과한다.

피스톤(114,116)들은 스틸 또는 알루미늄 합금으로 이루어진 컵 형상의 원통형 주물이다. 동력 및 압축 피스톤(114,116)의 상단부가 각각 제 1 및 제 2 최고면(118,120)이 된다. 피스톤(114,116)의 외주면들은 원통형 보어에 맞추어지도록 가공되고, 실린더 내벽과 피스톤간의 갭을 밀봉하기 위한 피스톤 링들을 수용하기 위해 그루브들이 형성된다.

제 1 및 제 2 커넥팅 로드(122,124)는 각각 각도 절곡부(121,123)을 갖는다. 커넥팅 로드(122,124)의 상단은 동력 및 압축 피스톤(114,116)에 각각 회전 가능하게 연결되는 소경부(126,128)가 된다. 크랭크축(108)은 커넥팅 로드(122,124)의 하단인 대경부(134,136)에 회전 가능하게 연결되는 기구적인 한 쌍의 읍셋부, 일명 제 1 및 제 2 행정부(130,132)를 포함한다. 커넥팅 로드(122,124)와 피스톤(114,116) 및 크랭크축 행정부(130,132) 간의 기구적인 연결에 의해서 피스톤의 왕복운동(동력 피스톤(114)은 화살표 138, 압축 피스톤(116)은 화살표 140)을 크랭크축(108)의 회전운동(화살표 142)으로 전환된다. 제 1 피스톤-실린더의 중심선(113)은 읍셋되어, 제 1 크랭크축 행정부(130)가 그의 상사점으로부터 하사점까지의 회전하는 가상의 반평면(imaginary half plane) 내에 배치된다. 제 2 피스톤-실린더의 중심선(115)은 대향하는 가상의 반평면 내에서 읍셋된다.

비록, 본 실시예는 제 1 및 제 2 피스톤(114,116)이 커넥팅 로드(122,124)를 통해서 크랭크축(108)에 직접 연결된 것을 보여주고 있으나, 피스톤(114,116)을 크랭크축(108)에 동작 가능하게 연결시킬 수 있도록 채용될 수 있는 다른 수단들도 본 발명의 범주에 속한다. 예를 들어서, 제 2 크랭크축이 피스톤(114,116)을 제 1 크랭크축(108)에 기구적으로 연결시키는데 사용될 수 있다.

실린더 헤드(112)는 제 1 및 제 2 실린더(104,106)를 연결시키는 가스 통로(144)를 포함한다. 가스 통로(144)는 제 2 실린더(106)에 인접한 가스 통로(144)의 일단 내에 배치된 인입 체크 밸브(146)를 포함한다. 또한, 인출 포핏 밸브(150)가 제 1 실린더(104)의 상면과 인접한 가스 통로(144)의 타단 내에 배치된다. 인입 체크 밸브(146)와 인출 포핏 밸브(150)는 그들 사이에 압력 챔버(148)를 정의한다. 인입 밸브(146)는 압축 가스를 제 2 실린더(106)로부터 압력 챔버(148)로만 흐르도록 허용한다. 인출 밸브(150)는 압축 가스를 압력 챔버(148)로부터 제 1 실린더(104)로만 흐르도록 허용한다. 비록, 체크 및 포핏형 밸브들이 인입 및 인출 밸브(146,150)용으로 기술되었으나, 설비에 적당한 다른 밸브들이 사용될 수 있다. 예를 들어서, 인입 밸브(146)는 포핏형이 될 수도 있다.

또한, 실린더 헤드(112)는 제 2 실린더(106)의 상면 상에 배치된 포핏형 흡기 밸브(152)와, 제 1 실린더(104)의 상면 상에 배치된 포핏형 배기 밸브(154)를 포함한다. 일반적으로, 포핏 밸브(150,152,154)들을 밸브 개구부를 차단하는 디스크(158)가 형성된 일단을 갖는 금속의 축(156)을 갖는다. 포핏 밸브(150,152,154)의 축(156)의 타단은 각각 캠축(160,162,164)에 기구적으로 연결된다. 캠축(160,162,164)은 엔진 블럭(102) 또는 실린더 헤드(112) 내에 배치되고 타원형의 로브(lobe)를 갖는 원형봉이다.

