

저압축 고폽창 기관의 기술과 개발동향

Trends in Technical & Development of Miller Cycle for Gasoline Engine

정 찬 문, 이 종 태, 조 진 우
C.M.Chung, J. T. Lee, J. W. Cho



정 찬 문
• 1959년 3월 6일생
• 기아 서비스(주) 정비연수원, 정회원
• Miller Cycle의 열유속에 관한 연구



이 종 태
• 1954년 10월 28일생
• 성균관대학교 기계공학과, 정회원
• 내연기관, 수소기관의 연소와 유동에 관한 기초연구



조 진 우
• 1967년 5월 1일생
• 성균관대학교 대학원 기계공학과
• 내연기관의 열부하에 관한 연구

que는 흡입 공기량에 비례하기 때문에 배기량을 크게 하거나 보다 많은 공기를 연소실내에 공급하여야 높은 Torque를 낼 수 있다. 전자의 경우는 후자의 경우보다 기관자체의 에너지 소모 비율이 높기때문에 연비가 나쁘게 된다. 따라서 배기량이 적은 기관의 실린더에 보다 많은 공기를 공급하면 높은 Torque에 의한 충분한 동력확보와 낮은 연비를 양립시킬수가 있는 것이다.

그리고 소비기량 기관으로 고효출력을 내기 위해서는 Turbo Charger등의 과급기를 사용하여 강제 과급하는 방법이 필요하나 저속 저부하시의 Turbo Lag에 의한 발진 가속성이 나빠진다.

또한, Otto Cycle 기관에 강제과급을 할 경우 압축 후의 공기가 고온이 되어 Knocking이 발생하기 쉽게 되기 때문에 압축비를 낮춰야 하며 여기서 팽창비까지 낮게할 경우 팽창에서 발생하는 열에너지가 기계적 에너지로 충분히 전환되지 못하고 대기에 방출되어 에너지 이용 효율이 떨어진다. 따라서 Knocking을 없애고 열효율을 높이기 위해서는 저압축 고폽창비 기관이 필수적인 것이다.

고팽창 기관은 흡입밸브의 닫힘시기를 하사점 전 또는 후에 닫히도록하여 고폽창비를 유지하면서 압축비를 낮게하여 Knocking을 방지하고 에너지 효율을 높게한다. 이때 흡입 공기량을 충분히 확보하기 위해 특수 과급기를 활용하여

1. 서 론

종래 가솔린 기관의 Otto Cycle은 흡입, 압축, 팽창, 배기의 4행정 의 길이가 같아서 압축비와 팽창비는 동일 하였다.

이에 비해 저압축 고폽창비 기관은 4행정중 압축 행정을 짧게하여 낮은 압축비와 높은 팽창비를 실현할 수 있다. 일반적으로 기관의 Tor-

과급 영역을 저속과 고속영역에 이르기까지 광범위하게 사용할 수 있도록하면 Natural Aspiration 기관에 비해 큰 출력 증가를 얻을 수 있는 것이다. 현재, 고폽창 기관을 가장 활발히 연구하고 있는 일본 MAZDA사의 Miller Cycle 기관은 흡기 밸브의 Closing Timing을 고정식(Tetard)으로 하여 유효압축비를 낮추고 축류식 과급기(LYSHOLM)를 사용하여 과급하여 2.0L 기관으로 3.0L급의 Torque와 연비를 동시에 실현할 수 있는 고폽창 기관을 개발하여 실차에 적용하기도 하였다.

본 보고서에서는 저압축 고폽창 기관의 원리와 개발동향, 그리고 세계 자동차 업계의 주목을 받고 있는 MAZDA Miller Cycle의 저압축 고폽창기관의 원리 및 제어 시스템과 기술적인 특징에 대해서 기술코자 한다.

2. 저압축 고폽창 기관의 개발동향

저압축 고폽창 기관은 1885년 James Atkinson (1846-1914)에 의해 개발된 Atkinson Cycle의 Differential기관이 그 효시라 볼 수 있다. Atkinson 기관은 크랭크축 1회전에 피스톤이 2왕복을 할 수 있도록 크랭크축에 다단계 링크 기구를 사용하였고 팽창과정을 크게 하여 열효율을 약 8%까지 향상 시킬수가 있었다.

