



(19)대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) 。 Int. Cl.

F02B 53/00 (2006.01)

F02B 33/22 (2006.01)

F02B 33/02 (2006.01)

(45) 공고일자

2007년08월30일

(11) 등록번호

10-0753227

(24) 등록일자

2007년08월22일

(21) 출원번호 10-2005-7024414

(65) 공개번호

10-2006-0040601

(22) 출원일자 2005년12월20일

(43) 공개일자

2006년05월10일

심사청구일자 2006년01월18일

번역문 제출일자 2005년12월20일

(86) 국제출원번호 PCT/US2004/018567

(87) 국제공개번호

WO 2004/113700

국제출원일자 2004년06월14일

국제공개일자

2004년12월29일

(30) 우선권주장

60/480,342

2003년06월20일

미국(US)

(73) 특허권자

스쿠데리 그룹 엘엘씨

미국 메사추세츠 01089 웨스트 스프링필드 엘름 스트리트 1111

(72) 발명자

브라니온, 데이브, 피.

미국 텍사스 78254, 산 안토니오, 브라운 런, 9723

유반크스, 제레미, 디.

미국 텍사스 78250, 산 안토니오, 리저 그로브 스트리트 9219

(74) 대리인

박영우

(56) 선행기술조사문헌

US04506634A1

심사관 : 이은주

전체 청구항 수 : 총 26 항

(54) 스플릿 사이클 사행정 엔진

(57) 요약

엔진(100)은 엔진(100)의 크랭크샤프트 축(10)에 대하여 회전하는 크랭크샤프트(108)를 포함한다. 팽창 피스톤(114)은 팽창 실린더(104) 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 크랭크샤프트(108)에 기능적으로 연결되어, 크랭크샤프트(108)의 일 회전동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복한다. 압축 피스톤(116)은 압축 실린더(106) 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 크랭크샤프트(108)에 기능적으로 연결되어, 크랭크샤프트(108)의 동일한 일 회전동안 동일한 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복한다. 팽창 실린더(104) 및 압축 실린더(106) 중에 어느 하나를 위하여 하사점에서부터 상사점까지의 실린더 체적비가 실질적으로 1:20 이상이다.

대표도

도 6

특허청구의 범위

청구항 1.

엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트;

팽창 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전 동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하는 팽창 피스톤;

압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 상기 일 회전동안 상기 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤; 및

상기 압축 실린더 및 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 압력 챔버가 그 사이에 정의되는 유입 밸브와 교차 밸브를 구비하는 교차 통로를 포함하고,

상기 팽창 실린더 및 상기 압축 실린더 중에 어느 하나에 있어서 하사점에서부터 상사점까지의 실린더 체적비가 실질적으로 40:1 이상인 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 2.

삭제

청구항 3.

제 1 항에 있어서, 상기 팽창 실린더 및 상기 압축 실린더 중에 어느 하나에 있어서 하사점에서부터 상사점까지의 실린더 체적비가 실질적으로 80:1 이상인 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 4.

제 1 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 50° 크랭크 각도 이하의 상사점 페이지징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 5.

제 1 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 30° 크랭크 각도 이하의 상사점 페이지징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 6.

제 1 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 25° 크랭크 각도 이하의 상사점 페이지징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 7.

제 1 항에 있어서, 상기 교차 밸브는 실질적으로 69° 크랭크 각도 이하의 교차 밸브 지속 시간을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 8.

제 7 항에 있어서, 상기 교차 밸브는 실질적으로 50° 크랭크 각도 이하의 교차 밸브 지속 시간을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 9.

제 7 항에 있어서, 상기 교차 밸브는 실질적으로 35° 크랭크 각도 이하의 교차 밸브 지속 시간을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 10.

제 7 항에 있어서, 상기 팽창 실린더 내에서 연소 과정의 적어도 일부동안 상기 교차 밸브는 개방된 상태를 유지하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 11.

제 10 항에 있어서, 상기 교차 밸브의 개방 전에 상기 전체 연소 과정 중 적어도 5%의 연소 과정이 진행된 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 12.

제 10 항에 있어서, 상기 교차 밸브의 개방 전에 상기 전체 연소 과정 중 적어도 10%의 연소 과정이 진행된 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 13.

제 10 항에 있어서, 상기 교차 밸브의 개방 전에 상기 전체 연소 과정 중 적어도 15%의 연소 과정이 진행된 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 14.

엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트;

팽창 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전 동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하는 팽창 피스톤;

압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 상기 일 회전동안 상기 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤; 및

상기 압축 실린더 및 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 유입 밸브와 교차 밸브를 갖는 교차 통로를 포함하고, 상기 유입 밸브와 상기 교차 밸브는 그 사이에 압력 챔버를 정의하며, 상기 교차 밸브는 전체 사행정 순환 동안 상기 압력 챔버로부터 상기 팽창 실린더까지의 가스의 실질적인 일방향 유동을 가능하게 하며, 상기 교차 밸브는 실질적으로 50°크랭크 각도 이하의 교차 밸브 지속 시간을 가지며, 상기 팽창 실린더가 상사점에서부터 하사점으로 하강할 때 상기 교차 밸브가 0에서 49°크랭크 각도로 폐쇄되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 15.

삭제

청구항 16.

제 14 항에 있어서, 상기 교차 밸브는 실질적으로 35° 크랭크 각도 이하의 교차 밸브 지속 시간을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 17.

제 14 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 50°크랭크 각도 이하의 상사점 폐이징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 18.

제 14 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 30°크랭크 각도 이하의 상사점 폐이징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 19.

제 14 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 25°크랭크 각도 이하의 상사점 폐이징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 20.

제 14 항에 있어서, 상기 팽창 실린더 내에서 연소 과정의 적어도 일부동안 상기 교차 밸브는 개방된 상태를 유지하는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 21.

제 20 항에 있어서, 상기 교차 밸브의 개방 전에 상기 전체 연소 과정 중 적어도 5%의 연소 과정이 진행된 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 22.

제 20 항에 있어서, 상기 교차 밸브의 개방 전에 상기 전체 연소 과정 중 적어도 10%의 연소 과정이 진행된 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 23.

제 20 항에 있어서, 상기 교차 밸브의 개방 전에 상기 전체 연소 과정 중 적어도 15%의 연소 과정이 진행된 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 24.

삭제

청구항 25.

삭제

청구항 26.

삭제

청구항 27.

삭제

청구항 28.

삭제

청구항 29.

삭제

청구항 30.

삭제

청구항 31.

제 14 항에 있어서, 상기 팽창 피스톤이 상사점에 도달하기 전, 상기 교차 밸브가 0에서 10°크랭크 각도로 개방되는 것을 특징으로 하는 엔진.

청구항 32.

엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트, 팽창 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되며, 상기 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하는 팽창 피스톤, 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 상기 일 회전동안 상기 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤, 및 상기 압축 실린더 및 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 유입 밸브와 교차 밸브를 갖고, 상기 유입 밸브와 상기 교차 밸브는 그 사이에 압력 챔버를 정의하는 교차 통로를 포함하는 엔진에서의 가스 연소 방법으로,

상기 엔진의 상기 압축 실린더로 가스를 주입시키는 단계;

상기 압축 실린더 내부에서 상기 가스를 압축하는 단계;

상기 유입 밸브를 개방하여 상기 압축 실린더로부터 상기 엔진의 상기 교차 통로로 상기 압축된 가스를 유동시키는 단계;

상기 교차 밸브를 개방하여 상기 교차 통로로부터 상기 엔진의 팽창 실린더로 상기 압축된 가스를 유동시키는 단계; 및

상기 교차 밸브가 개방되어 있는 동안 상기 팽창 실린더 내부에서 상기 가스를 초기 점화시키는 단계를 포함하는 엔진의 가스 연소 방법.

청구항 33.

제 32 항에 있어서, 상기 가스의 전체 연소중 5% 이상이 진행 후 상기 교차 밸브를 폐쇄하는 단계를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 가스 연소 방법.

청구항 34.

제 32 항에 있어서, 상기 가스의 전체 연소중 10% 이상이 진행 후 상기 교차 밸브를 폐쇄하는 단계를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 가스 연소 방법.

청구항 35.

제 32 항에 있어서, 상기 가스의 전체 연소중 15% 이상이 진행 후 상기 교차 밸브를 폐쇄하는 단계를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 가스 연소 방법.

명세서

기술분야

본 발명은 내부 연소 엔진에 관한 것이다. 보다 상세하게는, 본 발명은, 하나의 피스톤은 흡입 및 압축 행정을 위하여 이용되고 다른 피스톤은 팽창 및 배기 행정을 위하여 이용되는 한 쌍의 피스톤을 구비하며, 각각의 사행정은 크랭크샤프트의 일회전에 의하여 완성되는 스플릿 사이클 사행정 엔진에 관한 것이다.

배경기술

내부 연소 엔진은 산화제 및 연료 등의 연소 반응물과 연소 생성물이 엔진의 구동 유체로 이용되는 장치 그룹에 속한다. 내부 연소 엔진의 기본적인 구성 요소들은 본 발명이 속하는 기술분야에서 잘 알려져 있으며, 엔진 블록, 실린더 헤드, 실린더, 피스톤, 밸브, 크랭크축 및 캠축을 포함한다. 실린더 헤드, 실린더 및 피스톤의 상부는 연료와 산화제(예를 들면, 공기)가 도입되어 연소가 발생하는 연소 챔버를 전형적으로 형성한다. 상기 엔진은 산화제/연료의 혼합물인 무반응 구동 유체의 연소 동안 발생된 열로부터 그 에너지를 획득한다. 이러한 프로세스는 장치의 열역학적 순환의 일부로서 엔진 내부에서 발생한다. 모든 내부 연소 엔진에 있어서, 피스톤의 최고부와 같은 엔진의 표면을 이동시면서 연소의 고온 가스 반응물을 이용하여 유용하게 구동된다. 일반적으로 피스톤의 왕복 운동은 연결봉을 통하여 크랭크축의 회전 운동으로 전환된다.

내부 연소 엔진은 스파크 점화(Spark Ignition; SI) 및 압축 점화(Compression Ignition; CI) 방식으로 분류된다. 전형적으로 가솔린 엔진과 같은 스파크 점화는 스파크를 이용하여 공기/연료 혼합물을 점화시키는 반면에, 압축열은 전형적으로 디젤 엔진과 같은 압축 점화 방식에서 공기/연료 혼합물을 점화시킨다.

가장 일반적인 내부 연소 엔진은 약 100년 동안 그 기본적인 개념은 변하지 않은 사행정 엔진이다. 이는 지상 운송 및 다른 산업 분야에서 큰 기여를 한 그 단순함과 현저한 성능에 기인한다. 상기 사행정 엔진에 있어서, 하나의 피스톤의 네 개의 분리된 피스톤 운동에서의 연소 프로세스로부터 파워가 획득된다. 따라서, 상기 사행정 엔진은 모든 팽창(파워) 행정, 즉, 크랭크축에 동력을 전달하는 모든 행정을 위하여 하나 이상의 피스톤의 완전한 행정들을 요구하는 엔진으로 여기서는 정의된다.

도 1 내지 도 4를 참조하면, 종래의 사행정 내부 연소 엔진의 일 실시예는 참조 번호 10으로 표시된다. 상기 엔진(10)은 그 내부로 연장되는 실린더(14)를 갖는 엔진 블록(12)을 포함한다. 상기 실린더(14)는 그 내부의 왕복 피스톤(16)을 수용할 수 있는 크기를 갖는다. 상기 실린더 헤드(18)는 실린더(14)의 상부에 부착되며, 상기 실린더 헤드(18)는 유입 밸브(20) 및

유출 밸브(22)를 포함한다. 실린더 헤드(18)와 실린더(14)의 하부와 피스톤(16)의 상부는 연소 챔버(26)를 형성한다. 유입 행정에서 공기/연료 혼합물은 유입 통로(28) 및 유입 밸브(20)를 통하여 연소 챔버(26)로 유입되며, 여기서 혼합물은 점화 플러그(30)를 통하여 점화된다(도 1 참조). 연소 생성물은 후에 배기 행정에서 유출 밸브(22) 및 유출 통로(32)를 통하여 배출된다(도 4 참조). 연결봉(34)은 상단의 단부에서 피스톤(16)에 선회 축으로 하여 연결된다. 크랭크축(38)은 크랭크축 쓰로우(crankshaft throw)(40)라고 불리는 기계적 오프셋 부를 포함하며, 이는 연결봉(34)의 하단의 단부에 선회 축으로 연결된다. 연결봉(34)의 피스톤(16) 및 크랭크축 쓰로우(40)의 기계적인 연결은 피스톤(16)의 왕복 운동(화살표 44로 도시함)을 크랭크축의 회전 운동(화살표 46으로 도시함)으로 전환시킨다. 크랭크축(38)은 유입 캠축(48)과 유출 캠축(50)과 기계적으로 연결되며 유입 밸브(20)와 유출 밸브(22)의 개폐를 각각 정밀하게 제어한다. 상기 실린더(14)는 중심선(피스톤-실린더 축)(52)을 가지며, 이는 피스톤(16)의 왕복의 중심선이다. 상기 크랭크축(38)은 크랭크 축(54)인 회전의 중심을 갖는다.

도 1을 참조하면, 유입 밸브(20)가 열리면서, 피스톤(16)은 먼저 흡입 행정으로 하강한다(화살표 44의 방향으로 도시함). 소정의 질량을 갖는 가솔린 증기와 같은 연료 및 공기의 연소 가능한 혼합물이 형성된 부분 진공에 의하여 연소 챔버로 유입된다. 피스톤(16)은 하사점(Bottom Dead Center; BDC), 즉 피스톤(16)이 실린더 헤드(18)로부터 가장 멀어 지는 지점에 이를 때까지 계속적으로 하강한다.

도 2를 참조하면, 유입 밸브(20) 및 유출 밸브(22)가 잠기면서, 피스톤(16)이 압축 행정으로 상승하면서(화살표 44의 방향으로 도시함) 상기 혼합물은 압축된다. 상기 압축 행정의 종점인 상사점(Top Dead Center; TDC) 즉, 피스톤(16)이 실린더 헤드(18)에 가장 가까운 지점에 이르면, 혼합물의 부피는 초기 부피의 약 1/8 (8:1 정도의 압축 비율에 의하여)로 본 실시예에서 압축된다. 피스톤이 상기 상사점에 도달하면서, 전기적인 스파크가 연소를 시작하게 하는 스파크 플러그(30) 겹을 가로질러 발생된다.

도 3을 참조하면, 유입 및 유출 밸브들(20, 22)이 여전히 잠겨진 상태에서 파워 행정이 진행된다. 피스톤(16)의 정점(24)으로 압축된 연소 가스의 팽창에 의하여 피스톤(16)은 하사점을 향하여 하방으로 진행한다(화살표 44로 도시함). 종래의 엔진(10)에서 연소의 시작은 효율을 향상시키기 위하여 피스톤(16)이 상사점에 도달하기 전에 일반적으로 발생한다. 피스톤(16)이 상기 상사점에 도달할 때, 실린더 헤드(18)의 하부 및 피스톤(16)의 상부 사이에 상당한 이격 부피(clearance volume)(60)가 존재한다.

도 4를 참조하면, 배기 공정 동안 상승하는 피스톤(16)이 개방된 유출(또는 배기) 밸브(22)를 통하여 연소의 부산물을 배출하도록 한다. 상기 순환을 반복된다. 상기 종래의 사행정 순환 엔진(10)의 경우, 각 피스톤(16)의 사행정, 즉, 흡입, 압축, 팽창, 배기 및 두 개의 순환하는 크랭크축(38)이 하나의 파워 행정을 제공하기 위한 일 순환을 완성하기 위하여 요구된다.

하지만, 전형적인 사행정 엔진(10)의 전체적인 열역학적 효율은 단지 약 1/3 정도에 불과하다. 즉, 연료 에너지의 1/3 정도만이 유용한 동작을 위하여 크랭크축에 전달되고, 다른 1/3은 열로 방출되며, 나머지 1/3은 배기로 배출된다. 더욱이, 배기 가스 및 시장의 엄격한 요구 및 증가된 효율을 위한 법률적인 요구에 따라 엔진 제조업자들은 효율의 증가를 위한 방법으로 린번 기술(lean-burn technology)을 고려하고 있다. 하지만, 상기 린번 기술은 삼원 촉매(three way catalyst)들과 호환성이 없기 때문에, 이런 접근으로부터 증가된 산화질소 배출 문제가 다른 방법으로 해결되어야 한다.

도 5를 참조하면, 상술한 종래의 사행정 엔진의 대안으로 스플릿 사이클 엔진이 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진의 명칭으로 2001년 7월 20일에 출원되어 Scuderi에게 허여된 미국특허 제6,543,225호에 일반적으로 개시되어 있다.

스플릿 사이클 사행정 엔진 개념의 일 실시예는 참조 번호 70으로 도시되어 있다. 스플릿 사이클 사행정 엔진(70)은 종래 사행정 엔진의 두 개의 인접하는 실린더들을 하나의 압축 실린더(72)와 하나의 팽창 실린더(72)의 조합으로 대체된다. 상기 두개의 실린더들(72, 74)은 하나의 크랭크축(76)의 왕복마다 그들의 각 기능을 수행한다. 흡입 차지(intake charge)는 포핏(poppet) 형태의 밸브(78)를 통하여 압축 실린더(72)로 유입된다. 압축 실린더 피스톤(73)은 차지(charge)를 가압하여 팽창 실린더(74)를 위한 흡입 포트에 기능하는 교차 통로(crossover passage)(80)를 통하여 차지를 유도한다. 교차 통로(80)의 유출구의 체크 밸브(84)는 교차 밸브(80)으로부터 역류를 방지하기 위하여 사용될 수 있다. 교차 통로(80)의 유출구의 밸브(84)는 가압된 흡입 차지의 팽창 실린더(74)로의 유입을 제어할 수 있다. 팽창 실린더(74) 내부로 가압된 흡입 차지의 유입을 제어한다. 스파크 플러그(86)는 흡입 차지가 팽창 실린더(74)로 유입된 후 바로 점화되어 이에 따라 연소가 팽창 실린더 피스톤(75) 아래로 유도된다. 배기 가스는 포핏 밸브(poppet valve)(88)를 통하여 팽창 실린더로부터 배출된다.

스플릿 사이클 엔진 개념에 따라, 압축 및 팽창 실린더 등의 기하학적인 엔진의 변수(즉, 내경, 행정, 연결봉의 길이 및 압축비 등)는 일반적으로 서로 독립적이다. 예를 들면, 각 실린더의 크랭크 쓰로(90, 92)는 다른 반지름을 갖고, 압축 실린더 피스톤(73)의 상사점 전에 발생하는 팽창 실린더 피스톤(75)의 상사점에 관하여 상호 다르게 형성될 수 있다. 이런 독립적인 특성으로 인하여 스플릿 사이클 엔진은 상기 전형적인 이전의 사행정 엔진보다 더 높은 효율을 갖도록 할 수 있다.

그러나, 스플릿 사이클 엔진에 있어서 많은 기하학적인 변수 및 이들 변수의 조합이 존재할 수 있다. 따라서 이런 변수들의 최적화가 엔진 성능의 최대화를 위하여 요구된다.

따라서, 효율을 향상시키고 산화질소 배출 레벨을 감소시킬 수 있는 개선된 사행정 내부 연소 엔진이 요구된다.

발명의 상세한 설명

전술한 종래 기술의 문제점을 고려하여, 본 발명의 목적은 중요한 변수들이 더 높은 효율과 성능을 가도록 하기 위한 스플릿 사이클 엔진을 제공하는 것이다. 여기서, 최적화된 변수들은 적어도 하나의 팽창비, 압축비, 상사점 페이징, 교차 밸브 지속 시간 및 교차 밸브 과정과 연소 과정의 중첩을 포함한다.

상술한 본 발명의 목적을 달성하기 위하여 본 발명의 일 실시예에 따르면, 엔진은 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트, 팽창 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하는 팽창 피스톤 및 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 상기 일 회전동안 상기 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤을 포함하고, 상기 팽창 실린더 및 상기 압축 실린더 중에 어느 하나를 위하여 하사점에서부터 상사점까지의 실린더 체적비가 실질적으로 약 20:1 이상인 것을 특징으로 한다.

본 발명의 일 실시예에 있어서, 상기 팽창 피스톤 및 상기 압축 피스톤은 실질적으로 약 50° 크랭크 각도 이하의 상사점 페이징을 갖는 것을 특징으로 하는 엔진.

본 발명의 일 실시예에 있어서, 엔진은 엔진의 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트, 팽창 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하는 팽창 피스톤, 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 상기 일 회전동안 상기 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤 및 상기 압축 실린더 및 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 유입 밸브와 교차 밸브를 갖는 교차 통로를 포함하고, 상기 유입 밸브와 상기 교차 밸브는 그 사이에 압력 챔버를 정의하며, 상기 교차 밸브는 실질적으로 약 69° 크랭크 각도 이하의 교차 밸브 지속 시간을 갖는 것을 특징한다. 여기서, 교차 밸브는 실질적으로 약 69° 이하의 크랭크 각도의 교차 밸브 지속 시간을 갖는다.

본 발명의 일 실시예에 있어서, 엔진은 크랭크샤프트 축에 대하여 회전하는 크랭크샤프트, 팽창 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 일 회전동안 사행정 사이클의 팽창 행정과 배기 행정을 통하여 왕복하는 팽창 피스톤, 압축 실린더 내에 슬라이딩 방식으로 수납되며 상기 크랭크샤프트에 기능적으로 연결되어, 상기 크랭크샤프트의 상기 일 회전동안 상기 사행정 사이클의 흡입 행정과 압축 행정을 통하여 왕복하는 압축 피스톤 및 상기 압축 실린더 및 상기 팽창 실린더를 상호 연결시키며, 유입 밸브와 교차 밸브를 갖는 교차 통로를 포함하고, 상기 유입 밸브와 상기 교차 밸브는 그 사이에 압력 챔버를 정의하며, 상기 교차 밸브는 팽창 실린더 내에서 연소 과정의 적어도 일부동안 개방된 것을 특징한다.