캠축(160,162,164)은 기어 휠, 벨트 또는 체인 링크(미도시)를 매개로 크랭크축(108)에 기구적으로 연결된다. 크랭크축(108)이 캠축(160,162,164)을 회전시키면, 캠축(160,162,164)의 로브들이 엔진 사이클 내의 정확한 시점에서 밸브(150,152,154)들을 개폐하게 된다.

압축 피스톤(116)의 최고면(120)과 제 2 실린더(106) 및 실린더 헤드(112)의 내벽들이 제 2 실린더(106)용 압축 챔버(166)를 형성한다. 동력 피스톤(114)의 최고면(118)과 제 1 실린더(104) 및 실린더 헤드(112)의 내벽들이 제 1 실린더(104)용 연소 챔버(168)를 형성한다. 점화 플러그(170)는 제 1 실린더(104) 상부인 실린더 헤드(112) 내에 배치된다. 점화 플러그(170)는 연소 챔버(168) 내에서 압축된 혼합기의 점화 시기를 정확하게 제어하는 제어 장치(미도시)에 의해 조절된다. 비록, 본 실시예는 불꽃 점화(SI) 엔진을 기술하고 있지만, 압축 점화(CI) 엔진도 본 발명의 범주에 포함됨은 당업자라면 인식할 것이다.

동력 피스톤(114)이 회전 각도에 의해 정의되는 위상 반전 각도(172)만큼 압축 피스톤(116)보다 선행하는 동작 중에, 압축 피스톤(116)이 상사점에 도달되도록 하기 위해서 동력 피스톤(114)이 상사점에 도달한 후 크랭크축(108)은 반드시 회전되어야 한다. 위상 반전 각도(172)는 30 내지 60°인 것이 바람직하다. 특히, 본 실시예에 따르면, 가장 바람직한 위상 반전 각도(172)는 50°이다.

도 7은 동력 피스톤(114)이 하사점에 도달하여 배기 행정을 위해 상승(화살표 138)을 시작하려는 동력 피스톤(114)을 도시하고 있다. 압축 피스톤(116)은 동력 피스톤(114)보다 50°만큼 후행하여 흡기 행정을 위해 하강(화살표 140)한다. 흡기 밸브(156)는 개방되어, 폭발성 혼합기가 압축 챔버(166)로 흡입된다. 또한, 배기 밸브(154)는 개방되어, 동력 피스톤(114)이 연소 챔버(168)로부터 연소 생성물을 배출시킨다.

가스 통로(144)의 체크 밸브(146)와 포핏 밸브(150)는 폐쇄되어, 2개의 챔버(166,168) 사이에서 점화성 연료와 연소 생성물이 이동하는 것이 방지된다. 부가적으로, 배기 및 흡기 행정 중에, 인입 체크 밸브(146)와 인출 포핏 밸브(150)는 압력 챔버(148)를 밀봉하여, 전의 압축 및 동력 행정에서 압력 챔버(148)에 포집된 가스의 압력을 유지시킨다.

도 8을 참조로, 동력 피스톤(114)은 상사점에 도달하여 동력 행정(화살표 138)을 위해 하강하려고 한다. 반면에, 압축 피스톤(116)은 압축 행정(화살표 140)을 위해 상승하려고 한다. 이 시점에서, 인입 체크 밸브(146), 인출 밸브(150), 흡기 밸브(152) 및 배기 밸브(154) 모두가 폐쇄된다.