그러나 링크 기구의 복잡화와, 고장의 발생에 따른 신뢰성과 경제성의 부족 그리고 고속 회전 불가등으로 실용화가 어려웠으나 압축비 5에 열효율 22.8%라는 1900년대 초에 개발된 기관으로는 열효율이 가장 높은 기관으로 기록되고 있다.

이후 1947년 미국의 RH. Miller씨는 기존의 Otto Cycle이 흡입연료의 에너지중 30~40%를 압축행정에서 소모되어 열효율이 낮은점을 감안하여 압축비를 팽창비보다 적게하는 이른바 「Miller Cycle」을 개발하여 ASME에 발표하면서 새로운 저압축 고폽창 Cycle 개념을 도입하게 된다.

Miller Cycle을 실현시키기 위한 방법으로 흡기밸브를 일찍닫는 「Early Closing Timing」과 늦게닫는 「Late Closing Timing」방식이 있으며 양방식 모두 팽창비, 즉 기하학적 압축비에 의해

열효율이 크게 좌우되며 유효 압축비의 영향은 적어진다.

따라서 기관의 Knocking을 피하면서 흡입 공기질량을 늘리기 위해 보다 높은 흡기관 압력을 위한 과급이 필요하므로 응답성이 좋은 과급기의 개발이 무엇보다 큰 문제라 할 수 있다.

지금까지 개발된 과급기중에는 LYSHOLM식, ROOTS식, WANKEL식, WANKEL ROOTS식, VANE식, SPIRAL식이 있으나 가장 효율이 좋은 과급기로는 내부 압축 방식인 LYSHOLM을 들 수 있다.

최근에는 저압축 고폽창 기관의 실용화를 위한 가장 큰 과제가 높은 압력에서 사용이 가능하고 응답성이 좋은 과급기의 개발에 있다는점을 중시하여 일본 MAZDA에서는 ALF. LYSHOLM씨가 1925년 최초 발명하여 1950년대에 생산되었던 Lysholm Compressor를 활용하여 Miller Cycle을 개발, 실차인 EUNOS 800(KJ-JEM 2.3, KL-2.5) EUNOS 500(KF-ZE 2.0)에 적용하여 주목을 받고 있다.

또한 저압축 고폽창의 실현을 위해 1985년 이후 ALFA ROMEO, NISSAN, BENZ, BMW 등에서는 흡입 Cam변위를 이용한 2-Step 가변 Valve Timing방식을 개발하여 실차에 적용하는 등 활발한 연구를 하고 있다.

그리고 최근 HONDA에서는 HVT(Hydraulic Variable-Valve Train)기관을 개발하여 저속, 저부하시에 저압축 고폽창 효과를 볼 수 있도록 했다.

HVT 시스템은 지금까지의 출력제어를 Throttle Valve를 일찍 닫으므로써 Miller Cycle 효과를 얻고 Pumping Loss도 저감되는 기관이다.

또한 최근 국내 Maker에서도 VVTC(Variable Valve Timing Controller)시스템의 가변 Valve Timing 방식을 개발하고 있으나 저압축 고폽창시에 필요한 과급기 적용상의 문제가 대두되고 있는 실정이다.

따라서 MAZDA의 Miller Cycle기관이 업계의 주목을 받고 있는 이유는 기관운전 전영역에서 과급효과가 좋고 응답성이 뛰어난 Lysholm 과급기의 개발에 있다고 볼 수 있다.

특히, 최근 미국의 과학자인 「Popular Science」가 그해에 주목되는 과학 및 기술 중에서 「'93 Best of what's News」에서 Miller Cycle이 자동차 기술 부문의 최우수상을 수상한 바 있어 관심을 끌고 있다.

3. 저압축 고폽창 기관의 주요 기술

3.1 기관의 압축 및 팽창과 열효율

기관에 있어서 압축비는 도시 열효율과 Friction에 의해 결정되며 최적 압축비는 약 10정도이다. 그러나 실제 압축비는 Knocking에 영향을 주므로 Knocking으로 인한 압축비 제한을 극복하기 위해 팽창비를 향상시키므로써 열효율을 높이려는 발상이다.