실시예

I. 개요

스쿠데리 그룹(Scuderi Group, LLC)은 텍사스의 샌안토니오에 소재한 사우스웨스트 리서치 연구소(Southwest Research Institute; SwRI)에 위임하여 컴퓨터 기초 연구를 수행토록 하였다. 컴퓨터 기초 연구는 일 순환마다 같은 트랩 질량을 갖는 종래의 사행정 내부 연소 엔진의 컴퓨터 기초 모델과 비교하여 스플릿 사이클 엔진의 여러 가지 실시예를 나

타내는 컴퓨터 기초 모델을 만드는 것과 관련되어 있었다. 이러한 연구의 최종 보고서(SwRI 프로젝트 번호 03.05932로 스플릿 사이클 사행정 엔진 개념의 평가라는 제목으로 2003년 6월 24일에 발행됨)는 참조 문헌으로 언급되어 있다. 컴퓨터 기초 연구는 스플릿 사이클 엔진에 관한 여러 가지 실시예들을 통하여 여기에서 기술된 본 발명으로 나타난다.

II. 용어 정리

본 명세서에서 이용되는 용어의 약어 및 정의에 관한 용어에 대한 정의는 다음과 같다.

공기/연료 비: 유입 차지에서 연료에 대한 공기의 비

하사점(Bottom Dead Center; BDC): 실린더 헤드로부터 피스톤의 가장 먼 위치로서 사이클의 가장 넓은 연소 챔버를 갖게 되는 위치

제동평균유효압력(Brake Mean Effective Pressure; BMEP): 평균유효 압력 값의 용어로 표현되는 엔진의 제동 토크 출력. 엔진의 변위에 대한 브레이크 토크의 비와 동일함

제동 파워(Brake Power): 엔진 출력측에서의 출력되는 파워.

정미 열효율(Brake Thermal Efficiency; BTE): 점두사 정미는 엔진 출력측에서의 측정된 토크로부터 유래된 변수와 관련된다. 이는 마찰에 의한 손실 후에 측정된 성능 변수이다. 따라서, 정미 열효율=ITE-마찰.

번 오버랩(Burn overlap): 교차 밸브의 폐쇄 시간동안 완성되는 전체 연소 결과의 비(예를 들면, 0%부터 100%까지의 연소).

제동 토크(Brake Torque): 엔진 출력측에서의 출력 토크.

크랭크 각도(Crank Angle): 실린더 내경에 정렬될 때의 그 위치로 전형적으로 참조되는 크랭크축 스로우의 회전각.

전산 유체 역학(Computational Fluid Dynamics; CFD): 복잡한 유체 유동에 관한 문제를 유동상황을 여러 가지 작은 원소들로 변경하여 유동의 특징, 열전달 및 유동 해결에 관한 다른 특징을 결정하여 해결하는 방법.

일산화탄소(Carbon Monoxide; CO): 규제 오염물, 인체에 유해하며 탄화수소 연료의 불완전 산화의 부산물.

연소지속시간(Combustion Duration): 연소의 시작에서부터 10% 내지 90% 사이의 크랭크 각도 사이로서 본 명세서에서 정의되며, 연소 분율(Burn rate)로도 알려져 있으며 도 13의 위배 열 방출 곡선을 참고할 것.

연소 이벤트(Compression Event): 엔진의 팽창 챔버에서 전형적으로 발생하는 연료의 연소 과정.

압축비(Compression Ratio): 상사점에서 하사점까지의 압축 실린더의 부피비

교차 밸브 폐쇄(Crossover Valve Closing; XVC)

교차 밸브 개방(Crossover Valve Opening; XVO)

실린더 오프셋(cylinder offset): 내경의 중심선과 크랭크축의 축사이의 직선거리.

이격 체적(displacement volume; V_d): 하사점으로부터 상사점까지 피스톤이 이격되는 체적으로 정의된다. 수학적으로는, 행정이 하사점에서부터 상사점까지 거리로서 정의될 경우 이격 체적은 $\Pi/4 \times \text{내경}^2 \times \text{행정}$ 과 같다. 압축비는 하사점에서부터 상사점까지 연소 챔버의 체적의 비이다. 상사점에서의 체적은 틈새 체적(clearance volume; V_{cl})으로 나타낸다.

$$V_d = \Pi/4 \times \text{내경}^2 \times \text{행정}$$

$$CR = (V_d + V_{cl})/V_{cl}$$

배기밸브 폐쇄(Exhaust Valve Closing; EVC)

배기밸브 개방(Exhaust Valve Opening; EVO)

팽창비(Expansion Ratio): 압축비와 동일한 용어이며 팽창 실린더에서는 하사점에서의 실린더 체적의 상사점에서의 실린더 체적에 대한 비.

마찰평균유효압력(Friction Mean Effective Pressure; FMEP): 평균유효압력(Mean Effective Pressure; MEP)의 용어에 있어서 사용되는 마찰 레벨. 실린더 압력 곡선으로부터 바로 결정될 수 없으며, 보편적인 측정 방법은 실린더 압력 곡선의 순수 표시 평균 유효 압력(Net Indicated Mean Effective Pressure; NIMEP)을 계산하고 동력계에서 측정된 토크로부터 제동 평균 유효 압력(BMEP)을 계산하고 마찰 또는 마찰 평균 유효 압력(FMEP)의 차이를 계산할 수 있다.

그래픽 유저 인터페이스(Graphical User Interface: GUI)

표시 평균 유효 압력(Indicated Mean Effective Pressure; IMEP): P-dV 곡선 내에서 면적의 통합으로 이격 체적으로 나누어진 표시 엔진 토크와 동일하다. 실제로 모든 표시 토크와 파워 값은 이 변수로부터 생긴 것이다. 이 값은 실질적인 압력 곡선으로서 동일한 엔진 추력을 제공하는 팽창 행정을 통하여 일정한 압력 레벨을 나타낸다. 순수표시 평균유효압력(Net Indicated Mean Effective Pressure; NIMEP) 또는 총표시 평균유효압력(Gross Indicated Mean Effective Pressure; GIMEP)으로 특정될 수 있다.

표시 열효율(Indicated Thermal Efficiency; ITE): (순수) 표시 파워를 기초한 열효율

흡입밸브 폐쇄(Intake Valve Closing; IVC)

흡입밸브 개방(Intake Valve Opening; IVO)

평균유효압력(Mean Effective Pressure; MEP): 팽창 행정을 통하여 피스톤에 가해지는 압력으로 실질적인 사이클로서 같은 파워 출력으로 나타난다. 이 값은 변위 당 토크 출력에 비례한다.

NOx: 여러 종류의 산화질소 화학 물질 특히, 일산화질소(NO) 및 이산화질소(NO₂). 규제 오염물이며 스모그의 전구체(precursor). 산소와 질소를 포함하는 공기를 고온에 노출시킬 때 생성된다.

피크 실린더 압력(Peak Cylinder Pressure; PCP): 엔진 순환동안 연소 챔버 내에서 확보되는 최대 압력.

접두어: 파워, 토크, MEP, 열효율 및 다른 용어는 하기와 같이 정의된 접두어를 포함할 수 있다.

표시(Indicated): 마찰 손실을 고려하기 전 피스톤의 상부에 이가되는 출력을 의미한다.

총 표시(Gross Indicated): 압축과 팽창 행정만을 고려하여 피스톤의 상부에 전달되는 출력을 의미한다.

순수 표시(Net Indicate): (다른 표시가 없는 한 '표시'의 의미로서) 압축, 팽창, 배기 및 흡입의 모든 사행정 순환을 고려할 경우 피스톤의 kd부에 전달되는 출력을 의미한다.

펌핑(Pumping): 흡입과 배기 행정만을 고려할 경우 엔진의 출력을 의미한다. 본 명세서에서, 양의 펌핑 작업은 엔진의 작업 출력을 의미하며, 반면에 음의 펌핑 작업은 배기 및 흡입 행정을 수행하는 엔진에 의하여 소비되는 작업과 관련되어 있다.

상기 정의로부터 다음과 같은 식이 있다.

$$\text{순수 표시} = \text{총 표시} + \text{펌핑}$$

제동 = 순수 표시 - 마찰

펌핑 평균유효압력(Pumping Mean Effective Pressure; PMEP): 배기 및 흡입 행정과 관련된 표시 평균 유효 압력. 흡입 과정에서 소비되는 파워의 측정값. 그러나 일반적으로 받아들여지는 기호로서 양의 값은 작업이 펌핑 루프동안 크랭크축에 행해지는 것을 의미한다.(엔진이 터보차저가 달려 있거나 다른 방법으로 동력이 증대되는 경우에 양의 값을 가질 수 있다.)

스파크 점화(Spark-Ignited; SI): 연소 사건이 연소 챔버 내에서 전기적인 스파크에 의하여 점화되는 경우의 엔진을 의미한다.

상사점(Top Dead Center; TDC): 피스톤이 왕복을 통하여 도달하는 실린더 헤드에 가장 가까운 위치로서 가장 작은 연소 챔버의 체적을 제공하게 된다.

TDC 위상(TDC phasing)(압축과 팽창 실린더 사이의 위상각으로서 사용될 수 있다. 도 6의 172 참조): 두개의 실린더들의 위한 크랭크 샤프트 사이의 회전 오프셋 정도이다. 영도 오프셋은 크랭크 샤프트들이 상호 선형임을 의미하며, 반면에 180도 오프셋은 그들이 크랭크샤프트에 상호 대향하도록 배치되어 있음을 의미한다. (즉, 하나의 핀의 상부에 다른 핀은 하부에 배치된다.)

열효율(Thermal Efficiency): 연료 에너지 유입율에 대한 파워 출력의 비. 이 값은 어떤 파워 변수가 계산에 있어서 사용되는 지에 따라서 제동 또는 표시 열효율(ITE)로 특정될 수 있다.

V_D: 평균 피스톤 속도: 사이클 동안 피스톤의 평균 속도.'2*행정*엔진속력'으로 수학적 표시가 가능하다.

밸브 유지시간(Valve Duration) (또는 밸브 사건 유지 시간(Valve Event Duration)): 밸브 개폐 사이의 크랭크 각도 간격.

밸브 이벤트(Valve Event): 임무를 수행하기 위하여 밸브 개폐의 과정.

체적 효율(Volumetric Efficiency): 참조 조건에서 실린더 변위 체적을 채우는 차지의 질량과 비교하여 흡입 밸브가 폐쇄된 후 실린더에 트랩된 차지(공기 및 연료)의 질량. 참조 조건은 일반적으로 분위기 또는 흡입의 다양한 조건(후자는 터보차저가 달려 있는 엔진의 경우에 이용된다.)

개방된 조절판(Wide-Open Throttle; WOT): 주어진 속도에서 조절된 엔진(SI)을 위한 최대 가능 출력을 의미한다.

III. 컴퓨터 연구로부터 스플릿 사이클 엔진의 실시예

도 6 내지 도 11을 참조하면, 본 발명에 따른 사행정 내부 연소 엔진의 일 실시예는 참조 번호 100으로 나타낸다. 상기 엔진(100)은 팽창(파워) 실린더(104)와 그 내부를 관통하도록 연장되는 압축 실린더(106)를 갖는 엔진 블록(102)을 포함한다. 크랭크샤프트(108)는 크랭크샤프트 축(108)에 대하여 회전하기 위하여(중이의 평면에 대하여 수직한 방향으로 연장되는) 선회 축으로 연결된다.

상기 엔진 블록(102)은 엔진(100)의 주요한 구성 요소이며 크랭크샤프트(108)로부터 실린더 헤드(112)로 연결되기 위하여 상방으로 연장된다. 엔진 블록(102)은 엔진(100)의 구조적인 골격으로서 기능한다. 엔진 블록(102)은 전형적으로 샤프시(도시되지 않음)에서 엔진이 지지되는 설치 패드(mounting pad)를 이동시킨다. 엔진 블록(102)은 실린더 헤드(112)와 엔진(100)의 다른 유닛을 고정시키기 위하여 적절한 기계 표면과 실모양의 홀들을 갖는 주물이다.

실린더들(104, 106)은 일반적으로 회전 단면의 개구들이며 엔진 블록(102)의 상부를 통하여 연장된다. 실린더들(104, 106)의 지름은 내경(bore)으로 알려져 있다. 실린더들(104, 106)의 내벽들은 통공 및 연마되어 팽창(파워) 피스톤(114) 및 압축 피스톤(116) 각각을 수용할 수 있는 크기로 평탄하고 정확한 베어링 표면을 형성한다.

상기 팽창 피스톤(114)은 팽창 피스톤-실린더 축(113)을 따라 왕복한다. 또한, 압축 피스톤(116)은 제2 압축 피스톤-실린더 축(115)을 따라 왕복한다. 본 실시예에 있어서, 팽창 및 압축 실린더들(104, 106)은 크랭크샤프트 축(110)에 대하여 오

프셋(offset)된다. 즉, 제1 및 제2 피스톤-실린더 축들(113, 115)은 크랭크축(110)을 가로지르지 않고 크랭크샤프트 축(110)의 대향하는 축들을 통과한다. 하지만, 본 발명이 속하는 기술분야에서 당업자들은 오프셋 피스톤-실린더 축 없이 스폴릿 사이클 엔진들은 본 발명의 범위 내임을 인식할 것이다.

상기 피스톤들(114, 116)은 철 또는 알루미늄 합금의 전형적으로 실린더 형상의 주조물(casting) 또는 단조물(forging)일 수 있다. 상부 폐쇄 단부, 즉 파워 및 압축 피스톤(114, 116)의 상부는 각각 제1 및 제2 크라운들(118, 120)이다. 피스톤들(114, 116)의 외부 표면들은 실린더 내경에 견고하게 밀착되도록 형성되며 일반적으로 피스톤과 실린더 벽 사이의 갭을 실링하는 피스톤 링(도시되지 않음)을 수용할 수 있도록 그루브(groove)질 수 있다.

제1 및 제2 연결봉들(122, 124)은 상부에서 파워 및 압축 피스톤들(114, 116)과 각각 선회 축으로 연결된다. 상기 크랭크 샤프트(108)는 제1 및 제2 연결봉(122, 124)의 하단의 대향하는 단부(134, 136)에 선회적으로 고정되는 제1 및 제2 쓰로(130, 132)로 불리는 한 쌍의 기계적인 오프셋을 포함한다. 연결봉들(122, 124)의 피스톤들(114, 116) 및 크랭크샤프트 쓰로(130, 135)와의 기계적인 연결은 피스톤의 왕복 운동(팽창 피스톤(114)을 위한 방향 화살표(138)로 나타냄)을 크랭크 샤프트(108)의 회전 운동(방향 화살표 142로 나타냄)으로 전환시키는 데 기여한다.

본 실시예에서 제1 및 제2 피스톤들(114, 116)이 연결봉들(122, 124)을 통하여 크랭크샤프트(108)에 직접 연결된 것으로 표현하였지만, 다른 수단이 피스톤들(114, 116)을 크랭크샤프트(108)에 구동적으로 연결시키기 위한 방법으로 적용될 수 있음은 본 발명의 범위 내에 있음은 자명하다. 예를 들면, 제2 크랭크샤프트는 피스톤들(114, 116)을 제1 크랭크샤프트(108)에 기계적으로 연결되는 이용될 수 있다.

상기 실린더 헤드(112)는 제1 및 제2 실린더들(104, 106)을 상호 연결시키는 가스 교차 통로(144)를 포함한다. 상기 교차 통로(144)는 제2 실린더(106)에 근접한 교차 통로(144)의 단부에 배치된 유입 체크 밸브(146)를 포함한다. 포켓 형상의 유출 교차 밸브(150)도 역시 제1 실린더(104)의 상부에 인접하여 교차 통로(144)의 대향하는 단부에 배치된다. 체크 밸브(146)와 교차 밸브(150)는 그 사이의 압력 챔버(148)를 정의한다. 상기 체크 밸브(146)는 제2 실린더(106)로부터 압력 챔버(148)까지 가압 가스의 일 방향 흐름을 가능하게 한다. 교차 밸브(150)는 가압 챔버(148)로부터 제1 실린더(104)로의 가압 가스의 유동을 가능하게 한다. 비록 체크 및 포켓 형태의 밸브들의 유입 체크 및 유출 교차 밸브들(146, 150)로 각각 기술되어 있으나, 본 응용의 적절한 밸브 디자인이 그 대신에 이용될 수 있으며, 예를 들면, 유입 밸브(146)는 포켓 형태를 가질 수도 있다.

상기 실린더 헤드(112)는 제2 실린더(106)의 상부에 배치된 포켓 흡입 밸브(152) 및 제1 실린더(104)의 상부에 배치된 포켓 배기 밸브(154)를 포함한다. 포켓 밸브들(150, 152, 154)은 밸브의 개방을 방지하기 위하여 일 측에 고정된 디스크(158)를 갖는 금속 샤프트(또는 스템(stem))를 포함한다. 포켓 밸브들(150, 152, 154)의 샤프트(156)의 타측 단부는 캠축들(160, 162, 164)에 각각 기계적으로 연결된다. 상기 캠축들(160, 162, 164)은 엔진 블록(102)의 내부 또는 실린더 헤드(112) 내에 위치한 타원형 로브(oval shaped lobe)를 갖는 라운드 형태의 봉이다.

상기 캠축들(160, 162, 164)은 일반적으로 기어 휠, 벨트 또는 체인 연결부(도시되지 않음)를 통하여 크랭크샤프트(108)에 기계적으로 연결된다. 크랭크축(108)이 캠축들(160, 162, 164)을 회전하도록 할 경우, 캠축들(160, 162, 164)의 로브는 밸브들(150, 152, 154)을 엔진의 순환에 따라 정확한 순간에 개폐시킨다.

상기 압축 피스톤(116)의 크라운(120), 제2 실린더(106)의 벽 및 실린더 헤드(112)는 제2 실린더(106)의 압축 챔버(166)를 형성한다. 파워 피스톤(114)의 크라운, 제1 실린더(104)의 벽, 실린더 헤드(112)는 제1 실린더(104)를 위한 분리형 연소 챔버(168)를 형성한다. 스파크 플러그(170)는 제1 실린더(104)의 상부의 실린더 헤드(112) 내에 배치되어, 연소 챔버(168)내에서 압축된 공기가스 혼합물의 점화를 정확하게 제어하는 제어 소자(도시되지 않음)에 의하여 제어된다.

본 실시예는 스파크 점화(Spark Ignition; SI) 엔진을 기술하였지만, 당업자는 압축 점화(Compression Ignition; CI) 엔진 또한 본 형태의 엔진의 범위 내에 있음을 인식할 수 있을 것이다. 또한, 해당 분야에서 통상의 지식을 가진 자라면 본 발명의 스폴릿 사이클 엔진은 다른 기술들을 제외한 다른 여러 가지 연료(즉, 디젤, 수소 및 천연 가스)로 구동하는 데에 이용될 수 있음을 이해할 수 있을 것이다.

파워 피스톤(114)의 가동이 압축 피스톤(116)을 크랭크 각도 회전의 정도에 의하여 정의되는 위상각(172) 정도로 유도하는 동안, 압축 피스톤(116)이 상사점 위치에 도달하기 위하여 파워 피스톤(114)이 그 상사점 위치에 도달한 후, 크랭크샤프트(108)는 회전하여야 한다. 컴퓨터 기초 연구에서 후술될 것으로, 바람직한 열효율 레벨(BTE 또는 ITE)을 유지하기 위하여, 상기 위상각(172)은 약 20도로 전형적으로 세팅된다. 상기 위상각(172)은 약 50도 정도가 바람직하며, 약 30도 이하로 조절함이 보다 바람직하며, 약 25도 이하로 조절함이 더욱 바람직하다.

도 6 내지 도 11은 엔진(100)이 공기/연료 혼합물의 트랩된 소정의 질량(점선으로 표현된 부분)에 해당하는 위치 에너지를 회전성 기계적인 에너지로 전환할 때 스플릿 사이클 엔진(100)의 하나의 전체 순환을 나타낸다. 즉, 도 6 내지 도 11은 흡입, 부분 압축, 전체 압축, 연소의 시작, 팽창 및 트랩된 질량의 배기를 각각 나타낸다. 그러나, 엔진은 공기/연료 혼합물로 전부 충전되며, 압축 실린더(106)를 통하여 흡입되고 압축된 각 트랩된 공기/연료 혼합물을 위하여, 실질적으로 동일한 트랩된 질량이 팽창 실린더(104)를 통하여 연소되고 배기된다.

도 6은 파워 피스톤(14)이 하사점에 도달하여 배기 행정으로 상승(화살표 138로 도시함)을 막 시작할 때의 파워 피스톤(14)을 나타낸다. 압축 피스톤(116)은 파워 피스톤(114)을 지연시키고 흡입 행정을 통하여 하강(화살표 140)한다. 흡입 밸브(116)는 개방되어 연료/공기의 폭발성 혼합물의 소정 부피를 압축 챔버(166)로 유도하여 압축 챔버(166)로 트랩되게 한다(즉, 도 6의 점선으로 표시된 트랩된 부피). 배기 밸브(154)는 역시 개방되어 피스톤이 연소 챔버(168) 밖으로 연소된 부산물을 배출할 수 있도록 한다.

체크 밸브(146) 및 교차 통로(144)의 교차 밸브(150)는 폐쇄되어 점화 가능한 연료의 이동을 방지하고 두 챔버들(166, 168) 사이의 연소 부산물을 소비한다. 따라서 배기 및 흡입 공정 중, 체크 밸브(146) 및 교차 밸브(150)는 압축 챔버(148)를 실링하여 이전 압축 및 파워 행정으로부터 그 내부에 트랩된 모든 가스의 압력을 실질적으로 유지시킨다.

도 7을 참조하면, 트랩된 질량의 부분 압축이 진행된다. 즉, 입력 밸브(152)는 폐쇄되어 압축 피스톤(116)이 그 상사점(TDC) 위치를 향하여 상승(화살표 140)하여 연료/공기 혼합물을 압축한다. 이와 동시에, 배기 밸브(154)는 개방되어 팽창 피스톤(114)이 상승하여(화살표 138) 소비된 연료 부산물을 배기한다.

도 8을 참조하면, 트랩된 질량(점선)은 더욱 압축되어 체크 밸브(146)를 통하여 교차 통로(144)로 진입하기 시작한다. 팽창 피스톤(114)은 그 상사점(TDC) 위치에 도달하고 팽창 행정으로 하강(화살표 138로 도시함)하기 시작하고 그 반면에 압축 피스톤(116)은 여전히 그 압축 행정(화살표 140)을 통하여 역시 상승한다. 이 시점에서, 체크 밸브(146)는 부분적으로 개방된다. 교차 유출 밸브(150), 흡입 밸브(152) 및 배기 밸브(154)는 모두 폐쇄되어 있다.