상사점 위치에 있는 동력 피스톤(114)은 피스톤(114)의 최고면(118)과 실린더(104)의 상면 사이에서 공차 길이(178)를 갖는다. 이러한 공차 길이(178)는 표준 엔진(10)의 공차 길이(60:도 3 참조)와 비교해서 매우 짧다. 그 이유는 본 발명의 엔진(100)에서의 동력 행정은 저압의 배기 행정을 수반하는 반면에 표준 엔진(10)에서의 동력 행정은 고압의 압축 행정을 수반하기 때문이다. 그러므로, 표준 엔진(10)과 비교해서, 실린더(114)의 상면과 동력 피스톤(114)의 최고면(118) 사이에 고압 가스가 포집되지 않기 때문에, 공차 길이(178)가 줄어들므로 인해서 엔진(100)에 악영향이 끼치지 않게 된다. 더욱이, 공차 길이(178)를 줄임으로써, 거의 모든 배기물들이 더욱 완전하게 분출될 수가 있게 된다.

최고 토크 시점을 최고 연소 압력 시점과 일치시키기 위해서, 동력 피스톤(114)이 최적의 점화 위치에 있을 때, 크랭크축(108)은 상사점을 지나서 40°만큼 더 회전되어야 한다. 부가적으로, 압축 행정 중에 크랭크축(108)에 의해 소모되는 토크와 동력의 양을 저감시키기 위해서, 상기와 유사한 방법들이 압축 피스톤(116)에 유용하게 적용된다. 이러한 방법들은 피스톤-실린더의 중심선의 옵셋이 전술된 종래 기술에 따른 옵셋들보다 더 커야 할 것을 요구한다. 즉, 피스톤이 점화 위치에 도달하기 전에, 크랭크축이 상기 피스톤의 상사점을 지나서 20°만큼 더 회전되어야만 하도록, 피스톤-실린더의 중심선이 옵셋되어야 한다. 이러한 옵셋은 실제로 매우 커서, 피스톤(114,116)에 연결된 직선형의 커넥팅 로드는 행정 중에 실린더(104,106)의 하단부와 간섭하게 될 것이다.

따라서, 커넥팅 로드(122)의 절곡부(121)는 커넥팅 로드(122)의 상하단부 사이에 개재되어야 한다. 또한, 절곡부(121)는, 동력 피스톤(114)이 전체 행정을 통해 왕복운동하는 동안에, 실린더(104)의 하단부(174)에 접촉하지 않고 통과할 수 있는 크기를 가져야 한다. 게다가, 커넥팅 로드(124)의 절곡부(123)도 커넥팅 로드(124)의 상하단부 사이에 개재되어야 한다. 또한, 절곡부(123)는, 압축 피스톤(116)이 전체 행정을 통해 왕복운동하는 동안에, 실린더(106)의 하단부(176)와 접촉하지 않고 통과할 수 있는 크기를 가져야 한다.

도 9를 참조로, 크랭크축(108)은 점화 위치에 도달한 동력 피스톤(114)의 상사점을 지나서 40°(화살표 180)만큼 더 회전되고, 이때 압축 피스톤(116)은 압축 행정을 막 완료하게 된다. 크랭크축(108)의 40° 회전 동작 중에, 제 2 실린더(116) 내의 압축 가스는 체크 밸브(146)를 개방시킬 정도의 문턱 압력에 도달하고, 반면에 캠(162)은 인출 밸브(150)를 개방시킬 시점으로 맞추어진다. 따라서, 동력 피스톤(114)은 하강하고 압축 피스톤(116)은 상승함에 따라, 실질적으로 동일한 양의 압축 가스가 제 2 실린더(106)의 압축 챔버(166)로부터 제 1 실린더(104)의 연소 챔버(168)로 전달된다. 동력 피스톤(114)이 점화 위치에 도달하면, 체크 밸브(146)와 인출 밸브(150)는 폐쇄되어 더 이상의 압축 가스가 압력 챔버(148)로 전달되지 않도록 한다. 따라서, 압력 챔버(148) 내의 가스의 질량과 압력은 가스의 전달 전후에 걸쳐서 상대적으로 일정하게 유지된다. 즉, 압력 챔버(148) 내의 가스 압력은 전체 4행정 사이클 동안 적어도 또는 그 이상으로 사전 설정된 점화 조건 압력, 즉 대략 270psig로 유지된다.