팽창비와 열효율의 관계는 Fig.1과 같다.

일반적으로 기관의 기계적 손실은 배기량에 비례하므로 과급으로 1.5배의 Torque를 발휘하는 60~70%의 배기량 기관을 사용하면 연비가 약 10~15% 향상된다는 이론적인 계산이 나온다.

그러나 실제 과급기관은 Knocking 발생을 억제하기 위해 압축비를 낮추기 때문에 연비는 향상되지 않는다.

Fig.2에서와 같은 압축비와 열효율의 실험치와 같이 가솔린 기관에 Partial Load가 걸릴때 압축비를 낮추면 팽창비도 떨어져 그 효율은 저하된다.

예를 들어 압축비를 10에서 8로 낮추면 그 효율은 낮아져 소배기량의 효과는 저하되는 것이다.

3.2 MILLER CYCLE의 원리

Miller Cycle은 흡기 밸브의 Closing Timing으로 실현할 수 있으며 Fig.3과 같이 흡기밸브를 흡입 행정중에 닫는 방법, 즉 가변 Miller 방식과 압축 행정중에 닫는 고정 Miller 방식의 두가지로 나눌 수 있다.

Table 1은 저압축 고폽창 원리를 이용한 고정식과 가변식 Valve Timin의 제어 방법과 Maker를 나타낸 것이다.

Miller Cycle은 Otto Cycle보다 흡입행정이 짧

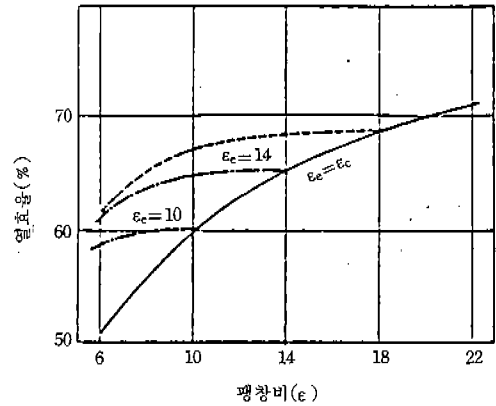


Fig.1 팽창비에 따른 열효율

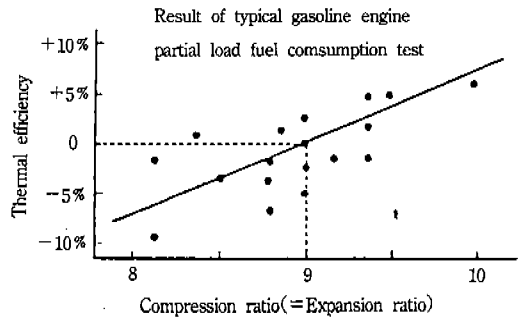


Fig.2 압축비에 따른 열효율

으므로 효율이 좋은 과급기로 과급하지 않으면 Power를 향상시킬 수 없다. 또한 과급에 의해 상승되는 흡입공기의 온도를 낮추는 것도 필수적이므로 Intercooler를 사용하여 냉각된 공기를 과급기로 충분히 과급하므로써 출력을 향상시키게 된다.

Fig.4는 Miller Cycle의 출력이 향상되는 원리를 보인 것이다.

3.2.1 가변 MILLER CYCLE 기관

가변 Miller 방식은 Rotary Valve를 사용하여 흡입행정중에 흡입 Valve를 Closing하여 저압축 고폽창을 유도하는 방식으로 일본에서는 「K-Miller System」이라고도 불리운다.