상사점에서 팽창 피스톤(114)은 피스톤(114)의 크라운(118)과 실린더(104)의 상부 사이의 이격 거리(178)를 포함한다. 이격 거리(178)는 종래 엔진(10)의 이격 거리(60)에 비교할 때 매우 적다. 도 3에서 도시된 바와 같이, 이는 종래 엔진의 이격이 의도하지 않은 압축 점화와 과도한 실린더 압력을 피하기 위하여 제한되기 때문이다. 게다가, 이격 거리(178)를 감소시켜 배기 부산물을 철저하게 제거하기 위함이다.

피스톤(114)이 상사점에 있을 때의 팽창 실린더 체적에 대한 피스톤(114)이 하사점에 있을 때의 팽창 실린더(예를 들면, 연소 챔버(168))의 체적비가 팽창비(Expansion Ratio)로 정의된다. 상기 팽창비는 일반적으로 종래의 엔진(10)의 하사점과 상사점 사이의 실린더 체적비보다 훨씬 크다. 후술하는 컴퓨터 연구에 의하여 나타난 바와 같이 바람직한 효율 레벨을 유지하기 위하여 팽창비는 약 120:1로 전형적으로 설정된다. 또한, 상기 팽창비는 약 20:1 이상인 것이 바람직하며, 보다 바람직하게는 약 40:1 이상인 것이 바람직하며, 가장 바람직하게는 상기 팽창비는 약 80:1 이상이 된다.

도 9를 참조하면, 트랩된 질량(점선 영역)의 연소의 시작이 설명되어 있다. 크랭크축(108)은 추가적으로 적절한 회수로 회전하여 팽창 피스톤(114)의 상사점 위치를 지나서 연소 위치에 도달한다. 이러한 위치에서, 스파크 플러그(170)가 점화되어 연소가 시작된다. 압축 피스톤(116)은 압축 행정을 막 마치고 그 상사점 위치에 도달하게 된다. 상기 회전 중, 압축 실린더(116) 내부에 있는 압축가스는 캠(162)이 교차 밸브(150)를 개방시키는 동안 체크 밸브(146)가 완전히 개방되도록 문턱 압력(threshold voltage)에 도달한다. 따라서, 파워 피스톤(114)이 하강하고 압축 피스톤(116)이 상승하는 동안, 실질적으로 같은 양의 압축가스가 압축 실린더(106)의 압축 챔버(166)로부터 팽창 실린더(104)의 연소 챔버(168)로 이동된다.

후술하는 컴퓨터 연구에 설명된 바와 같이, 교차 밸브(150)의 밸브 지속 시간, 예를 들면, 교차 밸브 개방(XVO)과 교차 밸브 폐쇄(XVC) 사이의 크랭크 각도 간격은 흡입 밸브(152)와 배기 밸브(154)의 밸브 지속 시간과 비교할 때 매우 작다.

상기 밸브들(152, 154)의 전형적인 밸브 지속 시간은 약 160도의 크랭크 각도(Crank Angle; CA)를 초과한다. 바람직한 효율 레벨을 유지하기 위하여 교차 밸브 지속 시간은 약 25도의 크랭크 각도(CA)를 유지하도록 세팅되는 것이 바람직하다. 더구나, 교차 밸브 지속 시간은 약 69도 이하의 크랭크 각도(CA) 이하임이 바람직하며, 더욱 바람직하게는 약 50도 이하의 크랭크 각도(CA) 이하이며, 가장 바람직하게는 약 35도 CA 이하의 크랭크 각도(CA)이다.

또한, 컴퓨터 연구에 의하면, 교차 밸브 지속 시간과 연소 지속 시간이 연소 지속 시간의 소정의 최초 비율 정도로 중첩될 경우, 연소 지속 시간은 실질적으로 감소하게 되어 트랩된 질량의 연소 분율(burn rate)이 실질적으로 증가하게 된다. 특히, 교차 밸브(150)는 교차 밸브의 폐쇄 전 총 연소 사건(연소의 0%부터 100% 까지)의 적어도 5% 정도로 바람직하게 개방되어야 하며, 보다 바람직하게는 총 연소 사건의 약 10% 정도, 가장 바람직하게는 약 15% 정도로 개방된다. 보다 상세하게는, 상술하는 바와 같이 교차 밸브(150)가 공기/연료 혼합물이 연소하는 동안 개방될 수 있는 시간이 길수록 연소 분율의 증가 및 효율 레벨이 향상될 수 있다. 상기 중첩의 제한에 관하여는 후술하기로 한다.

크랭크샤프트(108)의 회전에 따라 압축 피스톤(116)은 그 상사점 위치를 통과할 것이고 다른 흡입 공정을 시작하여 다른 사이클을 반복한다. 압축 실린더(116)가 표준 엔진(10)에 대하여 매우 작은 이격 거리(182)를 갖는다. 이것은 압축 실린더(106)의 압축 실린더(166)에 있는 가스 압력이 압축 챔버(148)에서의 압력에 도달할 때, 체크 밸브(146)는 개방되어 가스가 통과하기 때문에 가능한 것이다. 따라서 매우 작은 체적의 고압가스는 그 상사점에 도달했을 때 압축 피스톤(116)의 상부에 트랩된다.

피스톤(116)이 상사점에 있을 때의 압축 실린더 체적에 대한 피스톤(114)이 하사점에 있을 때의 압축 실린더(예를 들면, 압축 챔버(166))의 체적비가 압축비(Compression Ratio)로 정의된다. 상기 압축비는 일반적으로 종래의 엔진(10)의 하사점과 상사점 사이의 실린더 체적비보다 훨씬 크다. 후술하는 컴퓨터 연구에 의하여 나타난 바와 같이 바람직한 효율 레벨을 유지하기 위하여 압축비는 약 100:1 정도로 전형적으로 설정된다. 또한, 상기 압축비는 약 20:1 이상인 것이 바람직하며, 보다 바람직하게는 약 40:1 이상이며, 가장 바람직하게는 약 80:1 이상이다.

도 10을 참조하면, 트랩된 질량의 팽창 행정이 기술되어 있다. 공기/연료 혼합물이 연소될 경우, 가열된 공기는 팽창 피스톤(114)이 하강하도록 한다.

도 11을 참조하면, 트랩된 질량의 배기 행정이 기술되어 있다. 팽창 실린더가 하사점을 도달하여 다시 상승하기 시작하면, 연소 가스는 개방된 밸브(154)를 통하여 배기되어 다른 행정을 시작하게 된다.

IV. 컴퓨터 연구

1.0 결과 요약:

1.1 이점

컴퓨터 연구의 주요한 목적은 스플릿 사이클 엔진의 개념을 연구하고 성능 및 효율에 가장 큰 영향을 미치는 변수를 정하고 종래의 사행정 엔진과 비교하여 이론적인 이점, 장점, 단점을 정하는 것이었다.

컴퓨터 연구는 압축비(compression ratio), 팽창비(expansion ratio), 상사점 위상(예를 들면, 압축 및 팽창 피스톤 사이의 위상차(도 6의 172 참조)), 교차 밸브 지속 시간 및 연소 시간을 엔진의 성능 및 효율에 있어서 중요한 변수로 되었다. 특히 변수들은 다음과 같이 설정되었다.

◆ 압축비 및 팽창비는 20:1 이상으로 설정되고 100:1 및 120:1로 각 연구를 위하여 설정되었다.

◆ 위상각은 약 50도 이하로 설정되었고 각 연구를 위하여 20도 이하로 설정되었다.

◆ 교차 밸브 지속 시간은 약 69도 이하로 설정되었고, 각 연구를 위하여 25도 이하로 설정되었다.

또한, 교차 밸브 지속 시간 및 연소 지속 시간은 효율 레벨의 상승을 위하여 연소 사건의 소정 비율로 중첩되었다. 본 연구를 위하여 Computational Fluid Dynamics (CFD) 계산은 총 연소 사건의 약 5% 정도의 중첩이 현실적이며 더 큰 중첩은 35% 내로 형성할 수 있으며 본 연구에 있어서 모델화된 실시예의 불가능한 정도의 상한 35%를 형성한다.

변수들이 본 고안에 있어서 적용될 때, 스플릿 사이클 엔진은 제동 열효율(BTE) 및 산화질소 배출에 있어서 상당한 이점을 나타내었다. 표 9는 제동 열효율에 관한 컴퓨터 연구에 대한 결과를 요약하였고, 도 24는 종래의 엔진 모델과 스플릿 사이클 엔진 모델의 여러 가지 실시예에 대한 예상 산화질소 배출을 그래프 화 하였다.

1400rpm의 엔진 속도에서의 스플릿 사이클 엔진 개념을 위한 예상되는 이득은 종래의 사행정 엔진의 33.2 포인트의 제동 열효율과 비교할 때 약 0.7 내지 5.0 포인트 정도 이하의 범위이었다. 다시 말하면, 스플릿 사이클 엔진의 제동 열효율은 33.9 내지 38.2 포인트 사이로 계산되었다.

여기에서 사용되는 포인트(point)는 이론적으로 가능한 100 % 포인트로부터 절대값으로 계산되거나 측정된 값의 퍼센티지 제동 열효율(Percentage BTE)을 나타낸다. 여기에서 사용되는 퍼센티지(Percentage) 용어는 스플릿 사이클 엔진의 계산된 제동 열효율과 그 기준이 되는 종래 엔진 사이의 상대적인 비교값을 의미한다. 따라서 0.7 내지 약 5포인트의 범위로 제동 열효율에서의 증가는 종래의 사행정 엔진의 기준값 33.2로부터 제동 열효율에 있어서 약 2%(예를 들면, 0.7/33.2) 내지 15%(예를 들면, 5/33.2) 증가 범위를 나타낸다.

또한, 컴퓨터 연구에 따르면, 스플릿 사이클 엔진은 세라믹 팽창 피스톤과 엔진으로 만들어질 경우 제동 열효율은 2 포인트 정도의 증가하여 즉, 40.2 % 포인트의 제동 열효율로 증가하여 종래 엔진의 약 21% 증가를 나타낸다. 하지만, 세라믹 피스톤 및 실린더는 오랜 기간 사용할 경우 내구성에 문제를 가질 수 있다. 또한, 이와 같은 접근은 상기 물질의 사용으로부터 야기된 고온과 관련된 윤활 문제를 악화시킬 수 있다.

엄격한 배출가스에 대한 규제 및 증가된 효율을 원하는 고객의 요구에 따라 많은 엔진 제조업자들은 낮은 공기/연료비로 구동하면서 산화질소 배출을 감소시키기 위하여 노력하고 있다. 컴퓨터 연구에 있어서 수행된 CFD 연소 분석의 결과에 따르면 스플릿 사이클 엔진은 종래 엔진과의 낮은 공기/연료비에서 비교할 때 종래 엔진의 산화질소 배출 수준의 약 50 내지 80%로 감소될 수 있다.

산화질소 배출의 감소는 엔진의 효율뿐만 아니라 환경에 있어서 큰 영향을 미친다. 효율은 14.5 대 1의 공기/연료비로 구동할 때 SI 엔진의 경우 향상된다는 사실은 널리 알려져 있다. 하지만, 요구되는 배출 가스 레벨에 도달하기 위한 화학양적 배기량을 요구하는 삼원 촉매 변환 장치(Three Way catalytic Converter; TWC)에 대한 의존은 전형적으로 엔진 생산에 있어서 상기 옵션을 전형적으로 제외한다(화학양적 공기/연료비는 약 가솔린 연료의 경우 약 14.5이다). 스플릿 사이클 엔진의 스플릿 사이클 사이클에서의 낮은 산화질소 배출에 의하여 스플릿 사이클 사이클이 저질의 연료로 구동이 가능하고 종래 삼원 촉매 변환 장치와 비교할 때 수 포인트(예를 들면 약 3%) 정도도의 추가적인 효율 증가를 얻을 수 있다. 종래 엔진의 삼원 촉매 변환 장치는 약 95%의 산화질소 감소 레벨을 나타내어 스플릿 사이클 엔진은 현재의 삼원 촉매 변환 장치에 도달할 수 없으며, 그 응용 및 다른 후처리 기술의 이용에 따라 스플릿 사이클 엔진은 낮은 공기/연료비로 구동하면서 요구되는 산화질소 배출 레벨을 만족시킬 수 있다.

이 결과들은 실험적인 데이터와 연관되어 있지 않으며, 수치적인 모델로부터의 배출 예상은 연소 사건을 통하여 추적 종류의 트래킹에 크게 연관되어 있다. 본 결과들이 실제 실험 엔진으로 검증될 경우, 스플릿 사이클 엔진 개념의 큰 이점을 달성할 수 있을 것이다.

1.2 위험 및 제안된 해결책

본 컴퓨터 연구는 스플릿 사이클 엔진과 연관된 다음의 위험을 갖고 있다.

- ◆ 팽창 실린더에서의 유지되는 상승 온도는 윤활된 오일 유지에 관한 문제와 구성 요소들의 열 구조적인 문제를 야기할 수 있다.
- ◆ 높은 가속 로드에서 따른 교차 밸브와 함께 밸브 트레인의 내구성 문제
- ◆ 팽창 실린더에서의 밸브-피스톤간의 간섭
- ◆ 교차 통로로 유입되는 자동 점화 및/또는 연소 전파

하지만, 상기 위험의 리스트들은 수만 개의 가능한 해결책을 통하여 알려져 있다. 이용할 수 있는 가능한 기술 및 해결책의 예들이 하기와 같이 주어진다.

팽창 실린더에서 유지되는 고온을 취급하는 데에 있어서 실린더 벽을 위한 유일한 물질 및/또는 설계 기술이 이용된다. 또한, 낮은 온도 및/또는 다른 냉각제의 이용이 요구될 수 있다. 윤활제 문제도 역시 고온을 다루는 데 있어서 큰 관심 분야이다. 이런 문제들을 해결하기 위한 여러 가지 기술들은 극단적으로 높은 온도에서 사용되는 액체 윤활제(응용 합성물) 또는 고체 윤활제를 포함한다.

매우 빨리 반응하는 교차 밸브를 위한 밸브 트레인의 로드 제2 아이템을 처리하는 것은 밸브 당 다양한 기계적인 스프링을 갖는 기압 밸브 스프링 및/또는 낮은 관성, 티타늄 밸브와 같은 고속 경주용 엔진에 현재 사용되는 기술들을 포함할 수 있다. 또한, 디자인이 더욱더 복잡한 디자인으로 갈 경우, 밸브의 수는 다시 고려되어야 한다. 왜냐하면, 더 많은 수의 작은 밸브들이 더욱더 빠르게 이동하고 낮은 리플로우에서의 원활한 흐름을 위하여 더 큰 총 원주율을 제공한다.

상사점 근처에서의 피스톤과의 교차 챔버의 간섭에 관한 문제는 헤드에서 그 교차 챔버에 리세스를 형성하여 피스톤의 상부에서의 양각(relief) 또는 배기 밸브를 제공하여 밸브를 위한 공간을 제공하거나, 외부로 향하는 개구를 갖는 교차 밸브를 형성함으로써 해결될 수 있다.

가장 최근에 제기된 문제는 자동 점화 및/또는 교차 통로로 향하는 연소 전파 문제이다. 교차 통로에서의 자동 점화는 공기/연료 혼합물의 자체 점화로 나타나며, 이는 고온 및 고압에서의 상대적으로 높은 지속 시간동안 유지되는 공기/연소 혼합물의 존재로 인하여 사이클들 사이에서 혼합물이 교차 통로에 존재하기 때문이다. 이는 단지 공기만이 사이클 사이에 교차 통로에 존재하여 자동 점화를 방지하는 포트 연료 점화 방식을 이용하여 해결할 수 있다. 연료는 교차 밸브의 개방 시간에 대응하여 실린더로 직접 유입되거나 교차 통로의 출구 쪽에 연결되어 공급된다.

이러한 관점의 다른 문제, 즉 교차 통로로 유입된 연소 전파는 개발에 따라 더욱 최적화될 수 있다. 연소 사건의 작은 부분의 시간이, 예를 들면 약 5% 이하로 스플릿 사이클 엔진의 교차 밸브를 개방시키도록 합리적으로 설계될 수 있으나, 교차 밸브가 연소 사건동안 더 오랫동안 개방되어 있을수록, 본 엔진에서 달성할 수 있는 열효율에 대한 긍정적인 효과가 더 크질 수 있다. 하지만, 교차 밸브와 연소 사건 사이의 중첩을 증가시키는 방법은 교차 통로로의 연소 전파의 가능성을 증가시킨다. 따라서 교차 통로로의 연소 전파를 피하기 위하여 연소 타이밍, 스파크 플러그 위치, 교차 밸브의 중첩 및 피스톤의 운동과의 관계에 대한 연구로 집중되고 있다.

2.0 종래의 엔진 모델

사이클 시뮬레이션 모델은 두개 실린더의 종래 고안된 사행정 SI 엔진으로 고안되었으며, 일리노이즈주의 웨스트먼트(Westmount)에 소재한 가마 테크놀로지(주)(Gamma Technologies, Inc.)에 의해 생산된 지티-파워(GT-Power)로 불리는 상업적으로 이용 가능한 소프트웨어 패키지를 이용하여 분석하였다.

이 모델의 특성들은 대표적인 엔진 변수들을 이용하여 조절되어 자연적으로 보급되는 가솔린 SI 엔진들의 성능 및 효율을 창출할 수 있도록 하였다. 이 모델링에 대한 노력을 통하여 스플릿 사이클 엔진 개념의 비교에 대한 기준을 설정할 수 있었다.

2.1 지티-파워 개요

지티-파워는 엔진 시뮬레이션을 수행하기 위하여 산업계에서 일반적으로 이용되는 일차원 전산 유체 솔버(1-d computational fluids-solver)이다. 지티-파워는 정상 상태와 일시적인 엔진 시뮬레이션을 위하여 특히 고안되었다. 모든 형태의 내부 연소 엔진들에 적용할 수 있으며, 유저들에게 여러 가지 메뉴를 기초로 한 목적을 제공하여 내부 연소 엔진들에 채택될 수 있는 매우 다양한 요소들을 모델화할 수 있도록 하였다. 도 12a는 두 개의 실린더를 갖는 종래 엔진 모델을 위한 지티-파워 그래픽 유저 인터페이스(Graphic User Interface; GUI)를 나타낸다.

도 12a 및 도 12b를 참조하면, 흡입 공기는 211 및 212의 교차점으로 표시된 공기 소스로부터 흡입 다기관으로 흐른다. 여기서부터 흡입 공기는 흡입 포트들(214 내지 217)로 들어가서, 여기서 연료는 주입되어 공기 흐름과 혼합되게 된다. 사이클의 적절한 타임에서 흡입 밸브(vix-y)는 개방되고 각각의 실린더들(cyl1 및 cyl2)에서의 피스톤들은 하강 행정(흡입 행정)을 수행하게 된다. 공기 및 연료의 혼합물은 흡입 행정 동안 실린더 내부로 유입되고, 이후 흡입 밸브는 폐쇄된다(cyl1 및 cyl2는 이 시점에서 반드시 필요한 것은 아니다. 즉, 실린더들은 서로 완전히 다른 시점에서 흡입 공정을 수행하게 된다). 흡입 행정 후, 피스톤은 상승하여 혼합물을 고온 고압으로 압축한다. 압축 행정이 종료될 즈음에 스파크 플러그는 충전되어 공기/연료 혼합물을 연소시키기 시작한다. 따라서 혼합물의 온도 및 압력을 상승시키고 팽창 또는 파워 행정을

통하여 피스톤을 아래로 밀어낸다. 팽창 행정이 종료시점에서 배기 밸브는 개방되고 피스톤은 상승하기 시작하여 실린더로부터 배기를 배기 포트들(229-232)로 밀어내게 된다. 배기 포트들로부터 배기가스는 배기 다기관(manifold)으로 전달되어 그곳에서부터 공기로 나타낸 최종 외부 환경으로 배기된다.

2.2 종래 엔진 모델의 설계

엔진의 특성은 전형적인 가솔린 SI 엔진을 대표하는 것으로 선택되었다. 엔진 변위는 자동차에 적용되는 내부 4개의 실린더 $202\text{in}^3(3.3\text{L})$ 의 두개의 실린더(two cylinder) 버전과 유사하였다. 압축비는 8:1로 조절되었다. 화학양적으로 가솔린의 공기/연료비(모든 연료를 과도한 공기 없이 완전히 산화물로 전환시키기 위하여 요구되는 공기/연료의 비로 정의됨)는 약 14.5:1 정도이다. 선택된 18:1의 공기/연료비는 저질 연료의 구동을 초래한다. 전형적인 자동차 가솔린 SI 엔진은 화학양적으로 조건의 전체 부하(full load)로 또는 조금 많은 상태에서 구동된다. 그러나 린 구동(lean operation)은 증가된 열효율을 초래한다.

전형적인 가솔린 SI 엔진은 화학량적 조건에서 구동한다. 이는 삼원 촉매 변환 장치의 적절한 구동을 위하여 요구되기 때문이다. 삼원 촉매 변환 장치(TWC)는 HC 및 CO를 H_2O 및 CO_2 로의 산화 및 NO_x 의 N_2 및 O_2 로의 환원을 가능하게 할 수 있는 능력을 가지기 때문에 그렇게 명명되었다. 상기 삼원 촉매 변환 장치는 매우 효과적이며 유입되는 오염 기류의 약 90%를 환원시킬 수 있으나, 화학량적인 구동을 위하여 가까운 부작을 필요로 한다. SI 엔진의 효율은 리닝(leaning)으로 구동함으로써 개선될 수 있으나, 요구되는 배출 레벨에 도달하기 위한 삼원 촉매 변환 장치에 대한 의존은 엔진 생산의 이윤선을 전형적으로 제거함은 일반적으로 알려져 있다.

린 구동의 경우, 산화 촉매는 HC 및 CO를 산화시키기 위하여 용이하게 이용될 수 있으나, NO_x 의 환원은 상기 조건에 있어서 큰 문제가 될 수 있다. 디젤 엔진에 있어서 연구는 저질 산화질소(NO_x)의 트랩의 적용 및 NO_x 의 촉매를 포함한다. 이 점에서 낮은 환원 효율 및/또는 정기적인 재생의 필요 등과 같은 다른 약점을 가지나, 현재 상당한 연구가 집중적으로 이루어지고 있다.