동력 피스톤(114)이 상사점으로부터 점화 위치로 하강하는 동안, 공차 길이(178)는 점진적으로 증가하여, 표준 엔진(10)의 공차 길이(60:도 3 참조), 즉 0.571인치와 실질적으로 동일해진다. 또한, 점화 조건들도 1) 4인치 직경의 피스톤, 2) 7.171 입방 인치의 공차 체적, 3) 270psia의 점화 전 압력 및 4) 1,200psia의 점화 후 최고 연소 압력인 표준 엔진(10)의 점화 조건들과 동일해진다. 더욱이, 크랭크축(108)의 제 1 행정부(130)의 각도가 상사점을 지나서 40° 위치인 최고 토크 위치 내에 있게 된다. 그러므로, 점화 플러그(170)가 불꽃을 일으키도록 맞추어짐으로써, 동력 피스톤(114)이 최고 토크 위치에 도달했을 때 최고 연소 압력이 발생된다.

크랭크축(108)의 후속 10° 회전(142) 중에, 압축 피스톤(116)은 상사점을 지나서 후속 사이클을 시작하기 위한 다른 흡기 행정을 시작할 것이다. 또한, 압축 피스톤(116)은 표준 엔진(10)에 비해서 매우 짧은 공차 길이(182)를 갖는다. 짧은 공차

길이(182)에 의해서, 제 2 실린더(106)의 압축 챔버(166) 내의 가스 압력이 압력 챔버(148) 내의 압력에 도달함에 따라, 체크 밸브(146)는 개방되어 가스의 흐름을 허용하게 된다. 그러므로, 압축 피스톤(116)이 상사점에 도달했을 때, 그다지 높지 않은 가스가 압축 피스톤(116)의 상면에 포집된다.

엔진(100)의 압축비는 SI 또는 CI 엔진의 범위 내에서 어떠한 값이 될 수도 있지만, 본 실시예에서는 6 내지 8.5 범위 이내이다. 전술된 바와 같이, 압축비는 압축 행정 전에 사전 설정된 양의 혼합기의 최고 체적을 점화 위치에서의 혼합기의 체적으로 나눈 값이다. 본 발명의 엔진(100)의 경우, 압축비는 동력 피스톤(114)이 점화 위치에 있을 때의 제 1 실린더(104) 내의 체적에 대한 압축 피스톤(116)이 하사점으로부터 상사점으로 이동할 때의 제 2 실린더(106) 내의 변위 체적의 비율이다.

압축 및 동력 행정이 항상 동일한 피스톤에 의해 수행되는 표준 엔진(10)과 비교해서, 동력 행정은 오직 동력 피스톤(114)에 의해서만 수행되고 압축 행정은 오직 압축 피스톤(116)에 의해서만 수행된다. 그러므로, 압축 행정에서의 오정렬로 인한 악영향을 초래함이 없이, 압축 피스톤(116)은 읍셋되어, 최고 연소 압력을 크랭크축(108)에 인가되는 최고 토크와 일치시킬 수가 있게 된다. 역으로, 동력 행정에서의 오정렬로 인한 악영향을 초래함이 없이, 동력 피스톤(114)은 읍셋되어, 최고 연소 압력을 크랭크축(108)에 인가되는 최고 토크와 일치시킬 수가 있게 된다.