전술한 모든 경우에, 컴퓨터 연구의 가장 주요한 중점은 상대적으로 높은 효율과 성능이다. 스플릿 사이클 엔진 및 종래의 엔진을 약 18:1의 공기/연료비로 가동할 경우의 비교 결과가 제공된다. 이들 엔진들은 대신에 화학량적 조건 하에서 구동될 수 있으며 따라서 삼원 촉매 변환 장치가 가동되고 이들 모두가 유사한 성능 문제를 일으킬 수 있으며, 이 연구의 상대적인 결과는 여전히 유지된다. 종래 엔진의 변수들은 표1에 표시되어 있다.

[표 1] 종래 엔진의 변수들

변수들	값
내경(bore)	4.0 in (101.6 mm)
스트로크(stroke)	4.0 in (101.6 mm)
연결봉 길이(Connection Rod Length)	9.6 in (243.8 mm)
크랭크 스로(Crank Throw)	2.0 in (50.8 mm)
변위 체적(Displacement Volume)	50.265 in^3 (0.824L)
이격 체적(clearance Volume)	7.180 in^3 (0.118L)
압축비(Compression Ratio)	8.0:1
엔진 속도(Engine speed)	1400 rpm
공기/연료 비(Air/Fuel Ratio)	18:1

초기에, 엔진 속도는 1,400rpm으로 설정되었다. 이와 같은 속도는 변수 스위프(parametric sweep)의 프로젝터를 통하여 이용되었다. 하지만 모델 설계의 여러 단계에 있어서, 속도 스위프는 1400rpm, 1800rpm, 2400rpm 및 3000rpm에서 수행되었다.

피스톤의 상부에서부터 실린더 헤드까지의 이격 거리는 초기에 0.04 인치(1 mm)로 설정되도록 추천되었다. 7.180in^3 (0.118L)의 체적 및 상기 조건을 만족하기 위하여 이격 체적은 자동차 SI 엔진의 경우에는 흔하지 않은 보울 인 피스톤(bowl in piston) 연소 챔버를 요구한다. 보다 흔하게는, 자동차 SI 엔진은 펜트 지붕의 연소 챔버를 특징으로 한다. SwRI

는 플랫 탑 피스톤 및 실린더 헤드를 채용하여 지티-파워 모델을 단순화시키고 있다. 그 결과 0.571 인치(14.3mm)의 이격 거리를 가져 이격 체적에 대한 요구를 충족한다. 큰 피스톤과 헤드 간의 이격거리를 가지면서 제동 열효율의 0.6 포인트 정도의 불이익이 있다.

상기 모델은 2개의 1.26 인치(32mm) 직경의 흡입 밸브 및 2개의 1.102 인치(28mm) 직경의 배기 밸브를 가졌다. 상기 흡입 및 배기 포트들은 직선 단면의 파이프 형상을 갖도록 하여 밸브에서의 모든 유동의 손실이 계산될 수 있도록 하였다. 최대 점에서의 유동 계수는 흡입 및 배기를 위하여 약 0.57 정도였다. 이는 대표적인 엔진 실린더 헤드로부터의 실제적인 유량 테스트 결과로부터 도출되었다.

유동 계수는 엔진의 흡입 및 배기 포트의 유동 성능을 예측하기 위하여 이용된다. 1.0 값은 유동 손실 없는 완벽한 포트를 나타낸다. 실질적인 엔지 포트들의 전형적인 최대값은 약 0.5 내지 0.6 범위 내이다.

흡입 및 배기 다공관은 2.0 인치(50.8mm)의 직경 파이프를 갖고 유동 손실이 없도록 형성되었다. 포커스는 넓게 개방된 조절판(throttle) 또는 완전 로드에서 맞추어져 있으므로 유입 시스템에서는 장착된 조절판이 없다. 연료는 다중 포트 연료 주입을 통하여 전달된다.

밸브 값들은 엔진으로부터 발생하여 속도 범위(1400, 1800, 2400 및 3000 rpm), 특히 체적 효율에 맞추어서 실제적인 성능을 발휘할 수 있도록 조절된다. 표 2는 종래 엔진의 경우 밸브 값들을 나타낸다.

[표 2]종래 엔진의 흡입 및 연소 변수들

변수	값	비고
흡입 밸브 개방(IVO)	28° BTDC-흡입	332° ATDC-연소
흡입 밸브 폐쇄(IVC)	17° ABCD	557° ATDC-연소
피크 흡입 밸브 상승	0.412 인치(10.47 mm)	
배기 밸브 개방(EVO)	53° BBCD	127° ATDC-연소
배기 밸브 폐쇄(EVC)	37° -흡입	397° ATDC-연소
피크 배기 밸브 상승	0.362 인치(9.18mm)	
50% 번 포인트(burn point)	10° ATDC-연소	10° ATDC-연소
연소 지속 시간(10-90%)	24° 크랭크 각도(CA)	

연소 공정은 실험상의 위베 열 방출(Wiebe heat release)을 이용하였으며, 여기서 50% 번 포인트 및 10 내지 90%의 연소 지속 시간이 사용자의 입력을 통하여 고정되었다. 50% 번 포인트는 연소 사건을 조절하는 가장 직접적인 수단을 제공하며, 이는 여기서 스파크 시간 및 연소 지연을 추적할 필요는 없기 때문이다. 10 내지 90% 정도의 연소 지속 시간은 차이를 연소시키기 위한 크랭크 각도 간격이며, 연소 사건의 지속 시간을 정의하는 가장 일반적인 용어이다. 위베 연소 모델의 출력은 실제적인 동시적인 열 방출 곡선을 나타내며, 이는 크랭크 각도의 함수로서 실린더 압력을 계산하는 데 이용된다.

위베 함수는 실험적인 열 방출 보정을 위한 산업계의 표준이며, 이는, 전형적인 열방출 프로파일의 이전 기록에 있어서 기초가 되었다. 따라서 유저의 입력 항을 기준으로 합리적인 열 방출 프로파일을 제공하도록 용이하게 조절될 수 있는 함수를 제공한다.

도 13은 몇 가지 중요한 변수를 기술하면서 전형적인 위베 열 방출 곡선을 나타낸다. 도시된 바와 같이, 열 방출 프로파일 (10% 이하 또는 90% 이상)의 꼬리 부분은 상당히 길다. 하지만, 방출된 열의 양은 작으므로 성능에 큰 영향을 미치지 않는다. 동시에, 0% 및 100% 버닝선(burn line)의 점근선의 접근 때문에 실제의 시종을 정하기는 매우 어렵다. 이는 실험 결과에 대하여 특히 부응한다. 여기서 열 방출 곡선은 측정된 실린더 압력 곡선 및 다른 변수를 기초로 하여 측정된 프로파일이다. 따라서 10% 및 90%의 번 포인트는 열 방출 커브의 명목상의 종점을 나타낸다. 위베 보정에 있어서, 사용자는 10% 내지 90%의 번(burn) 기간(즉, 10% 내지 90% 지속 기간)을 특정하며 열 방출의 결과적인 효율을 제어하게 된다. 유저는 엔진 사이클에 대한 열 방출 곡선의 조절을 위한 고정 장치로서 프로파일의 다른 포인트의 크랭크 각도 위치, 전형적으로 10% 또는 50% 포인트를 특정할 수 있다.

지티 파워에서의 벽 온도 솔버는 종래 엔진의 피스톤, 실린더 헤드 및 실린더 라이너 벽의 온도를 예측할 수 있다. 지티 파워는 유체로부터 각 통로 도는 구성 요소(실린더 포함)의 벽을 지나는 열 통과율을 연속적으로 측정한다. 이를 위한 측정은 벽 온도를 경계 조건으로 갖는다. 상기 측정은 고정된 입력으로서 제공되거나, 벽 온도 솔버는 다른 입력으로부터 열 통과

율을 측정하기 위하여 사용될 수 있다. 후자의 경우에 있어서, 벽의 두께 및 물질은 벽 전도도를 결정할 수 있도록 특정된다. 또한, 벽의 후 측벽이 노출될 수 있도록 유체 온도가 대류 열통과 계수와 함께 제공된다. 상기와 같은 입력으로부터 프로그램은 다른 것들 중에서 유체의 온도와 속도에 관한 함수로서 벽 온도 프로파일을 풀 수 있다. 본 작업에 따른 접근에서 벽 온도 솔버는 실린더 구성물의 현실적인 온도를 측정하고 이 온도는 구동적인 고정된 온도로서 이들 구성물에 할당된다.

실린더 헤드 냉각제는 200°F(366 K)에서 3000 W/m²-K의 열전달 계수를 갖도록 제공된다. 피스톤의 외 측벽은 250°F(394 K)에서 5 W/m²-K의 열전달 계수를 갖도록 하는 오일에 의하여 냉각된다. 실린더 벽은 200°F(366 K)에서 500 W/m²-K의 열전달 계수를 갖는 냉각제 및 250°F(394 K)에서 1000 W/m²-K의 열전달 계수를 갖는 오일에 의하여 냉각된다. 상기 경계 조건들이 상기 모델에 적용되어 실린더 내부의 구성물의 표면 온도를 예상할 수 있도록 한다. 예상된 온도들은 속도 범위 내에서 평균화 되어 시뮬레이션에서의 고정된 벽 온도로서 적용된다. 피스톤의 고정된 표면 온도 464°F(513 K), 실린더 헤드의 고정된 표면 온도 448°F(504 K), 라이너의 고정된 표면 온도 392°F(473 K)가 사용되어 연소 가스와 연구를 위한 실린더 내부 구성 사이의 열전달을 모델링한다.

엔진 마찰은 실린더 압력과 평균 피스톤 속도를 전체 엔진 마찰과 연관시키는 실험을 근거로 한 실험적인 관계인 첸-플라인(Chen-Flynn) 보정식을 이용하여 지티 파워 내에서 특화될 수 있다. 첸-플라인 보정식에 이용되는 계수들은 속도 범위를 통하여 실질적인 마찰 값을 도출하도록 조절된다.

2.3 종래 엔진의 결과의 요약

표 3은 두개 실린더의 종래 사행정 엔진 모델을 위한 성능 결과를 요약하였다. 이 결과들은 표시 토크, 표시 파워, 표시 평균 유효 압력(IMEP), 표시 열효율(ITE), 펌핑 평균 유효 압력(PMEP), 마찰 평균 유효 압력(FMEP), 제동 토크, 제동 파워, 제동 평균 유효 압력(BMEP), 제동 열효율(BTE), 체적 효율 및 피크 실린더 압력을 표시하였다. 참고로, 평균 유효 압력은 사이클 당 이격된 볼륨에 의하여 나누어진 사이클 당 일로 정의된다.

[표 3] 예상되는 종래 엔진의 성능 요약(잉글리쉬 유닛)

변수	1400rpm	1800rpm	2400rpm	300rpm
표시 토크(ft-lb)	90.6	92.4	93.4	90.7
표시 파워(hp)	24.2	31.7	42.7	51.8
순수 표시 평균 유효 압력(psi)	135.9	138.5	140.1	136.1
표시 열효율(%)	37.5	37.9	38.2	38.0
펌핑 평균 유효 압력(psi)	-0.6	-1.2	-2.4	-4.0
마찰 평균 유효 압력(psi)	15.5	17.5	20.5	23.5
제동 토크(ft-lb)	80.3	80.7	79.7	75.1
제동 파워(hp)	21.4	27.7	36.4	42.9
제동 평균 유효 압력(psi)	120.4	121.0	119.6	112.6
제동 열효율(%)	33.2	33.1	32.6	31.5
체적 효율(%)	88.4	89.0	89.5	87.2
피크 실린더 압력(psi)	595	600	605	592

예상되는 종래 엔진 성능의 요약(SI 유닛)

변수	1400rpm	1800rpm	2400rpm	300rpm
표시 토크(N-m)	122.9	125.2	126.7	123.0
표시 파워(kW)	18.0	23.6	31.8	38.6
순수 표시 평균 유효 압력(bar)	9.4	9.6	9.7	9.4
표시 열효율(%)	37.5	37.9	38.2	38.0
펌핑 평균 유효 압력(bar)	-0.04	-0.08	-0.17	-0.28
마찰 평균 유효 압력(bar)	1.07	1.21	1.42	1.62
제동 토크(N-m)	108.9	109.4	108.1	101.8
제동 파워(kW)	16.0	20.6	27.2	32.0
제동 평균 유효 압력(bar)	8.3	8.3	8.2	7.8
제동 열효율(%)	33.2	33.1	32.6	31.5

체적 효율(%)	88.4	89.0	89.5	87.2
피크 실린더 압력(bar)	41	41.4	41.74	40.8

도 14를 참조하면, 성능은 속도 범위에 걸쳐 제동 토크, 제동 파워, 제동 평균 유효 압력(BMEP), 체적 효율, 마찰 평균 유효 압력(FMEP) 및 제동 열효율을 도시하고 있다. 밸브 이벤트는 현존하는 엔진으로부터 측정된 리프트 프로파일을 이용하여 초기에 설정되어 있었다. 흡입 및 배기 밸브의 타이밍 및 지속 시간은 속도 범위에 걸쳐 대표적인 체적 효율값을 갖도록 조절되었다. 도 14에 도시된 바와 같이, 체적 효율은 속도 범위에 걸쳐 약 90% 정도이나, 약 3000rpm에서 조금 줄어들기 시작한다. 유사하게 제동 토크는 속도 범위에 걸쳐 거의 일정하나 약 3000rpm에서 하강한다. 토크 곡선의 형상은 거의 선형 파워 곡선을 초래한다. 전 속도 범위에 걸쳐 제동 열효율의 경향은 거의 일정하다. 약 1400rpm에서의 최대 약 33.2%에서부터 약 3000rpm에서의 최소 31.5%까지의 1.7 포인트의 열효율의 범위가 있다.

3.0 스플릿 사이클 엔진 모델(split cycle engine model)

스플릿 사이클 개념의 모델은 스쿠데리 그룹(Scuderi Group, LLC)에 의하여 제공된 엔진 변수를 기초로 하여 지티 파워에서 창안되었다. 압축 및 팽창 실린더들의 기하학적 변수들은 상호 유일하며 종래 엔진과 비교할 때 매우 다르다. 종래 엔진과의 비교의 효율은 흡입차지의 트랩된 질량을 조절함으로써 유지되었다. 즉, 스플릿 사이클 엔진은 종래 엔진의 경우와 마찬가지로 흡입 밸브의 폐쇄 후 압축 실린더에 트랩된 동일한 질량을 갖도록 형성된다. 이것이 비교의 기준이 된다. 전형적으로 동일한 변위 체적은 양 엔진에 대한 공평한 비교를 위하여 이용된다. 그러나 스플릿 사이클 엔진의 변위를 정의하는 것이 매우 어렵다. 따라서 동일한 트랩 질량이 기본적으로 이용된다.

3.1 초기 스플릿 모델

여러 가지 변형들이 스플릿 사이클 엔진 모델에 이용된다. 몇 가지 가장 중요한 변수들은 상사점 페이징(TDC Phasing), 압축비 및 팽창비 등이다. 변형된 엔진 변수들은 표 4 및 표 5에 요약되어 있다.

[표 4] 스플릿 사이클 엔진 변수(압축 실린더)

변수들	값
내경(bore)	4.410in (112.0mm)
스트로크(stroke)	4.023in (102.2mm)
연결봉 길이(Connection Rod Length)	9.6in (243.8mm)
크랭크 스로(Crank Throw)	2.011in (51.1mm)
변위 체적(Displacement Volume)	61.447in ³ (1.007L)
이격 체적(clearance Volume)	0.621in ³ (0.010L)
압축비(Compression Ratio)	100:1
실린더 오프셋(cylinder offset)	1.00in(25.4mm)
상사점 페이징	25° CA
엔진 속도(Engine speed)	1400rpm
공기/연료 비(Air/Fuel Ratio)	18:1

[표 5] 슬릿 엔진 변수(팽창 실린더)

변수들	값
내경(bore)	4.000in (101.6mm)
스트로크(stroke)	5.557in (141.1mm)
연결봉 길이(Connection Rod Length)	9.25in (235.0mm)
크랭크 스로(Crank Throw)	2.75in (70.0mm)
변위 체적(Displacement Volume)	69.831in ³ (1.144L)
이격 체적(clearance Volume)	0.587in ³ (0.010L)
팽창 비(Expansion Ratio)	120:1
실린더 오프셋(cylinder offset)	1.15in (29.2mm)

도 15a 및 도 15b를 참조하면, 스플릿 사이클 엔진 모델을 위한 지터-파워 그래픽 유저 인터페이스(GUI)가 도시되어 있다. 유입 공기는 공기 소스로부터 intk-bypass 관 및 intk-splitter의 결합으로 나타나는 흡입 다공관으로 유입된다. 여기서부터, 흡입 공기는 흡입 포트들(intport 1, intport 2)로 유입된다. 여기서, 연료가 주입되어 공기와 혼합된다. 사이클의 적절한 때에, 흡입 밸브(vil-y)는 개방되고, 실린더(comp) 내에서 피스톤은 하방으로 이동된다.(흡입 행정) 공기 및 연료 혼합물은 흡입 행정 동안 흡입 밸브가 개방된 후 실린더 내부로 유입된다. 흡입 행정 후, 피스톤은 상승하여 혼합물을 고압 및 고온으로 압축한다. 압축 행정이 거의 종료될 때, 압력은 체크 밸브(check)를 개방할 정도로 충분해지고 공기/압력 혼합물을 교차 통로 내부로 밀어 넣는다. 이와 동시에 파워 실린더는 배기 행정을 막 종료하여 상사점을 지나게 된다. 거의 이 시점에서 교차 밸브(cross valve)를 개방하여 공기를 교차 통로 및 압축 실린더(comp)로부터 통과시킨다. 여기서, 피스톤은 상사점에 도달한다. 압축 실린더의 피스톤의 상사점(위상각 오프셋에 의한 파워 실린더의 피스톤의 상사점 후)에 도달할 때, 교차 밸브는 폐쇄되고 스파크 플러그는 파워 실린더 내에서 충전된다. 혼합물이 연소되어, 혼합물의 온도 및 압력을 증가시키고 팽창 또는 파워 행정을 통하여 파워 피스톤을 하방으로 이동시킨다. 팽창 행정의 종료 시점에서 배기 밸브는 개방되고 피스톤은 상승하기 시작하여 배기가스를 배기 밸브(ve1, ve2)를 통하여 실린더 밖으로 배출한다. 흡입 및 파워 행정을 포함하여 압축 및 배기 행정은 거의 동시에 발생하나 서로 다른 실린더에서 발생한다. 배기 포트를 통하여 배기가스는 배기 다기관(exh-jcn)으로 유입되고 여기서부터 대기로 표현되는 외부(exhaust)로 배출되다.

모델의 배열은 종래 엔진 모델과 매우 유사하다. 복수의 포트 연료 주입기를 포함하여 흡입 배치 포트들 및 밸브들은 종래의 엔진 모델로부터 직접적으로 채용되었다. 교차 통로는 입구에 하나의 체크 밸브 및 출구에 포켓 밸브를 갖는 곡선의 일정한 지름의 파이프로서 고안되었다. 초기 고안에서, 교차 통로는 1.024 인치(26.0mm)의 지름과 출구에 4개의 0.512 인치(13.0mm)를 갖는다. 팽창 실린더를 채우는 포켓 밸브는 교차 밸브로 정의되어 졌다.

비록 교차 밸브가 체크 밸브 유입구 및 포켓 밸브 유출구를 갖는 곡선의 일정 지름의 파이프로서 구체화되었지만, 해당분야에서 통상의 지식을 가진 자라면 다른 구조들도 본 발명의 범위 내에 있음을 인식할 것이다. 예를 들면, 교차 밸브는 연료 주입 시스템을 포함하거나, 유입 밸브는 체크 밸브보다는 포켓 밸브일 수 있다. 게다가 알려진 여러 가지밸브 타이밍 시스템이 교차 밸브 또는 유입 밸브 교차 통로로 이용될 수 있다.

도 16을 참조하면, 스플릿 사이클 엔진 모델은 MSC.ADAMS[®]의 역학 분석 소프트웨어 패키지를 이용하여 고안되어 피스톤 운동 프로파일을 정하고 메카니즘의 애니메이션을 만든다. 캘리포니아의 산타 아나 소재의 엠에시. 소프트웨어 주식회사(MSC. Software Corporation) 소유의 MSC.ADAMS[®] 소프트웨어는 엔진 산업에서 가장 널리 사용되는 운동 시뮬레이션 소프트웨어 패키지 중의 하나이다. 이는 일반적으로 운동 부재와 관련된 힘과 회전을 계산하기 위하여 사용된다. 하나의 응용은 엔진 시스템에서의 운동, 속도 및 관성 힘과 회전을 생성한다. 도 16은 MSC.ADAMS[®] 모델의 개략적인 도면이다.

스플릿 사이클 엔진 모델이 양의 일을 만들면, 다른 여러 가지 고안이 만들어 졌다. 흡입 밸브 개방(IVO) 및 배기 밸브 폐쇄의 타이밍은 조절되어 밸브와 위치 관계에 있어서 밸브 타이밍과 이결 볼륨 사이의 가장 최적의 상쇄를 찾을 수 있다.

상기 과정들은 초기 스플릿 모델링을 설정하는 동안 탐지되어 최적의 흡입 밸브 개방 및 배기 밸브 폐쇄의 타이밍이 설정되었다. 흡입 밸브 개방은 조금 지연되어 교차 통로를 채운 후, 압축 피스톤이 잔류하는 높은 고압가스로부터 일정한 팽창력을 받을 수 있도록 한다. 이는 향상된 공기 흡입을 위하여 감소된 이격 볼륨과 초기 흡입 밸브 개방 사이의 상쇄를 제외시킨다. 엔진은 공기를 잘 흡입하고, 이전의 흡입 밸브 개방은 피스톤이 팽창일의 일부를 회복할 수 있도록 한다.

배기 밸브 폐쇄가 진행되어 교차 밸브 개방(XVO) 이전에 약간의 압력 향상을 일으킨다. 이는, 교차 챔버로부터 큰 체적의 저압 저장소로의 고압가스의 펌핑에서의 비가역적인 손실을 감소시키는 데 도움이 된다.

위배 연소 모델은 스플릿 사이클 엔진의 열 방출을 계산하기 위하여 이용되었다. 표 6은 압축 피스톤의 상사점을 참고로 하는 흡입 밸브 이벤트를 제외하고 팽창 피스톤의 상사점을 참조로 하여 밸브 이벤트 및 연소 변수들을 요약하였다.