도 10을 참조로, 상기된 개념은 추가적으로 설명될 수 있다. 여기서, 본 발명의 엔진(100)의 동력 피스톤(114)의 상사점으로부터의 회전 각도에 대한 점선력 또는 토크가 곡선 184로 나타나 있다. 또한, 본 발명의 엔진(100)의 동력 피스톤(114)의 상사점으로부터의 회전 각도에 대한 연소 압력이 곡선 186으로 나타나 있다. 곡선 184와 186은 표준 엔진과 실질적으로 동일한 점화 조건을 갖는 엔진(100)을 기준으로 계산되었다. 즉, 점화 조건은 1) 4인치 직경의 피스톤, 2) 7.181 입방 인치의 공차 체적, 3) 점화 전의 압력이 270psig, 4) 점화 후의 최고 연소 압력이 1,200 psig 및 5) 크랭크축(108,38)의 동일한 회전수들이다. 종래의 표준 엔진(10)에 대한 그래프인 도 6과 비교해보면, 최고 연소 압력 지점(188)이 최고 토크 지점(190)과 실질적으로 일치한다. 이러한 연소 압력(186)과 토크(184)의 일치는 큰 효율 상승을 수반한다.

더욱이, 압축 피스톤(116)의 읍셋은 크랭크축(108)으로부터 압축 피스톤(116)으로 전달된 최고 토크가 최고 압축 압력과 일치되도록 최적화될 수도 있다. 압축 피스톤(116)의 읍셋은 압축 행정을 완료하기 위해 인가되는 동력의 양을 저감시킬 수 있고, 또한 표준 엔진(10)에 비해서 본 발명의 엔진(100)의 전체 효율을 상승시키게 된다. 동력 및 압축 피스톤(114,116)의 읍셋들이 결합되면, 엔진(100)의 전체 효율은 이론적으로는 표준 엔진에 비해서 20 내지 40% 정도 상승될 수 있다.

도 11을 참조로, 본 발명의 다른 실시예에 따른 동일하지 않은 행정부와 피스톤 직경들을 갖는 분할형 4행정 엔진이 도면 부호 200으로 도시되어 있다. 압축 및 동력 행정이 독립된 피스톤(114,116)에 의해 수행되기 때문에, 단일 피스톤에 의해 행정들이 수행되어 야기되는 악영향이 없이, 각 행정의 효율을 최적화시킬 수 있는 여러 가지 방안들이 실시될 수 있다. 예를 들어서, 압축 피스톤의 직경(204)을 동력 피스톤의 직경(202)보다 더 길게 하여, 압축 효율을 더 증가시킬 수 있다. 또한, 동력 피스톤(114)용 제 1 행정부(130)의 반경(206)을 압축 피스톤(116)용 제 2 행정부(132)의 반경(208)보다 길게 하여, 크랭크축(108)에 인가되는 전체 토크를 더 증가시킬 수 있다.

### 산업상 이용 가능성

바람직한 실시예들이 도시되고 기술되었지만, 다양한 수정과 대안들이 본 발명의 정신과 범주를 벗어남이 없이 실시될 수 있다. 따라서, 본 발명은 제한없이 예시적으로 설명되었다는 것을 이해할 수 있을 것이다.

### 도면의 간단한 설명

도 1은 흡기 행정 중에 종래의 4행정 사이클 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 2는 압축 행정 중에 도 1의 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 3은 동력 행정 중에 도 1의 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 4는 배기 행정 중에 도 1의 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 5는 피스톤이 최고 토크 위치에 있을 때 도 1의 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 6은 도 1의 엔진의 토크와 연소 압력을 나타낸 그래프이다.

도 7은 배기 및 흡기 행정 중에 본 발명에 따른 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 8은 동력 행정의 초기 시점에서 제 1 피스톤이 상사점에 도달할 때 도 7의 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

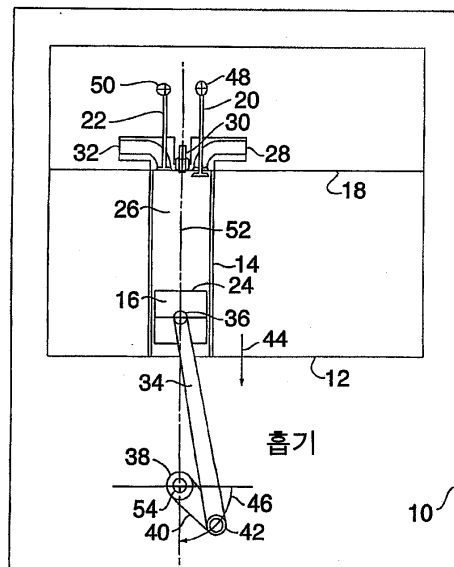
도 9는 제 1 피스톤이 점화 위치에 도달했을 때 도 7의 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

도 10은 도 7의 엔진의 토크와 연소 압력을 나타낸 그래프이다.