[표 6] 스플릿 사이클 엔진의 흡입 및 연소 변수들

변수	값	파워 실린더의 상사점에 참조
흡입 밸브 개방(IVO)	17° ATDC(압축)	42° ATDC
흡입 밸브 폐쇄(IVC)	174° BTDC(압축)	211° ATDC
피크 흡입 밸브 상승	0.412인치(10.47mm)	

배기 밸브 개방(EVO)	134° ATDC(파워)	134° ATDC
배기 밸브 폐쇄(EVC)	2° BTDC(파워)	358° ATDC
피크 배기 밸브 상승	0.362인치(9.18mm)	
교차 밸브 개방(XVO)	5° BTDC(파워)	355° ATDC
교차 밸브 폐쇄(XVC)	25° ATDC(파워)	25° ATDC
피크 배기 밸브 상승	0.089인치(2.27mm)	
50% 번 포인트(burn point)	37° ATDC(파워)	37° ATDC
연소 지속 시간(10-90%)	24° 크랭크 각도(CA)	

또한, 도 17은 스플릿 사이클 엔진의 압축 피스톤 및 팽창 피스톤의 위치들 및 밸브 이벤트의 그래프이다.

제1 단계중의 어느 하나는 교차 밸브 및 파워 실린더 피스톤 사이의 이격을 체크한다. 압축 실린더 피스톤이 상사점에 있고 피스톤-헤드의 이격은 0.040 인치(1.0mm)일 때 교차 밸브는 개방된다. 밸브-헤드의 접촉을 표시하는 인터페이스가 있다. 교차 밸브의 폐이징을 조절함으로써 상기 문제를 해결하려는 여러 가지 시도가 있었다. 하지만 속도 범위를 걸쳐 표시 열효율(ITE)에서 1 내지 2 포인트 정도의 손실이 초래하였다. 상채는 논의되었고 높은 표시 열효율 값을 유지하는 인터페이스를 감소시키고 이전 폐이징으로 돌아가도록 하는 것이 양호하다는 것이 결정되었다. 고려된 가능한 해결책은 실린더 헤드의 밸브를 리세스 하거나, 피스톤 크라운에서의 밸브 양각 처리하거나, 외부로 향하도록 밸브를 개방하는 것을 포함한다.

이후, 밸브들이 교차 통로의 출구의 단면적에 적합하도록 하면서 교차 밸브의 수는 4개에서 2개로 감소하였다. 1.024인치(26mm)의 직경의 교차 통로 유출구를 위하여 4개의 0.512인치(13.0mm)와 비교하여 2개의 0.724인치(18.4mm)가 되었다. 상기 변화는 교차 밸브의 메커니즘을 단순화시키고 팽창 사이드 실린더 헤드를 두개의 흡입 밸브를 갖는 전형적인 실린더 헤드와 더욱 유사하게 한다.

지티 파워에서의 벽 온도 솔버는 종래 및 스플릿 사이클 엔진의 피스톤, 실린더 헤드 및 실린더 라인의 벽 온도를 예상할 수 있게 사용되었다.

원래, 알루미늄 피스톤은 종래 및 스플릿 사이클 엔진의 경우 모두에 사용될 것으로 추측되었다. 종래 엔진 및 스플릿 압축 실린더 피스톤의 예상되는 피스톤 온도는 일반적인 한도 내에 있었으나, 스플릿 파워 실린더 피스톤은 한도를 넘는 약 266°F(130°C)이었다. 이런 문제를 해결하기 위하여 파워 실린더 피스톤은 일체형의 스틸로 오일에 의하여 냉각되는 피스톤으로 변경되었다. 이에 따라, 평균 온도는 스틸-크라운 피스톤의 한도 내에 있도록 하였다. 스플릿 파워 실린더의 평균 실린더 벽 온도는 종래 엔진보다 높은 약 140°F(60°C)이었다. 이에 따라, 윤활 오일 유지 내에서의 문제가 야기되었다. 벽 온도는 전 속도 범위를 따라 계산되었으며 평균화 되어 모든 연구를 위하여 고정된 벽 온도로서 적용되었다. 팽창 실린더 구성물의 고정된 표면 온도는 피스톤을 위한 860°F(733K), 실린더 헤드를 위한 629°F(605K), 라이너를 위한 314°F(430K)였다.

표 7은 초기 스플릿 사이클 엔진 모델의 성능 결과를 나타낸다. 그 결과는 표시 토크, 표시 파워, 표시 평균 유효 압력(IMEP), 표시 열효율(ITE) 및 피크 실린더 압력으로 분류된다.

[표 7] 예상되는 엔진 성능의 요약(잉글리쉬 유닛)

변수	1400rpm	1800rpm	2400rpm	3000rpm
표시 토크(ft-lb)	92.9	91.9	88.1	80.8
표시 파워(hp)	24.8	31.5	40.3	46.2
순수 표시 평균 유효 압력(psi)	53.8	53.2	51.0	46.8
표시 열효율(%)	36.1	35.8	34.6	33.0
피크 실린더 압력/압축 실린더(psi)	630	656	730	807
피크 실린더 압력/팽창 실린더(psi)	592	603	623	630

예상되는 엔진 성능의 요약(SI 유닛)

변수	1400rpm	1800rpm	2400rpm	3000rpm
표시 토크(N-m)	126.0	124.6	119.4	109.6

표시 파워(kW)	18.5	23.5	30.0	34.4
순수 표시 평균 유효 압력(bar)	3.71	3.67	3.52	3.23
표시 열효율(%)	36.1	35.8	34.6	33.0
피크 실린더 압력/압축 실린더(bar)	43.4	45.2	50.3	55.6
피크 실린더 압력/팽창 실린더(bar)	40.9	41.6	43.0	43.5

도 18은 속도 범위에 걸쳐 표시 토크, 표시 파워 및 새로운 표시 평균 유효 압력을 나타낸다. 표시 토크 및 순수 표시 유효 압력(IMEP)은 1400rpm 및 1800rpm에서 일정하나, 더 높은 속도에서는 하강한다. 파워 곡선은 다수 선형적이다. 대부분은 1400rpm 동작 포인트의 조절에 집중되므로 고속 엔진 구동을 최적화하는데 더 많은 노력이 필요하지 않다.

3.2 변수 스위프

변수 스위프는 표시 열효율에 다음의 중요한 변수들의 영향을 결정하기 위해 수행된다.

- ◆ 교차 통로 직경
- ◆ 교차 밸브 직경
- ◆ 상사점 페이징
- ◆ 교차 밸브 타이밍, 지속 시간 및 상승
- ◆ 10 내지 90% 변 지속 시간
- ◆ 내경/행정 비(bore to stroke ratio)(일정 범위)
- ◆ 팽창 실린더 팽창비
- ◆ 교차 통로에서의 열전달
- ◆ 팽창 실린더의 실린더 내부 열전달

모든 변수 스위프를 실행하기 이하여, 수차레의 구동이 1400 rpm 엔진 속도 조건에서 행하여져 가장 적절한 구조를 결정하였다. 구조가 결정되었다면, 구동이 속도 범위를 걸쳐 행하여 졌다. 그 결과가 초기 스플릿 사이클 엔진 모델 또는 이전의 최적의 경우와 비교하여 표시 열효율(ITE)에서의 이득 및 손실 측면에서 기술되었다.

3.2.1 교차 통로 직경

교차 통로 직경은 0.59인치(15.0mm)에서부터 1.97인치(50.0mm)까지 변동되었다. 각각의 단계에서, 교차 밸브의 직경은 변경되어 두개의 밸브 면적은 교차 통로 유출구의 면적과 일치하도록 하였다. 교차 통로의 가장 적합한 구조는 2개의 0.83인치(21.2mm)의 교차 밸브를 갖고 1.18인치(30mm) 직경의 유입구 및 유출구를 갖는 것이었다. 상기 유입구는 가장 실질적인 시상수를 갖는 체크 밸브를 갖도록 모델화되었다. 교차 통로 직경의 최적화를 통한 속도 범위에 걸쳐 열효율에 있어서 이득은 최소였다(0.3 포인트 이하의 표시 열효율).

3.2.2 상사점 페이징

압축 및 파워 실린더 사이의 상사점 페이징을 검토하는 것은 열효율에 심각한 영향을 미쳤다. 상사점 페이징은 18°및 30°CA로 검토되었다. 각 단계에서, 50% 변 포인트 및 교차 밸브 타이밍은 페이징을 유지하기 이하여 조절되어 교차 밸브 폐쇄(XVC)시 또는 이후 10% 변 포인트가 발생하였다. 이것은 연소 전파가 교차 통로로 전파되는 것을 방지하기 위함이다. 가장 적합한 구조는 20°CA의 상사점 페이징부터 발생하였다. 이는 속도 범위(이전 25°상사점 페이징에 대하여 1.3 내지 1.9 포인트 표시 열효율)에 걸쳐 적절한 이득을 설명하고 있다. 교차 밸브의 지속 시간 미 상승을 최적화하기 위한 추가적인 연구를 통하여 최소의 진전(0.2 포인트 이하의 표시 열효율)을 이룩하였다.

3.2.3 연소 지속 시간

연소 지속 시간 또는 10 내지 90% 연소 분율(burn rate)의 변화는 열효율에 대한 큰 영향을 미친다. 10 내지 90% 연소 지속 시간의 초기 설정은 약 24°C_{CA}로 설정되었고, 이는 전형적인 SI 엔진을 위한 신속한 연소 지속 시간을 나타낸다. 가장 중요한 목적은 종래 및 스플릿 사이클 엔진 사이에 있어서 동일한 형태의 연소 지속 시간을 유지하는 것이었다. 하지만, 스플릿 사이클 엔진에 있어서 원천적으로 빠른 연소 분율에 관한 이론에 의하여, 빠른 연소에 관한 엔진의 민감도가 측정되었다 24°C_{CA}에서부터 16°C_{CA}까지의 10 내지 90% 번 지속 시간을 감소(연소 분율을 증가시킴으로써) 속도 범위에 걸쳐 3 포인트 표시 열효율이 증가되었다.

종래 엔진이 비교를 위한 참조 포인트를 설정하기 위하여 상기 연구를 반복하였다. 종래 엔진의 이득은 0.5 포인트 표시 열효율로 제한되었다. 종래 엔진에 있어서, 연소는 거의 일정한 체적에서 발생한다.

도 19를 참조하면, 종래 엔진의 24°크랭크 각도의 10 내지 90% 번 지속시간에 있어서 로그 압력(log pressure) 대 로그 체적(log volume)(log-log P-V) 다이어그램이 도시되어 있다. 이상적이 오토 사이클(Otto Cycle) 일정 체적 열 추가 라인 과 비교할 때 연소가 팽창 행정으로 전이될 때의 음영 처리된 영역이 있다. 번 지속시간을 16°C_{CA}로 감소시킴으로써 증가된 팽창일(expansion work)을 초래하는 상사점 근처에서의 연소된 연료 양의 감소가 있다. 다시 말하면, 음영 영역은 축소되며, 압력-체적 곡선을 좀더 이상적인 오토 사이클에 가까워진다. 이는, 열효율에 있어서 약간의 향상을 야기한다. 엔진 제조업자들은 점진적인 개선을 위한 상쇄를 최적화하기 위한 여러 노력을 하고 있다.

도 20을 참조하면, 스플릿 사이클 엔진의 압력 체적 표가 도시되어 있다. 스플릿 사이클 엔진 팽창 실린더는 종래 엔진과 비교할 때 연소 중 체적에 있어서 큰 변화를 갖는다. 이는 도 20에서 설명되어 있다. 흑선은 24°C_{CA} 10 내지 90% 번 지속 시간을 나타낸다.

연소가 스플릿 사이클 엔진의 상사점을 향하여 이동되면서 열효율은 증가한다. 그러나 10% 번 지속시간으로 진해하면서 교차 밸브 폐쇄(XVC)의 타이밍에 의하여 제한되었다. 10 내지 90% 번 지속 시간의 감소는 효율적으로 연소를 진행시켜서 체적의 감소 변화를 일으키는 압력을 초래하였다. 따라서 번 지속 시간의 감소는 종래 엔진의 경우보다 스플릿 사이클 엔진의 경우에 더 높은 이득을 얻는다.

전형적인 10 내지 90% 번 지속 시간 또는 종래의 스파크 점화의 가솔린 엔진은 20°내지 40°C_{CA}이다. 번 레이크를 증가시키는 데 있어서 제한적인 요소 중의 하나는 실린더 내부에 어느 정도의 소용돌이가 발생하는 지에 따라 결정되어, 화염면(flame front)을 오염시키고 실린더를 통하여 화염 전파를 가속화시킨다. 지터 파워 위베 연소 모델은 이런 복잡한 레벨을 야기하지 않는다. 강한 운동 및 교차 유동의 지연된 타이밍에 의하여 스플릿 사이클 엔진 팽창 실린더는 연소 시 매우 높은 정도의 공기 유동 및 소용돌이가 발생되어 종래 엔진보다 더 높은 화염 속도를 야기한다고 가정되었다. 전산 유체 역학 분석을 이용하여 연소를 더욱 정확하게 모델화하고 스플릿 사이클 엔진을 위해 가능한 연소 분율의 형태를 결정하게 된다. 이런 문제는 3.3 절에서 논의된다.

3.2.4 내부 실린더 형상

변수 연구에 있어서 후속하는 설정에 있어서, 내부 실린더 형상은 변경되어 열효율에 대한 영향을 결정한다. 내경 행정비(bore-to-stroke ratio)는 각각의 변위 변수를 유지하면서 압축 및 파워 실린더를 위하여 독립적으로 변경되었다. 압축 실린더에 있어서, 내경 행정비는 0.80에서 1.20으로 변경되었다. 1400rpm 엔진의 경우 가장 적합한 압축 실린더 내경 행정비는 0.90(0.3 포인트 표시 열효율 이득)이다. 하지만, 이 값은 다른 엔진 속도의 경우에 이득을 초래하지 않았다. 내경 행정비에 있어서의 감소는 더 긴 행정과 연결봉을 갖도록 하여 엔진 무게, 특히 엔진 블록의 무게를 증가시킨다. 팽창 실린더의 내경 행정비를 변경을 통하여 발생하는 이득은 없었다. 팽창 실린더의 팽창비를 120 내지 130의 증가를 통하여 1400rpm 작동 포인트를 위한 0.7 포인트 표시 열효율의 이득이 얻을 수 있었다. 하지만, 더 높은 엔진 속도에 있어서 표시 열효율에 있어서의 약간의 불이익이 있었다. 엔진이 1400 rpm 적용을 위하여 조절된다면 압축 실린더 내경 행정비 및 파워 실린더 팽창비의 변경을 통하여 표시 열효율의 이득이 있을 것이다. 하지만, 속도 범위에 걸쳐 조절된다면 그 값은 변경되지 않도록 조절되어야 할 것이다.

3.2.5 열전달

세라믹 코팅이 모델화되어 교차 통로에 적용되어 통로 내부의 유지되는 열과 증가되는 압력에 의한 열효율의 잠재적인 이득을 정량화하였다. 6.2 W/m-K의 열전도율, 방사율(emissivity) 및 코팅 두께도 변경되었다. 0.059인치(1.5mm)에서부터

0.276인치(7mm)까지 변경되는 벽두께는 열효율에 많은 영향을 미치지 않았다. 0.059인치(1.5mm)의 두께는 엔진 구성물의 세라믹 코팅에 있어서 전형적으로 이용되는 값이다. 따라서 디폴트 값으로 설정되었다. 세라믹 물질의 경우 0.5 내지 0.8 중의 어느 한 값으로 변할 수 있는 방사율의 변경은 0.2 포인트 표시 열효율의 이동을 야기하여 가장 최적의 0.5 정도의 낮은 값을 갖도록 하였다. 이 방사율에 있어서, 전 속도 범위에 걸쳐 0.7 포인트 표시 열효율의 이득이 예상되었다.

세라믹 코팅을 내부 실린더 구성물에 적용하기 위한 지티 파워에 있어서 빠르고 직접적인 방법은 없었다. 필요한 계산을 수행하기 위한 부차적인 모델을 만드는데 많은 시간을 소비하는 것보다 파워 실린더 피스톤과 실린더 헤드의 재질을 세라믹으로 변경하였다. 그 결과에 따르면, 세라믹 구성물을 이용함으로써 전 속도 범위에 걸쳐 2 포인트 표시 열효율 정도의 높은 이득을 얻을 수 있었다.

3.2.6 스플릿 사이클 엔진의 표시 열효율의 결과 요약

아래 표 8은 변수 연구의 과정을 통하여 열효율에 있어서의 변화를 추적하였다.

[표 8] 스플릿 사이클 엔진을 위한 표시 열효율 예상치

구조	1400rpm	1800rpm	2400rpm	3000rpm
종래 엔진 모델	37.5	27.9	38.2	38.0
초기 슬릿 사이클 엔진 모델	36.1	35.8	34.2	33.0
30mm 교차 통로	36.2	36.0	34.9	33.3
20° 상사점 페이지징	37.5	37.5	36.6	35.2
16° 10 내지 90% 번 지속시간	40.6	40.6	40.0	38.6
1.5mm 세라믹 코팅(교차 시간)	41.3	41.4	40.9	39.6
팽창 실린더 세라믹 구성물	42.8	42.9	42.6	41.5

도 21을 참조하면, 상기 결과 값들이 그래프로 나타나 있다. 비교의 기준으로서 종래 엔진은 스플릿 사이클 엔진과 같이 비슷한 파워 레벨에서 37.5% 내지 38.2% 범위의 표시 열효율을 나타냈다. 연소 분율을 가속하는 다른 조사된 변수들에 가장 큰 영향을 미쳤다. 증가된 연소 분율에 의하여 스플릿 엔진의 열효율이 종래 엔진의 예상되는 레벨보다 약 3 포인트 정도 높게 증가하였다. 가능한 추가적인 증가는 세라믹 코팅의 이용에 의하여 가능하였다.

3.3 연소 분석

지티 파워에서 행하여진 변수 스위프는 10 내지 90% 번 지속 시간이 스플릿 사이클 엔진의 표시 열효율에 상당한 영향을 미쳤다. 스플릿 사이클 엔진 팽창 실린더는 종래 엔진과 비교할 때 더 높은 레벨의 실린더 공기 유동과 소용돌이를 일으켜 더 높은 연소 분율을 일으킨다. 지티 파워 사이클 시뮬레이션 연구 중에 이용된 위베 연소 모델은 50% 번 포인트와 10% 내지 90% 번 지속시간을 위한 유저 입력치를 기초로 열 방출 곡선을 제공하고 있다. 이는 연소의 예상치를 제공하지만, 증가된 소용돌이의 영향을 설명하고 있지 않다.

전산 유체 역학(Computational fluid dynamics)은 가정을 시험하고 스플릿 사이클 엔진 개념을 달성할 수 있도록 10 내지 90%의 번 지속시간을 정량화하기 위하여 이용되었다. 전산 유체 역학은 복잡한 기하학적 유체를 작은 요소(그리드에 의하여 분리된 요소들로 참조됨)로 감소시킬 수 있는 소프트웨어의 영역을 참조하고 있다. 이용 가능한 유효한 방정식(유체의 유동, 질량, 모멘텀 및 에너지 보존)은 각각의 요소로 풀이된다. 적절한 시점에서의 진행과 각각의 요소들을 위한 계산을 행함으로써 매우 복잡한 유체 영역을 풀 수 있으나, 다만 높은 전산 파워를 요구한다.

전산 유체 역학 모델은 종래 및 스플릿 사이클 엔진을 위하여 고안되어 비교 분석을 제공한다. 흡입 밸브의 개폐 및 스파크 타이밍은 종래 엔진을 위하여 조절되어 사이클 시뮬레이션 결과로부터 트랩된 질량 및 50% 번 포인트에 맞추어 진다. 전산 유체 역학으로부터 결과적으로 10% 내지 90% 번 지속 시간은 약 24° CA이며, 이는 지티 파워 연소 모델에 있어서 사용되는 밸브에 맞추어 진다.

스플릿 사이클 모델의 경우, 교차 통로상의 세라믹 코팅을 갖도록 고정된 벽 온도가 입력되었다. 하지만, 팽창 실린더에서는 세라믹 구성물이 없었다. 초기 연소 부분은 교차 밸브가 개방된 상태에서 발생한다. 교차 통로로부터 흡입된 차지와 연소 효과에 의한 팽창 실린더 압력 증가 사이의 상호 작용은 트랩된 질량에 영향을 미친다. 종래 엔진으로부터 4% 내의 트랩된 질량에 맞추기 위하여 수차례의 반복이 필요하다. 결과의 최초 조절은 교차 밸브의 폐쇄 이전에 발생하는 총 연소과

정(예를 들면, 연소의 0%부터 100%까지)의 약 35% 정도의 중첩되는 양을 갖도록 한다.(이후, 연소분율 35%로 언급된다.) 전산 유체 역학 모델은 교차 통로에서 불가능한 연소를 갖는다. 하지만, 그 결과를 검토한 결과, 중첩되는 양은 교차 통로로의 화염의 전파를 초래할 것으로 보인다. 최종적인 10% 내지 90%의 연소 지속 시간은 약 10°CA이다.

도 22를 참조하면, 35% 연소 중첩의 경우에 있어 전산 유체 역학 분석을 통하여 계산된다. 약 35%의 연소가 발생하고 팽창 피스톤(252)이 뜨거운 가스에 의하여 하방으로 유도된 후 교차 밸브(250)는 폐쇄된다. 화염면(flame front)(음영 영역)은 진행하여 교차 밸브 시트(256)를 통과한다. 따라서 본 실시예에 있어서 화염면(254)은 교차 통로(258)로 접근할 것이다.

다른 반복에 의하여 연소 중첩을 감소시킨다. 목표는 교차 밸브 폐쇄 이전에 10% 이하의 연소가 발생하도록 하는 것이다. 또한, 트랩된 질량을 충족하기 위하여 수차례의 반복이 요구된다. 이 경우에 교차 밸브 폐쇄 이전 총 연소 과정(예를 들면, 연소의 0%부터 100%까지)중 약 5%가 초래된다. 10% 내지 90%의 연소 진행 시간은 약 22°CA였다. 교차 밸브와 연소 과정 사이의 중첩되는 양은 연소 지속 시간에 큰 영향을 미친다.