도 11은 동일하지 않은 행정과 피스톤 직경들을 갖는 본 발명의 다른 실시예에 따른 엔진을 개략적으로 나타낸 도면이다.

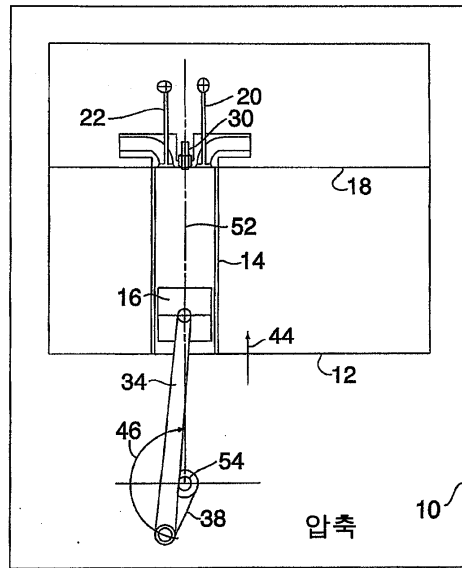
도면

도면1

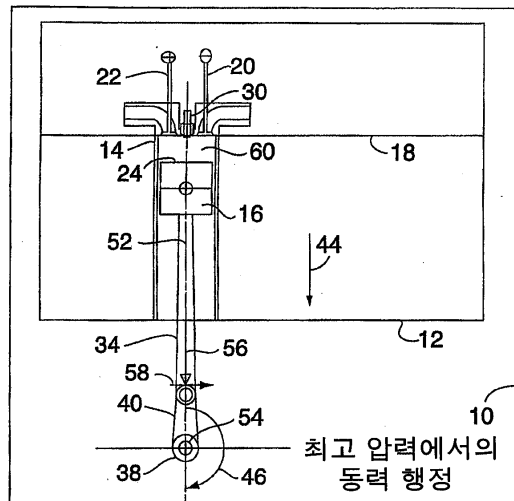