도 23을 참조하면, 5% 연소 중첩의 경우가 전산 유체 역학 분석을 통하여 계산되었다. 약 5%의 연소가 발생하고 팽창 피스톤(252)이 뜨거운 가스에 의하여 하방으로 유도된 후 교차 밸브(250)는 폐쇄된다. 화염면(254)(음영 영역)은 교차 밸브 시트(256)를 지나도록 진행하지 않는다. 따라서 본 실시예에 있어서 화염면(254)은 교차 통로(258)로 접근할 수 없을 것이다.

전산 유체 역학 분석에 의하여 흥미로운 발견은 스플릿 사이클 엔진은 산화질소 배출 관점에서 종래 엔진보다 잠재적이고 근원적인 이점이 있는 것 같다. 10°CA 10% 내지 90%의 연소 지속 시간 스플릿 사이클 엔진의 예상되는 산화질소 배출은 종래 엔진의 경우 예상되는 산화질소 배출량의 약 50% 정도였으며, 반면에 22°CA 10% 내지 90% 연소 지속 시간의 경우는 종래 엔진의 산화질소 배출의 약 20% 정도이다. 스플릿 사이클 엔진에서 발견되는 연소 동안의 높은 팽창율은 종래 엔진에서 일반적으로 경험되는 최대 배출 가스 온도의 감소를 초래하여 거의 일정한 체적에서 연소된다. 따라서 이런 결과의 경향은 합리적인 것으로 보인다.

전형적인 SI 가솔린 자동차 엔진은 화학량적으로 또는 총 부하에서 약간 높은 가스/연료비 상태에서 구동된다. 열효율은 최저 공기/연료비에서 개선되나, 증가된 산화질소 배출을 초래하고 촉매 성능을 악화시킨다. 촉매가 이들 조건에서 효과적으로 산화질소 배출을 감소시키지 못할 경우 흡입관의 산화질소 레벨을 더 악화시킨다. 18:1 정도의 공기/연료비에서 구동되는 종래 엔진의 예상되는 산화질소 배출은 화학량적 또는 약간 높은 공기/연료비에서 구동되는 전형적인 대표적인 엔진의 경우보다 높을 것이다.

상기 결과들은 실험치와 연결되어 있지 않으며 수량적인 모델로부터 배출 예상은 연소 과정을 통하여 트레이스 스파이스(trace spice)의 추적에 크게 좌우된다. 상기 결과가 실제의 실험 엔진에 대하여 확실하게 된다면, 상기 결과는 스플릿 사이클 엔진 개념의 큰 이점이 될 것이다. 예상되는 일산화탄소 배출은 스플릿 사이클 엔진의 경우 높았다. 그러나 이들 스파이스(spice)는 산화 촉매와 같은 소자 처리 후 용이하게 이용할 수 있는 산화질소의 경우 보다 최저 구동 조건에서 산화되기 용이하다.

도 24를 참조하면, 종래 엔진, 스플릿 초기(5% 연소 중첩) 및 스플릿 후기(35% 연소 중첩)의 3가지 경우의 예상되는 산화질소 배출량이 도시되어 있다.

실험을 통하여 3가지 경우 사이의 상대적인 산화 질소량의 경향은 정확하게 예상되었다. 하지만, 절대값은 그러하지 아니하다. 스플릿 사이클의 경우에 있어서 종래 경우보다 지연된 연소 과정을 갖는다. 따라서 고온에서의 총 시간은 작으며 종래의 경우보다 낮은 산화 질소량을 갖는다. 지연된 타이밍의 경우에는 매우 작은 양의 산화질소가 배출되며, 이는 지연된 연소가 낮은 실린더 온도에서 발생되기 때문이다. 팽창 사이클은 연소가 진행되는 동안 양호하게 진행된다.

지연된 연소 스플릿 사이클 경우를 위한 낮은 실린더 온도는 종래 엔진과 이른 연소 스플릿 사이클의 경우와 비교할 때 일산화탄소 배출량이 증가된다. 최종적인 일산화탄소의 농도는 종래 엔진, 초기 스플릿 사이클 및 지연된 스플릿 사이클의 각각에 대하여 39ppm, 29ppm 및 109ppm이다.

3.4 마찰 연구

지터 파워에서 사용되는 마찰 모델은 하기의 경험적인 관계식을 이용하여 마찰을 예측하는 첸-플라인 관계식(Chen-Flynn Correlation)을 기초로 한다.

마찰 평균 유효 압력(FMEP)= $axPCP + bxV_p + cxV_p^2 + d$ 이며, 여기서,

마찰 평균 유효 압력(FMEP): 마찰 평균 유효 압력(또는 변위 당 마찰 토크)

a, b, c, d: 관계식의 계수(조절 편수들)

PCP: 피크 실린더 압력(peak cylinder pressure) 및

V_p : 평균 피스톤 속도

상기 관계식은 종래 피스톤 엔진의 경우 오랫동안 개발되었다. 관계식의 계수에 관한 적합한 값은 실험 데이터에 의하여 유효하게 된다. 하지만, 경험적 모드는 스플릿 사이클 엔진 개념의 유일한 피스톤 유동과 연결봉을 고려하지 않는다.

엔진 러빙 마찰의 지배적인 소스는 피스톤 결합체로부터 발생한다. 보다 상세하게는, 피스톤 결합체의 지배적인 소스는 피스톤 링과 실린더 라이너 사이의 접촉으로부터 발생한다. 종래 및 스플릿 사이클 엔진 사이의 엔진 마찰에 있어서의 본질적인 차이는 결정하기 위하여 마찰 계산은 지티 파워 외부에서 수행된다. 피스톤 추력(thrust load)은 실린더 압력 대 스프레드시트(spreadsheet) 양식으로 지티 파워로부터 입수된 크랭크 각도 간의 함수로서 계산된다. 마찰력은 이 힘에 마찰값의 평균 계수를 곱하여 결정된다. 마찰일은 0.2°CA 의 증가에 있어서 행정을 통하여 힘의 함수($F-dx$)를 적분함으로써 계산된다. $F-dx$ 마찰일의 합은 전체 엔진의 마찰의 절반 값으로 계산된다. 마찰값의 평균 계수는 스프레드시트로부터 예상되는 마찰일을 1400rpm에서의 종래 엔진의 첸-플라인 관계식으로부터 예상되는 마찰일에 맞추므로써 조절된다. 이 값은 스플릿 사이클 엔진에 적용되어 피스톤 결합 마찰을 예상할 수 있다. 마찰의 남은 절반 값은 두 엔진의 구조 사이에서 일정하게 유지되는 것으로 한다. 이는 밸브 트레인, 베이링 마찰 및 부속하는 손실을 다루기 때문이다. 마찰 평균 유효 압력은 엔진 속도에 따라 변경되며 1400rpm 포인트는 이전 변수 여부와 일치하도록 선택되었다.

마찰일의 양은 주어진 엔진의 표시일과 제동일 사이의 차이를 설명한다. 마찰 토크 및 파워 값은 종래 및 스플릿 사이클 엔진 사이에 22°CA 내지 90% 연소 지속 시간으로 매우 유사하다. 예를 들면 16°CA 내지 90% 연소 지속 시간에 있어서 스플릿 사이클 엔진은 기계적 효율 측면에서 1.0 포인트의 이점을 가지며, 이는 제동 열효율에 있어서 1.0 포인트 이득으로 볼 수 있다.

도 25를 참조하면, 상기 경향의 이유가 설명되어 있다. 도 25는 팽창 피스톤 추력 대 크랭크 각도를 도시하며, 팽창 피스톤의 상사점으로 참조되며 10°CA 및 22°CA 연소 지속 시간의 경우가 도시되어 있다. 10°CA 10 내지 90% 연소 지속 시간은 22°CA 10 내지 90% 연소 지속 시간보다 약 1.2 포인트 정도 높은 기계적 효율을 갖는다. 10°CA 10 내지 90% 연소 지속 시간의 경우, 연결봉이 0° 각도점을 지난 후 추력은 더욱 빠르게 증가한다. 비록 10°CA 의 경우가 더 높은 피크 추력에 도달하지만, 22°CA 경우는 잔류하는 행정을 통하여 10°CA 보다 조금 높은 추력을 유지한다. $F-dx$ 의 적분이 수행되어 10°CA 는 낮은 피스톤 마찰일을 갖는다.

3.5 스플릿 사이클 엔진의 결과 요약

전산 유체 역학 연소 분석으로부터 결과적인 연소율은 사용되어 스플릿 사이클 엔진을 위한 지티 파워에서의 추가적인 반복을 수행하였다. 표 9는 그 결과를 요약하고 있으며 표시, 마찰 및 제동 값들에 관하여 종래 엔진과 그 값을 비교하였다. 모든 가동은 1400 rpm의 엔진 속도에서 수행되었다.

[표 9] 결과 요약(잉글리쉬 유닛)

변수	종래엔진 (운행#96)	스플릿 엔진 (운행#181)	스플릿 엔진 (운행#181)	스플릿 엔진 (운행#183)
10-90% 연소 지속 시간(°CA)	24	10	22	
16				
50% 연소 포인트(°ATDC)	10	28	24	32
표시 토크(ft-lb)	91.8	102.4	103.6	93.7
표시 파워(hp)	24.2	27.0	27.2	24.6
표시 열효율(%)	37.5	41.2	42.7	38.2
마찰 토크(ft-lb)	10.4	10.5	10.3	10.4

마찰 파워(hp)	2.76	2.79	2.74	-2.78
제동 토크(ft-lb)	81.4	92.0	93.3	83.3
제동 파워(hp)	21.4	24.5	24.9	22.3
기계적 효율(%)	88.7	89.8	90.1	88.9
제동 열효율(%)	33.2	37.0	38.4	33.9

결과 요약(SI 유닛)

변수	종래 엔진 (운행#96)	스플릿 엔진 (운행#180)	스플릿 엔진 (운행#181)	스플릿 엔진 (운행#183)
10-90% 연소 지속 시간(°CA)	24	16	10	22
50% 연소 포인트(°ATDC)	10	28	24	32
표시 토크(ft-lb)	124.4	138.9	140.5	127.0
표시 파워(hp)	18.0	20.2	20.3	18.4
표시 열효율(%)	37.5	41.2	42.7	38.2
마찰 토크(ft-lb)	14.1	14.2	13.9	14.1
마찰 파워(hp)	2.07	2.08	2.04	2.07
제동 토크(ft-lb)	110.3	124.7	126.5	112.9
제동 파워(hp)	16.0	18.3	18.6	16.6
기계적 효율(%)	88.7	89.8	90.1	88.9
제동 열효율(%)	33.2	37.0	38.4	33.9

스플릿 사이클 운행 #180 은 이전 변수 스위프로부터 16° CA 10 내지 90% 연소 지속 시간을 나타낸다. 상기 운행 #181 은 스플릿 사이클 엔진 모델에 행하여진 전산 유체 역학 연소 분석의 제1 반복을 표현한다. 이러한 운행은 교차 밸브 폐쇄 이전에 발생하는 연소의 약 35%를 초래하며, 이는 교차 통로로의 화염 전파를 야기할 것이다. 상기 운행 #183은 전산 유체 역학 연소 분석의 제2 반복을 표현하며, 교차 밸브의 폐쇄동안 발생하는 연소의 약 5%를 초래한다.

상기 운행 #181로부터 10°CA 10% 내지 90% 연소 지속 시간은 종래 엔진과 대비하여 약 5.0 포인트 제동 열효율의 이득을 얻는다. 하지만, 현재의 구종에서 이런 조건들은 교차 통로로의 화염 전파를 야기할 것이다. 상기 운행 #183의 22° CA 10 내지 90% 연소 지속 시간은 교차 통로로의 화염 전파를 회피하기 위하여 현실적으로 얻을 수 있으며 약 0.7 포인트 표시 열효율의 이득을 야기한다.

3.6 중요한 변수들의 낮은 한계에 대한 연구

초기 스플릿 사이클 모델 및 후속하는 변수의 스위프에 대한 설계 중에 행한 연구들은 엔진의 성능 및 효율에 영향을 미치는 중요한 변수로서 압축비, 팽창비, 상사점 페이징 및 연소 지속 시간을 도출하였다. 추가적인 사이클 시뮬레이션 가동은 압축비, 팽창비, 상사점 페이징 및 엔진 성능 및/또는 효율이 절단되는 지점에서의 교차 밸브 상승과 지속 시간을 도출하였다.

비교의 기준은 22°CA(운행 #183) 10% 내지 90% 연소 지속 시간을 갖는 스플릿 사이클 엔진이다. 스위프는 상기 기본 구조로부터 수행되어 압축비, 팽창비, 상사점 페이징 및 교차 밸브의 상승과 지속 시간에 대한 함수로서 표시 파워 및 표시 열효율을 정량화하였다. 이런 변수들의 내부의 종속적인 영향은 스플릿 사이클 엔진 개념의 성능 및 효율에 큰 영향을 미친다. 본 연구를 위하여 각 변수들의 영향은 독립적이다. 어떤 스위프도 변수들의 결합된 영향을 분석하기 위하여 행하여지지 않았다. 각 변수들의 변경은 트랩된 질량에 큰 영향을 미치며 따라서 운행 # 183 또는 종래 엔진에 대한 비교는 유효하지 않을 수 있다.

도 26은 여러 가지 압축비에 대한 표시 파워와 표시 열효율을 나타낸다. 기준은 100:1의 압축비로 설정되었다. 80:1에의 압축비의 감소에 의하여 공기 흐름 및 표시 파워의 약 6% 감소를 초래하였다. 표시 열효율은 압축비에 따라 감소하나 40:1부터는 매우 현저하게 감소한다.

도 27은 여러 팽창비에 대한 표시 파워 및 표시 열효율을 나타낸다. 팽창비가 120:1의 초기값으로부터 감소할 경우 표시파워는 약간의 공기 흐름의 증가와 함께 다소 일정하였다. 40:1의 팽창비에서 실린더 내부로의 공기 흐름은 표시 열효율에서의 다소 감소와 함께 5% 정도 높다. 20:1의 팽창비에서 공기흐름은 9%로 높고, 표시 파워는 4% 정도 낮으며, 열효율은 기준보다 4.0 포인트 이상으로 낮다.

도 28은 여러 상사점 위상각에서의 동일한 데이터를 표시한다. 이런 가동 중에 교차 밸브의 폐이징 및 연소 과정은 팽창 피스톤의 상사점과 관련하여 불변이다. 상사점 폐이징이 20°C의 초기 값으로부터 감소됨으로써 표시 열효율에서 약한 감소가 있었다. 공기 흐름 및 표시 파워는 상사점 위상각과 함께 현격히 감소되었다. 또한, 마모는 높은 피크 실린더 압력에 의하여 감소되었다. 10°상사점 폐이징에 있어서, 공기 흐름 및 표시 파워는 기준선으로부터 약 4% 감소되었으며, 열효율에 있어서 0.7 포인트의 하락이 있으며, 이와 더불어 증가된 마찰에 의하여 제동 열효율에 있어서 추가적인 0.5 포인트 불이익이 있었다.

높은 폐이징 오프셋 각도에서의 성능에 관한 레벨은 실제 엔진 구동의 대표는 아닐 수 있다. 이점에서 연구의 낮은 한계 부분의 조사에서 행하여지는 접근과 함께 교차 밸브의 개폐 및 압축 과정은 대략적으로 잘못 타이밍 되어 스플릿 사이클 개념은 정확하게 대표되지 않는다. 지연된 폐이징에 있어서, 압축 실린더가 최초 교차 차징되기 전에 교차 밸브가 개방되어 기본적인 과정은 한 사이클에 있어서 교차 통로에 질량을 축적한 후 다음 사이클에서 파워 실린더로 유입되도록 하는 것이다. 이는 높은 폐이징 각도에서 곡선을 평행하게 하기 위함이다.

도 29는 교차 밸브 지속 시간 및 상승의 함수로서 동일한 결과를 도시한다. 표 2 및 표 6을 비교하면, 스플릿 사이클 엔진의 교차 밸브 지속 시간(예를 들면, 30°C)은 종래 엔진(각각 225°C 및 270°C)의 흡입 및 배기 밸브 지속 시간보다 매우 작다. 연료의 전량을 팽창 실린더 내부로 유입할 수 있을 정도로 충분히 긴 시간동안 개방 되어 있도록 하고 교차 통로 내부에서 연소를 억제하기 위하여 곧 바로 폐쇄되도록 하기 위하여 교차 밸브 지속 시간은 전형적으로 70°C 이하이며 바람직하게 40°C 이하이다. 교차 밸브 지속 시간은 연소율과 표시 열효율에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

다양한 요소들이 지속 시간과 수명을 동시에 증가시키기 위하여 적용되었다. 밸브 개방 시점은 일정하게 유지되므로 밸브 폐쇄 과정은 지속 시간에 따라 변경된다. 연소 과정은 일정하게 유지되므로 증가된 교차 밸브 지속 시간은 결국 현재의 스플릿 사이클 엔진 구조의 교차 통로로의 화염 전파를 야기한다. 밸브 개폐의 연장과 함께 연소의 지연은 여기에서 나타난 것보다 더 가파른 열효율에 관한 불이익을 초래할 수 있다.

밸브 지속 시간의 연장과 상승은 향상된 공기 흐름을 일으킨다. 42°C 까지 교차 밸브의 지속 시간을 초래하는 다양한 요소의 적용은 증가된 공기 흐름으로부터 표시 파워의 미미한 증가를 초래한다. 42°C를 위한 배율기(multiplier)는 3.3 mm의 최대 상승을 일으킨다. 도 29의 지속 시간과 최대 상승의 관계는 표 10에 나타난 있다. 참고로, 기준 구조(운행 #183)는 25°C의 교차 밸브 지속 시간 및 2.27mm의 최대 상승을 갖는다. 밸브 개폐의 연장과 함께 열효율 및 표시 파워는 크게 감소한다. 69°C의 지속 시간(상승에 있어서의 증가)을 이용하는 동안 10% 정도 높은 공기 흐름, 표시 파워에 있어서 9.5% 감소 및 표시 열효율에 있어서의 5.0 포인트 감소를 초래한다. 아래의 표 10은 도 29 연구의 교차 밸브 지속 시간 및 상승과의 관계를 나타낸다.

[표 10] 도 29 연구의 교차 밸브 지속 시간 및 상승 간의 관계

CV 지속시간(° CA)	CV 최대 상승(mm)	비고
25	2.27	운행 #183
27.8	2.2	
41.7	3.3	
55.6	4.4	
69.4	5.5	

4.0 결론

컴퓨터 연구는 스플릿 사이클 엔진의 엔진 성능 및 효율에 영향을 미치는 중요한 변수로서 압축비, 팽창비, 상사점 폐이징(예를 들면, 압축 피스톤과 팽창 피스톤 사이의 위상각(도 6의 172 참조)), 교차 밸브 지속 시간 및 연소 지속 시간을 나타낸다. 특히, 변수들은 다음과 같이 설정되었다.

- ◆ 압축비 및 팽창비는 20:1 이상이며 본 연구를 위하여 100:1 및 120:1로 설정되었다.
- ◆ 위상각은 50 도 이하이며 본 연구를 위하여 20 도로 설정되었다.
- ◆ 교차 밸브 지속 시간은 69 도 이하이며, 본 연구를 위하여 약 25 도로 설정되었다.

게다가 교차 밸브 지속 시간 및 연소 지속 시간은 효율 레벨의 향상을 위하여 연소 과정의 소정의 비율로 중첩되어야 한다. 본 연구를 위하여 전산 유체 역학 계산은 전체 연소 과정의 5% 중첩이 현실적이며 더 큰 중첩은 본 연구에 있어서 모델화된 실시예들에 있어서 이룩할 수 없는 상한을 형성하는 35%로 설정되었다.

변수들은 적절한 구조에 있어 적용될 때 스플릿 사이클 엔진은 제동 열효율 및 산화질소 배출에 있어서 큰 이점을 갖는다.

산업상 이용 가능성

본 발명은 적어도 하나의 팽창비, 압축비, 상사점 페이징, 교차 밸브 지속 시간 및 교차 밸브 과정과 연소 과정의 중첩 등의 중요한 변수들을 최적화하여 더 높은 효율과 성능을 가도록 하기 위한 스플릿 사이클 엔진을 실현할 수 있다.

상기에서는 본 발명의 바람직한 실시예들을 참조하여 설명하였지만, 해당 기술분야에서 통상의 지식을 가진 자는 하기의 특허 청구 범위에 기재된 본 발명의 사상 및 영역으로부터 벗어나지 않는 범위 내에서 본 발명을 다양하게 수정 및 변경시킬 수 있음을 이해할 수 있을 것이다.

도면의 간단한 설명

도 1은 흡입 행정 중의 종래의 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 2는 압축 행정 중의 도 1에 도시한 종래의 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 3은 팽창 행정 중의 도 1에 도시한 종래의 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 4는 배기 행정 중의 도 1에 도시한 종래의 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 5는 종래의 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 6은 본 발명의 일 실시예에 따른 흡입 행정 중 스플릿 사이클 사행정 내부 연소 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 7은 본 발명의 일 실시예에 따른 압축 행정의 부분 압축중 도 6의 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 8은 본 발명의 일 실시예에 따른 압축 행정의 전체 압축중 도 6의 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 9는 연소의 시작 동안 도 6에 도시한 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 10은 팽창 행정 중 도 6에 도시한 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 11은 배기 행정 중 도 6에 도시한 스플릿 사이클 엔진을 나타내는 개략적인 도면이다.

도 12a는 비교 컴퓨터 연구에 이용된 종래의 엔진 컴퓨터 모델을 위한 지티 파워(GT-power) 그래픽 유저의 개략적인 도면이다.

도 12b는 도 12a에 도시한 종래의 엔진의 아이템 정의(item definition)이다.

도 13은 전형적인 위베(Wiebe) 열 방출 커브이다.

도 14는 도 12a에 도시한 엔진의 성능 변수를 나타내는 그래프이다.

도 15a는 비교 컴퓨터 연구에 이용되면 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진 컴퓨터 모델을 위한 GT-power 그래픽 유저 인터페이스의 개략적인 도면이다.

도 15b는 도 15a에 도시한 스플릿 사이클 엔진의 아이템 정의이다.

도 17은 도 15a에 도시한 스플릿 사이클 엔진의 압축, 팽창 피스톤 위치 및 밸브 과정을 나타낸 그래프이다.

도 18은 도 15a에 도시한 스플릿 사이클 엔진의 초기 성능 변수의 일부에 관한 그래프이다.

도 19는 종래 엔진을 위한 로그-로그 압력 부피의 도면이다.