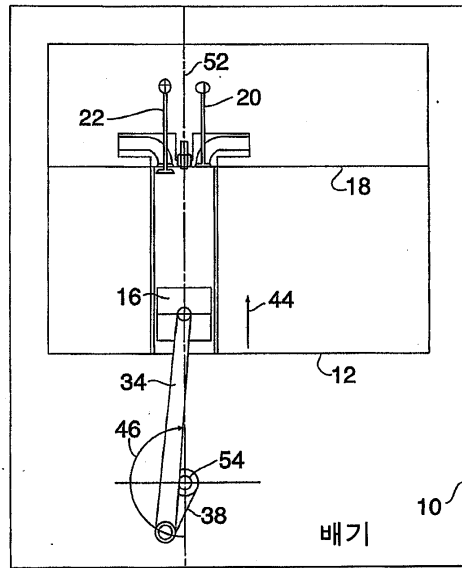
도면2



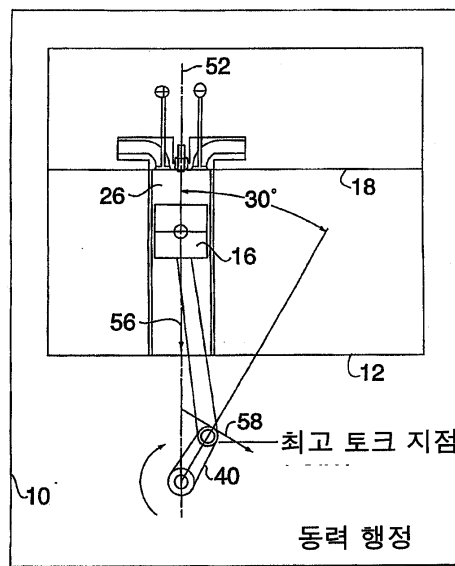
도면3



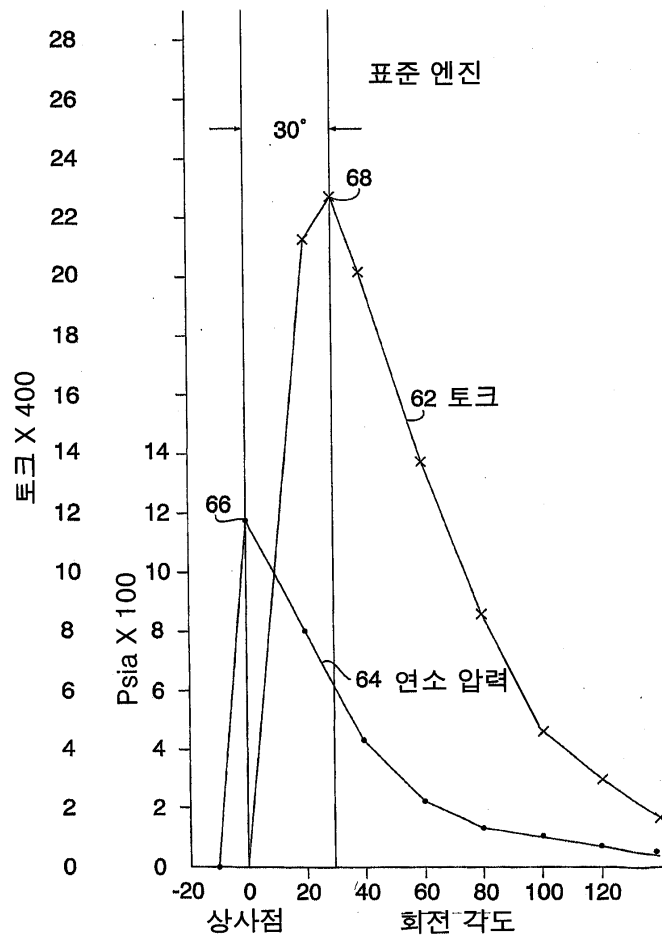
도면4



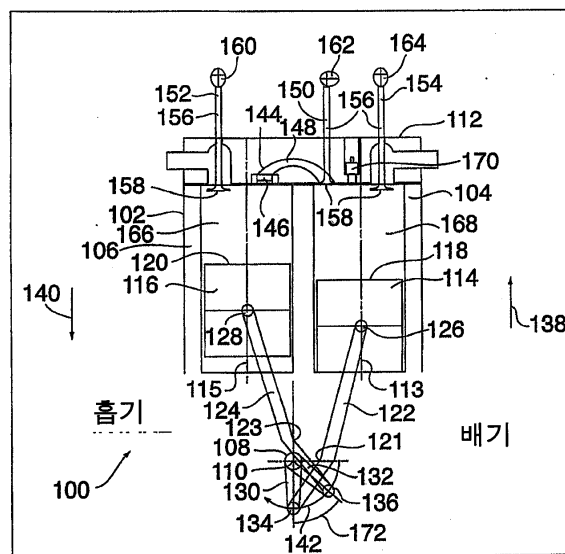