도 20은 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진의 파워 실린더를 위한 압력 부피에 관한 도면이다.

도 21은 종래 엔진과 본 발명에 따른 여러 가지 스플릿 사이클 엔진들의 열적 효율을 나타내는 비교 그래프이다.

도 22는 35%의 연소 오버랩 케이스를 위한 교차 밸브와 팽창 피스톤 사이의 연소 전면 위치를 나타내는 전산 유체 역학 예상 도면이다.

도 23은 5%의 연소 오버랩 케이스를 위한 교차 밸브와 팽창 피스톤 사이의 연소 전면 위치를 나타내는 전산 유체 역학 예상 도면이다.

도 24는 종래 엔진 및 스플릿 사이클 엔진의 5%의 연소 오버랩 케이스와 35%의 연소 오버랩 케이스를 위한 산화질소(NOx)의 배출에 관한 전산 유체 역학 예상 도면이다.

도 25는 스플릿 사이클 엔진을 위한 배출 피스톤의 압축 로드를 나타내는 그래프이다.

도 26은 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진의 파워와 열효율 및 압축비에 관한 그래프이다.

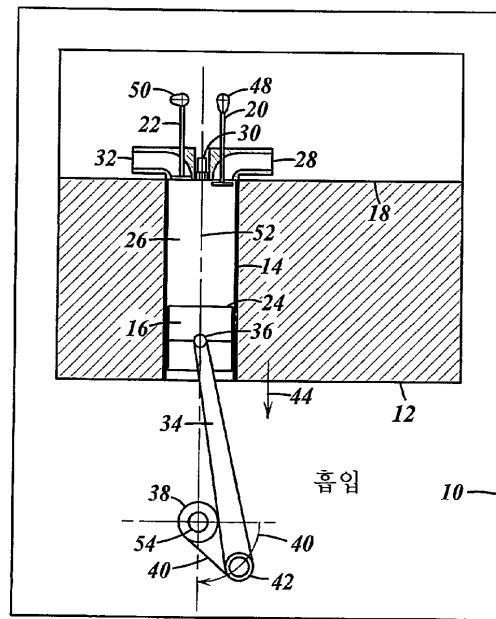
도 27은 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진의 파워와 열효율 및 팽창비에 관한 그래프이다.

도 28은 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진의 파워와 열효율 및 상사점 페이징(top dead center phasing)에 관한 그래프이다.

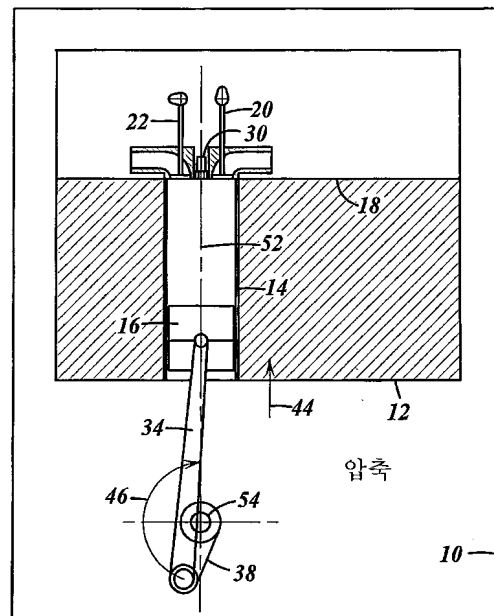
도 29는 본 발명에 따른 스플릿 사이클 엔진의 파워와 열효율 및 교차 밸브의 직속에 관한 그래프이다.

도면

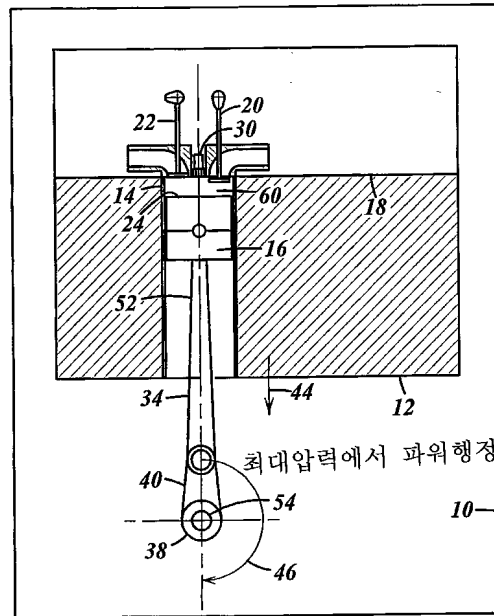
도면1



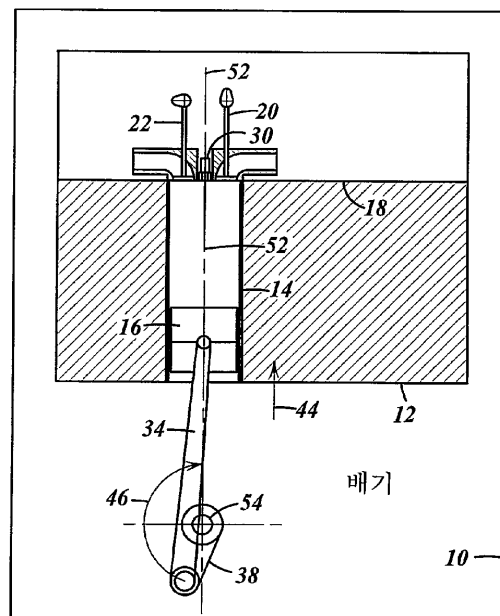
도면2



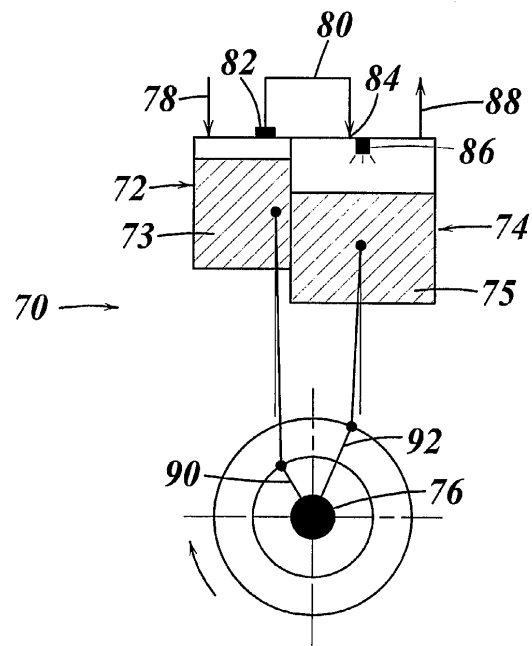
도면3



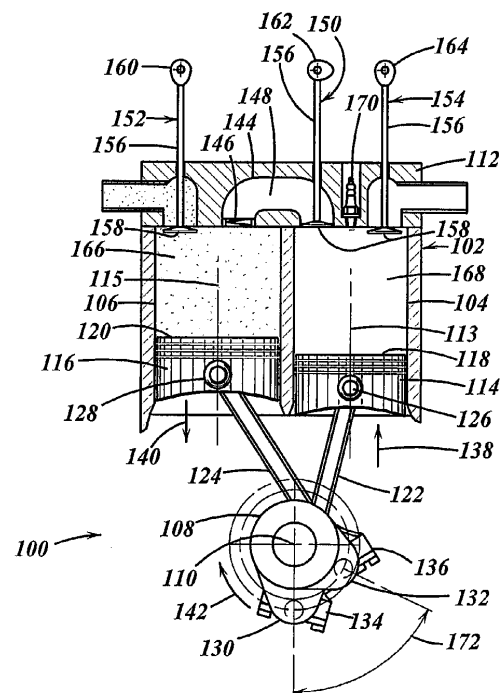
도면4



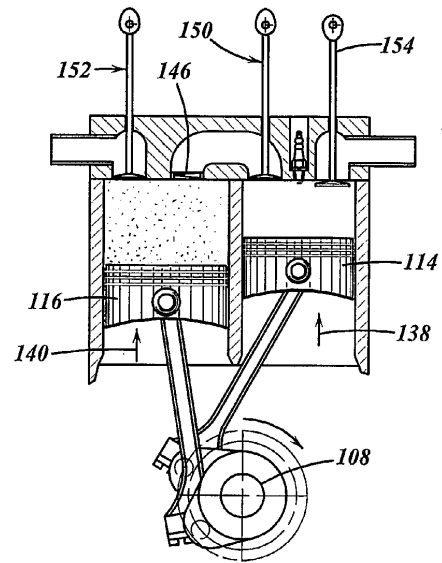
도면5



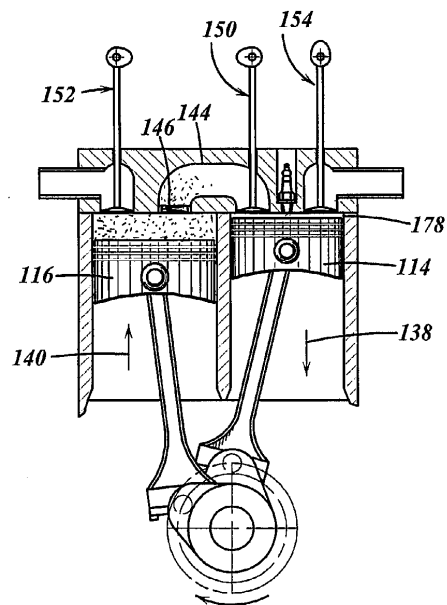
도면6



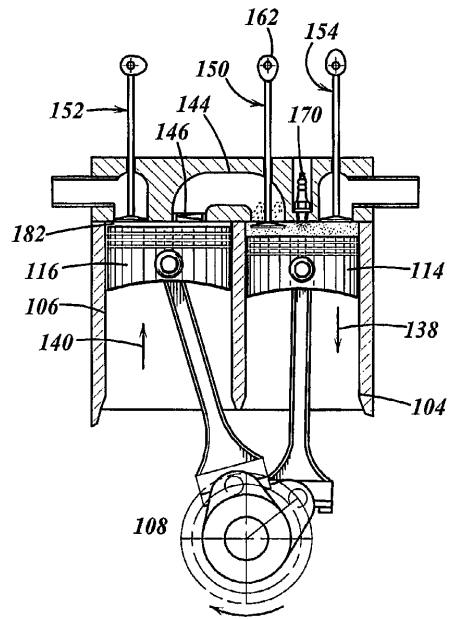
도면7



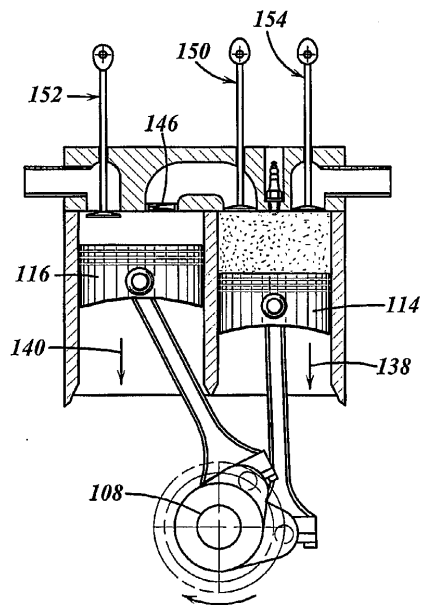
도면8



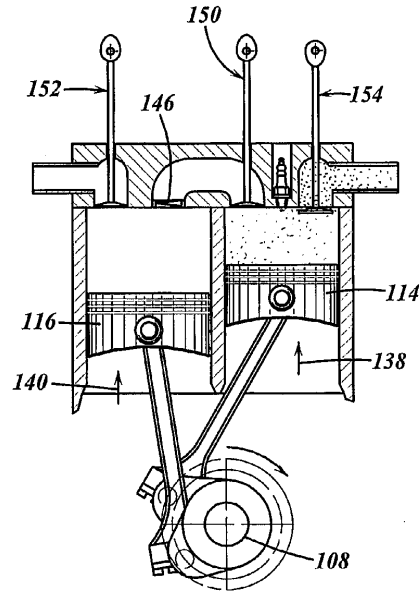
도면9



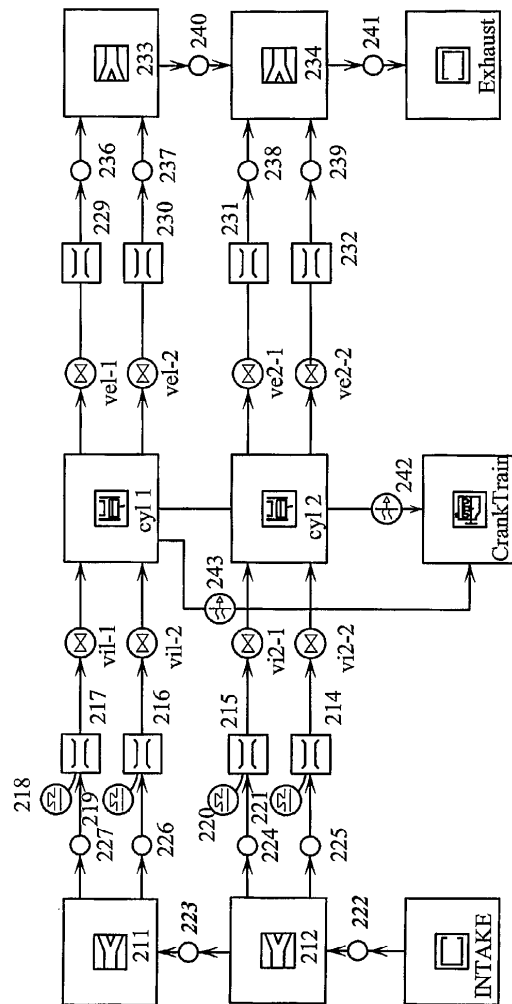
도면10



도면11



도면12a

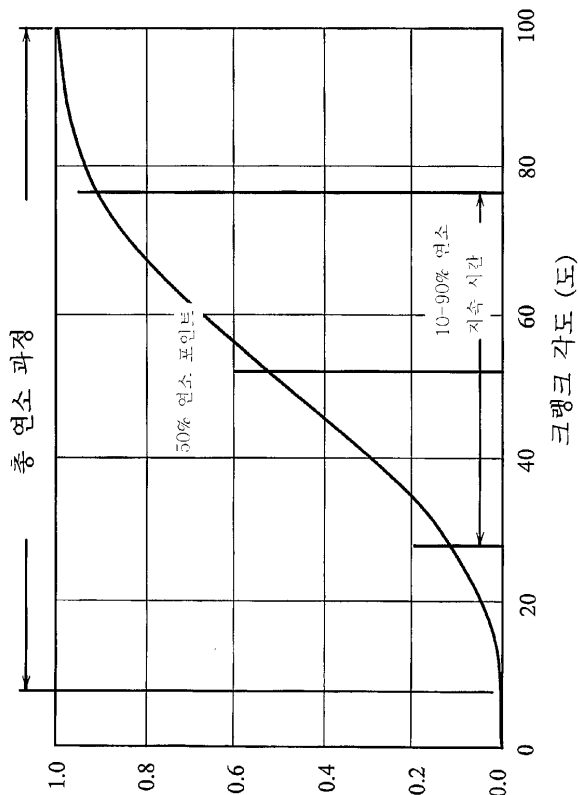


도면12b

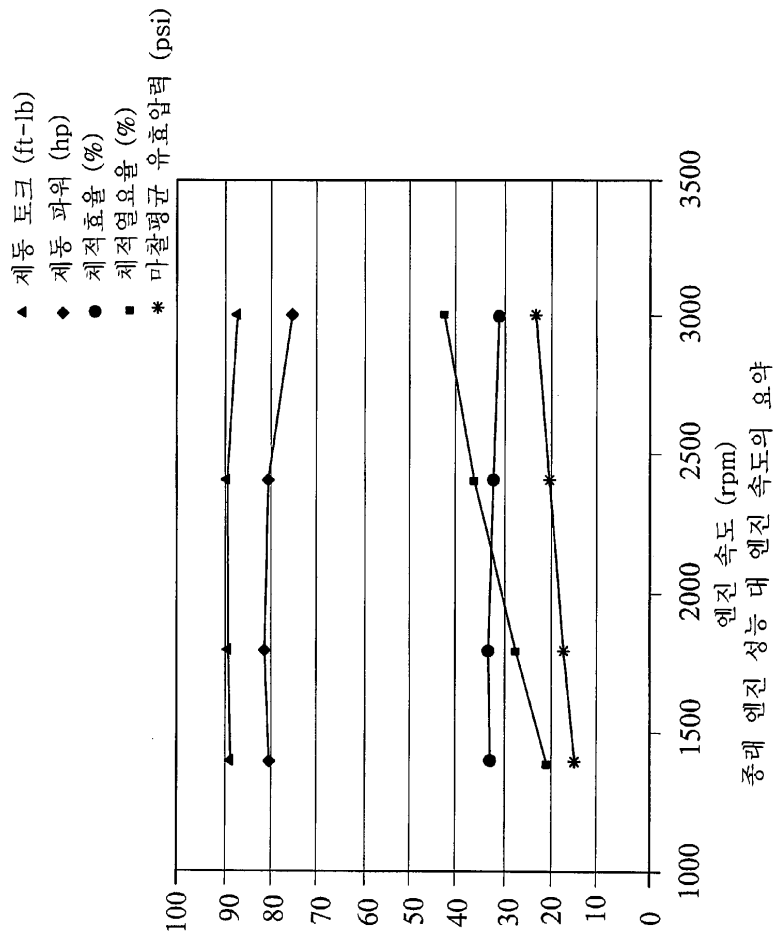
아이템 정의: 종래 엔진

- 211,212 흡입 다기관 접합/트리
- intake: 흡입 종점 환경(무한의 공기 소스)
- 214,215,216,217: 흡입 포트들
- 218, 219, 220, 221 연료 주입기
- vix-y: 흡입 밸브들
- cyl 1: 종래 엔진 실린더 #1
- cyl 2: 종래 엔진 실린더 #2
- vex-y 배기 밸브들
- 229, 230, 231, 232 배기 포트들
- 233, 234: 배기 접합/트리
- exhaust: 배기 종점 환경(무한의 공기 덩어리)
- canktrain: 점화 순서와 같은 모든 엔진 실린더로부터 아이템을 합산하고 구성을 처리하는 수학적인 항목
- 224-232 (not 228): 모델에서 파이프와 접합 사이의 연결을 다루는 오리피스 연결. 아이템들은 실제 하드웨어에서의 어떤 것도 표현하지 않는다.
- 243, 248: 실린더들과 크랭크트레인 사이의 기계적인 연결을 대표하는 수학적인 링크.

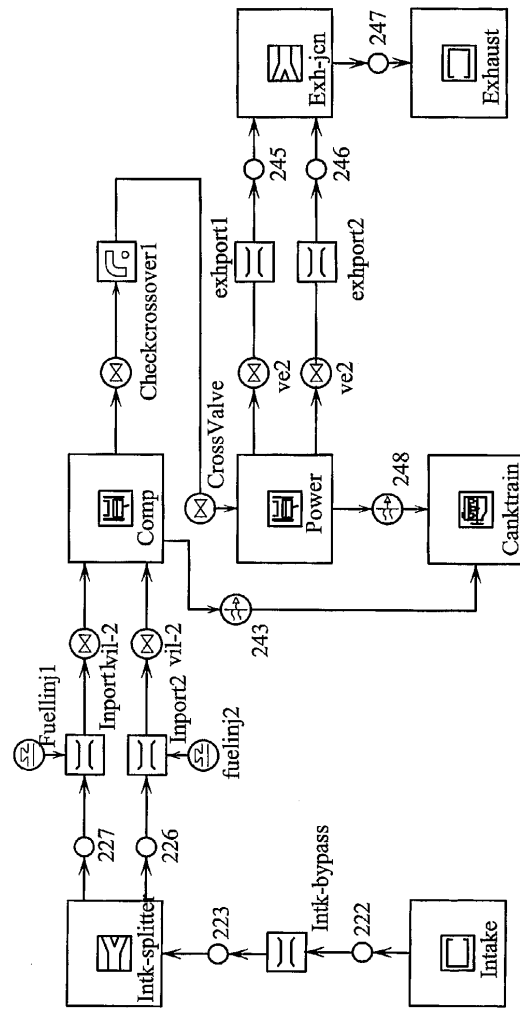
도면13



도면14



도면15a

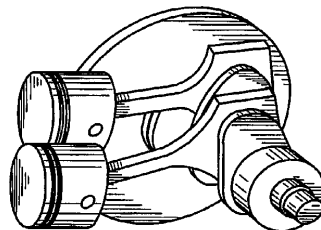


도면15b

아이템 정의: 스플릿 사이클 엔진

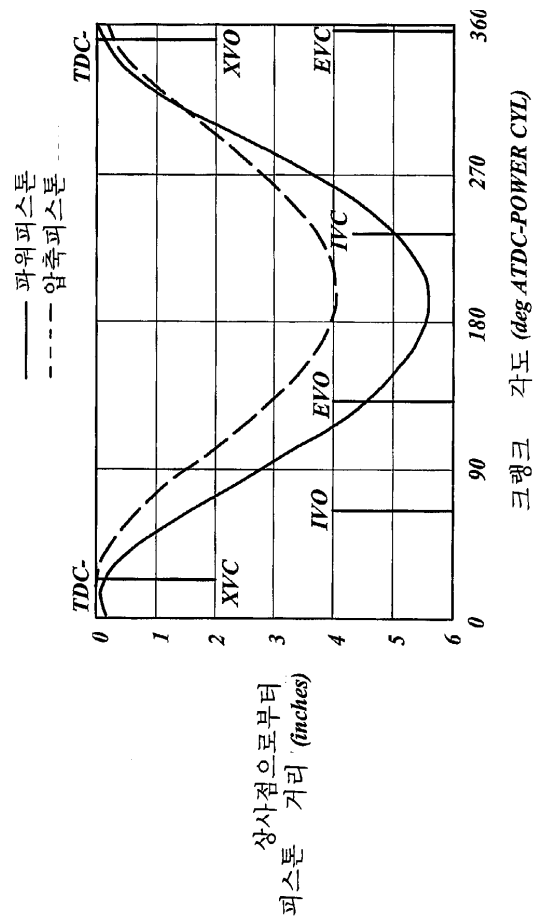
- intake: 흡입 종점 환경 (무한 공기 소스)
- intk-bypass: 스플릿전 하나의 흡입 포트
- intk-splitter: 흡입 다기관 집합 /트리
- intport1, intport2: 흡입 포터들
- fuelinj 1, fuelinj 2: 연료 주입기
- vil-y: 흡입 밸브
- comp: 압축 실린더
- check: 압축 실린더의 방출에서의 체크 또는 리드 밸브
- crossover 1: 교차 통로
- cross-valve: 실제의 교차 밸브
- power: 팽창 또는 파워 실린더
- vex: 배기 밸브
- exhport1, exhport 2: 배기 포트
- exh-jcn: 배기 집합/트리
- exhaust: 배기 종점 환경(무한 공기 덩프)
- cranktrain: 점화 순서와 같은 모든 엔진 실린더로부터 아이템을 합산하고 구성을 처리하는 수학적인 항목
- 222, 223, 226, 227, 245, 246, 247: 모델에서 파이프와 집합 사이의 연결을 다루는 오리피스 연결. 아이템들은 실제 하드웨어에서의 어떤 것도 표현하지 않는다.
- 243, 248 실린더들과 크랭크트레인 사이의 기계적인 연결을 대표하는 수학적인 링크.