도면5



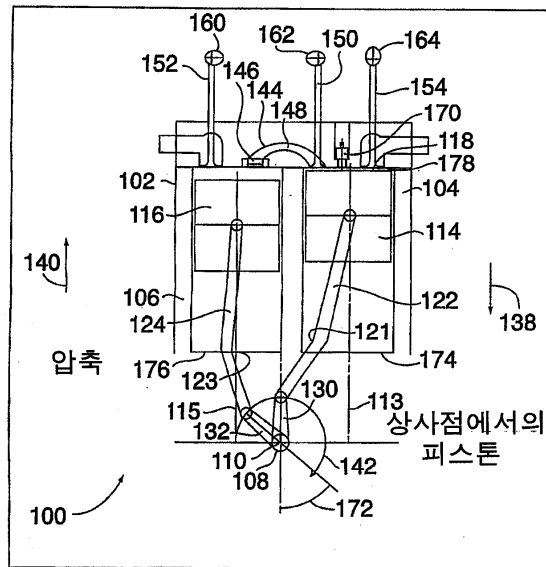
도면6



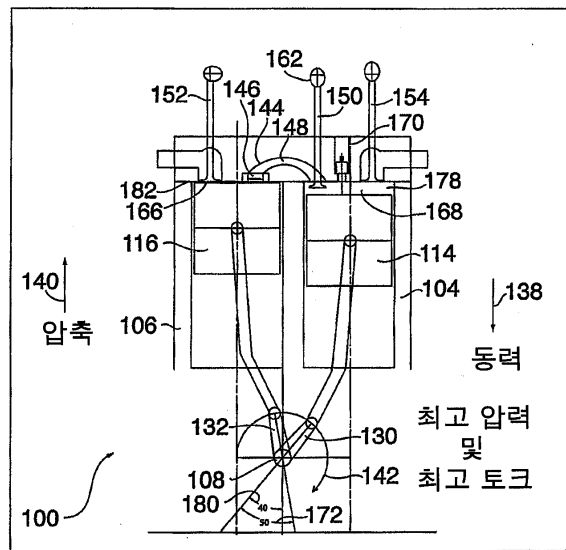
도면7



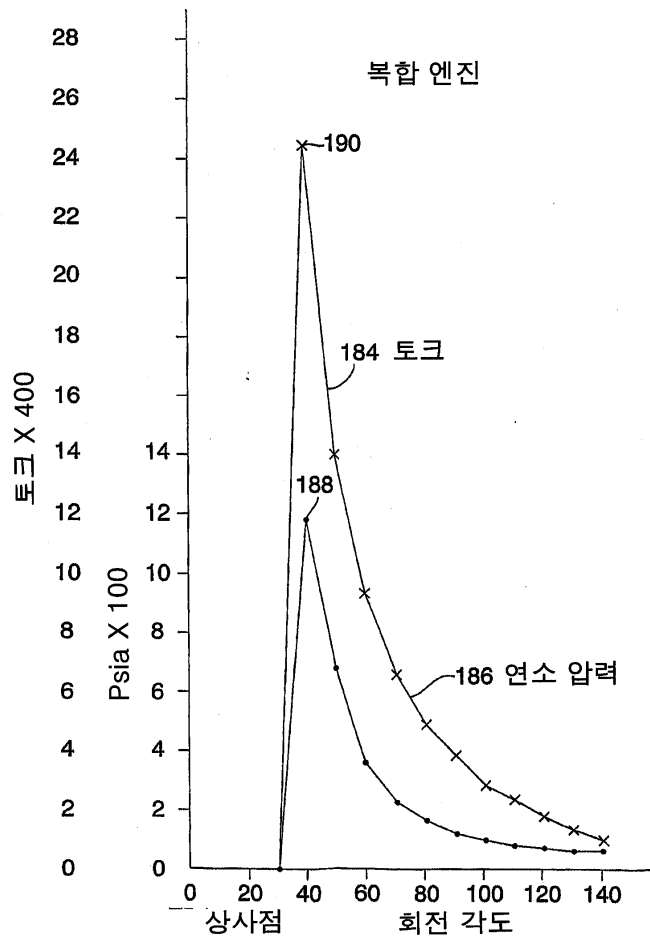
도면8



도면9



도면10



도면11