도면16

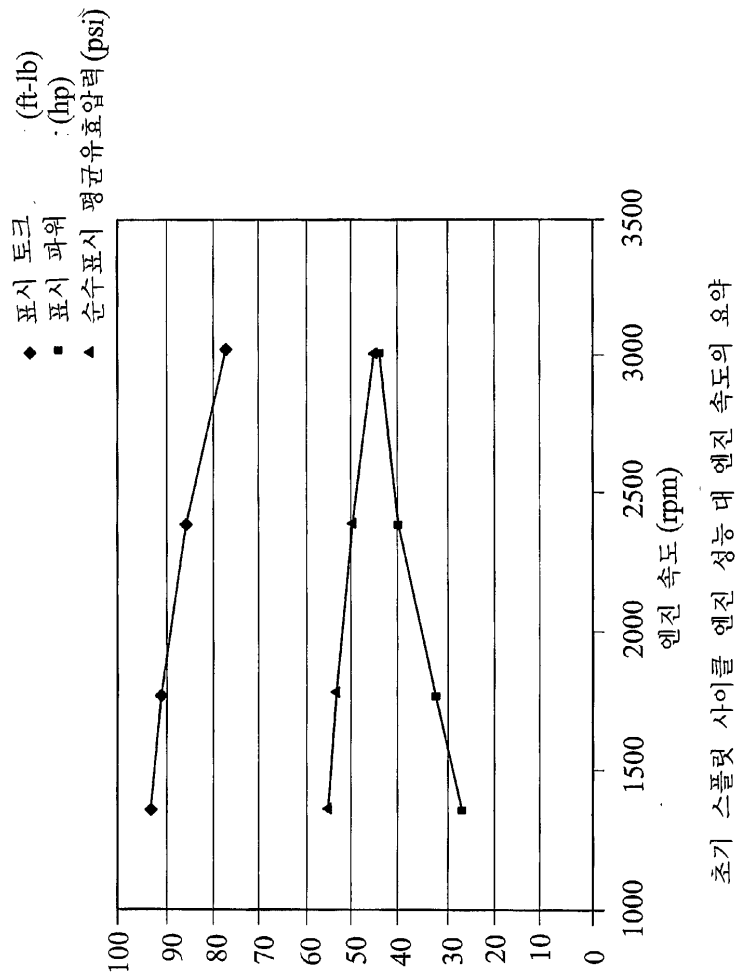


스플릿 사이클엔진의 MSC.ADAMS® 모델

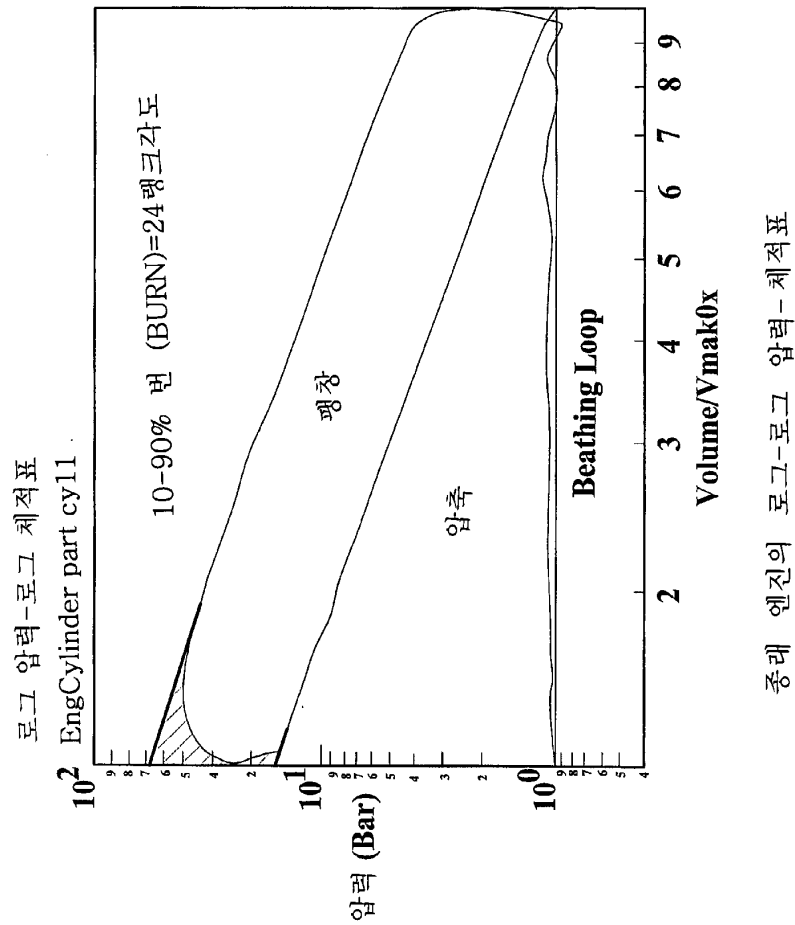
도면17



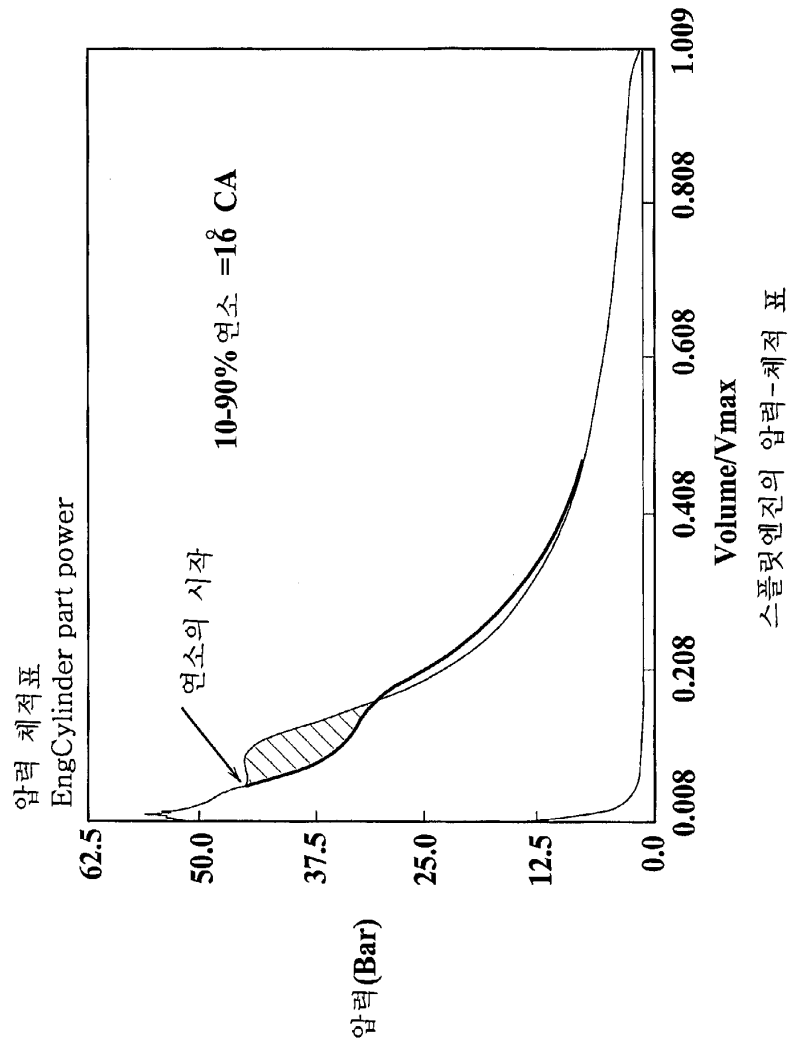
도면18



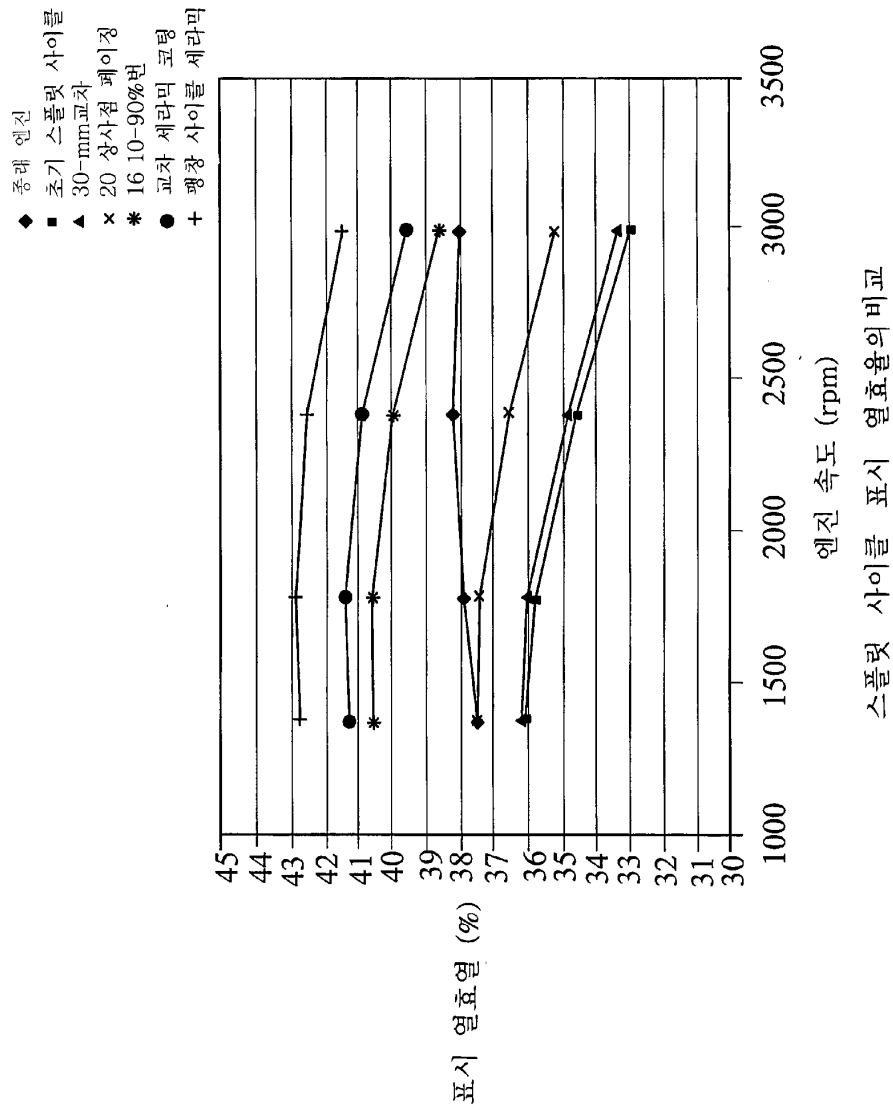
도면19



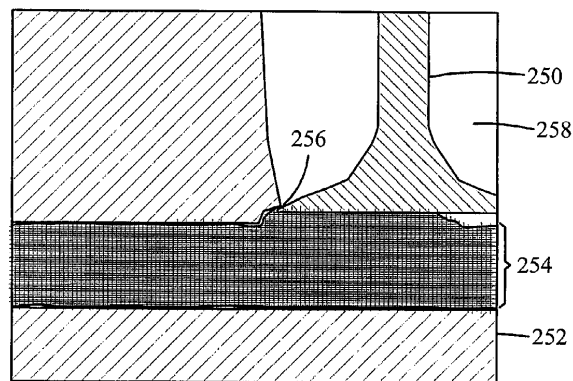
도면20



도면21

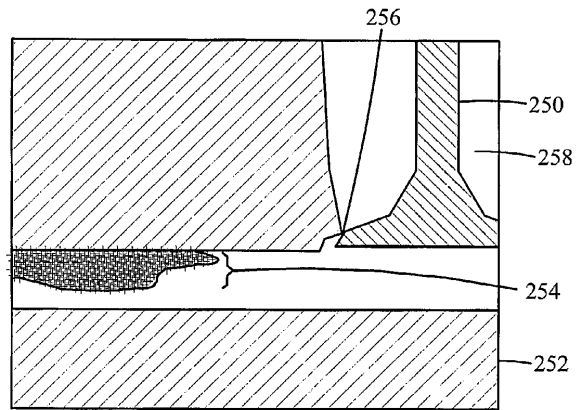


도면22



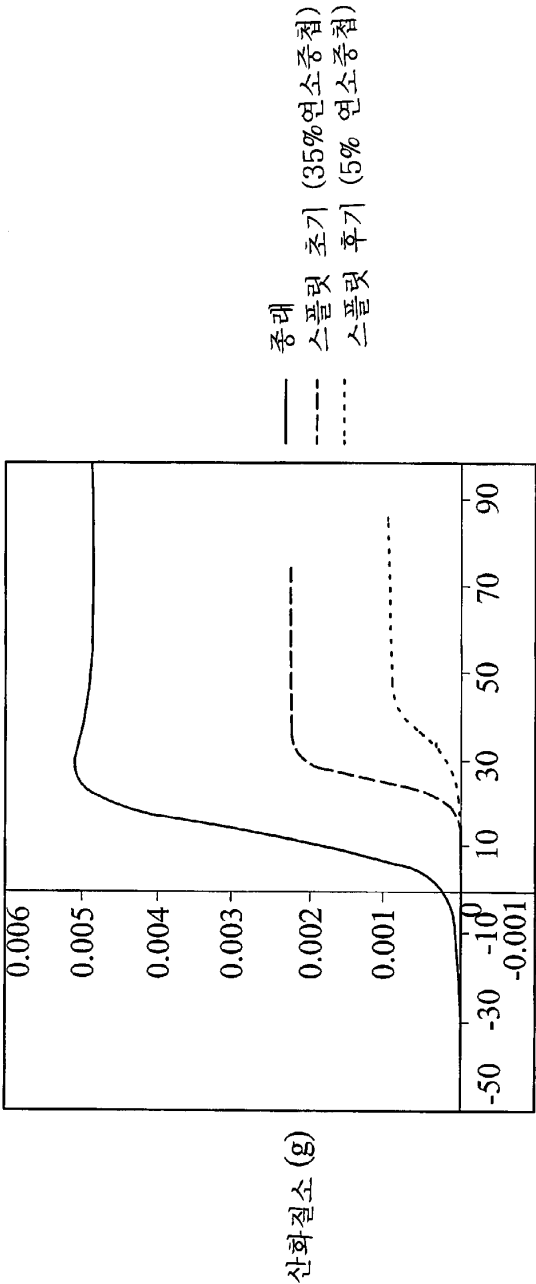
35% 연소 중첩

도면23



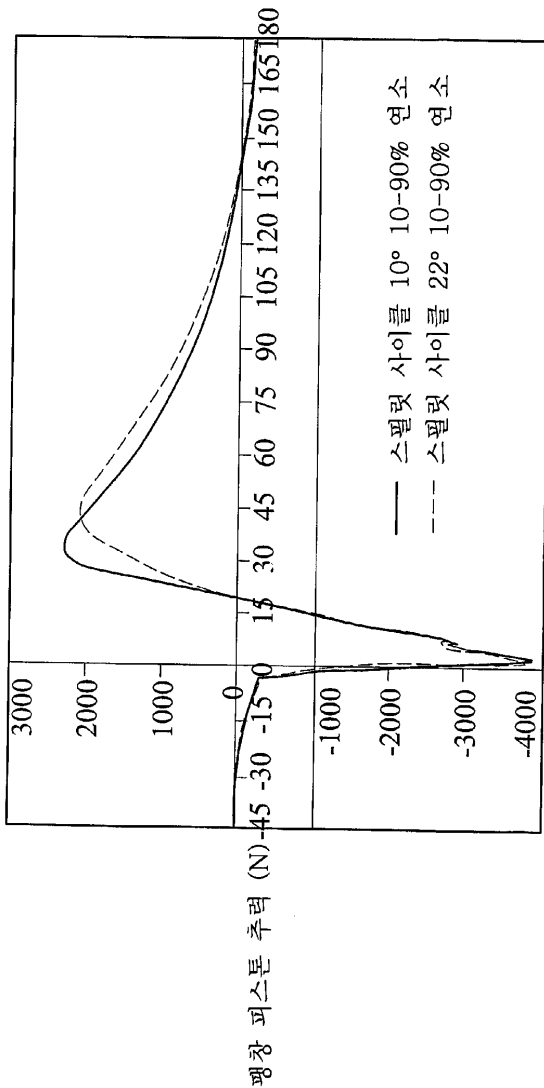
5% 연소 중첩

도면24

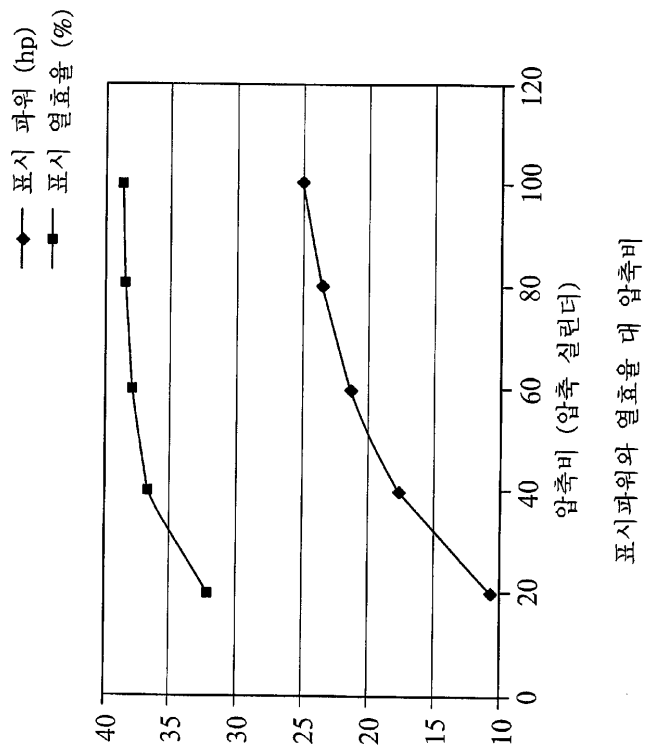


크랭크 각도 (도)
3가지구동에서 예상되는 산화질소 배출량

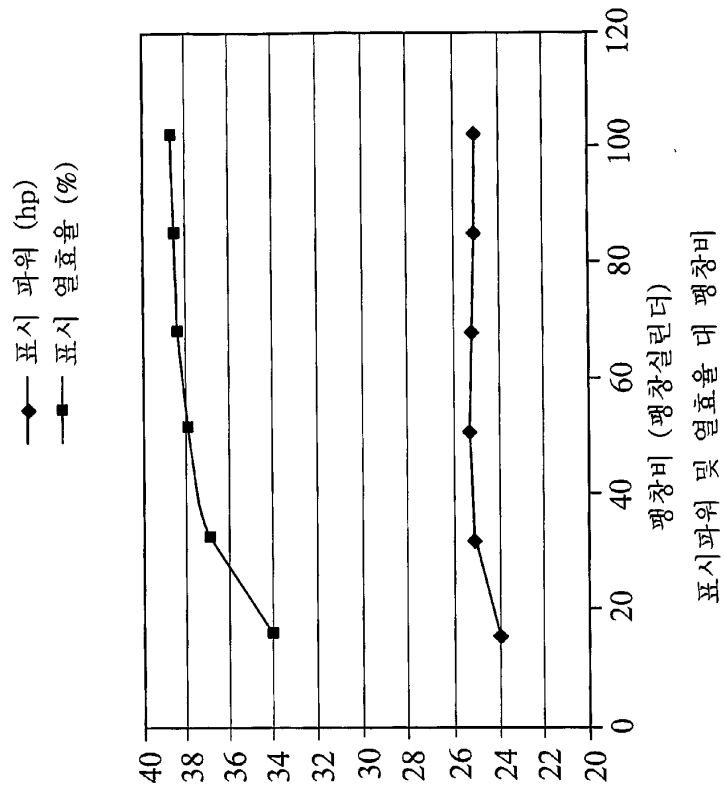
도면25



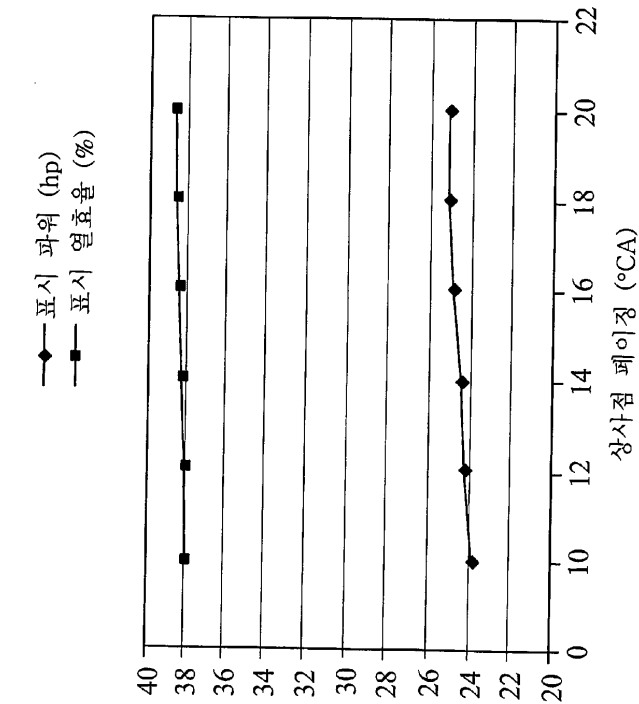
도면26



도면27



도면28



도면29