가변 Miller 방식은 단열팽창에 의한 연소실내 온도의 저하로 NOx 저감 및 Knocking을 억제하며 Throttle Loss가 줄어들어 연비가 좋아지는 장점이 있는 반면, 고회전 영역에서 흡입 공기량의 감소로 Boost 압이 너무 높게되고 Rotary Valve

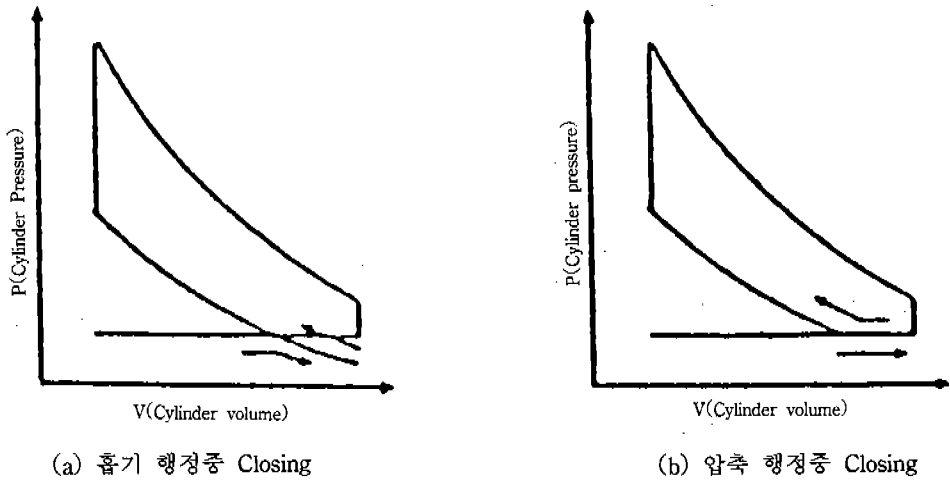


Fig.3 Miller Cycle의 실현수단

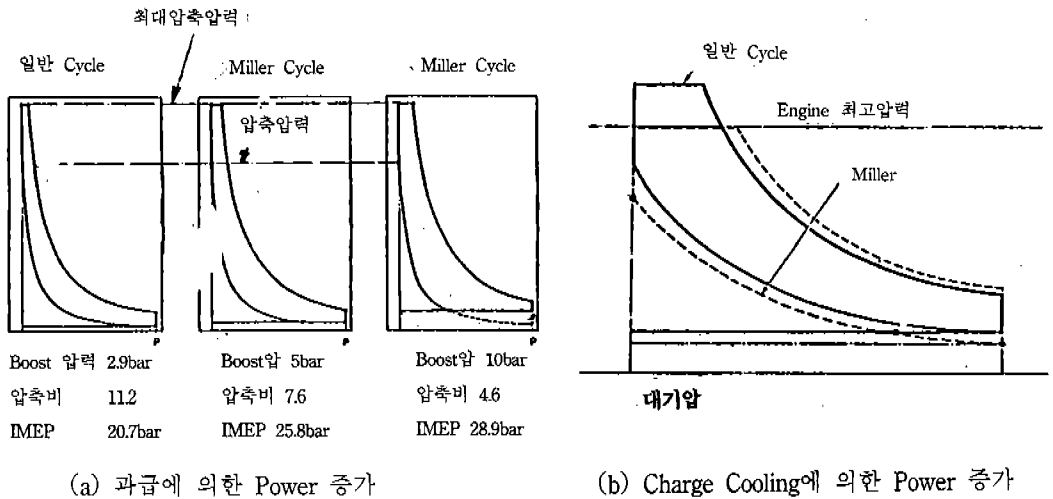


Fig.4 Miller Cycle의 출력향상 원리

Table 1 Valve Timing 방식에 따른 개발 현황

Valve Timing	방 법		개 발 Maker
	흡기 CAM 변위	Rotary 밸브	
고 정 식	○		MAZDA Miller 방식
		○	-
가 변 식	○		KIA, Honda
		○	-
	○		BENZ, Nissan, BMW
		○	K-Miller 방식

Control이 복잡한 단점을 갖고 있다.

가변 Miller Cycle 기관의 구조는 Fig.5와 같다.

3.2.2 고정 Miller Cycle 기관

Fig.6과 같은 고정 Miller 방식은 흡기밸브를 압축행정 중에 Closing하여 저압축 고폭창을 유도하는 방식으로 MAZDA Miller System이 이방식에 해당된다.

고정 Miller 방식은 고회전 영역에서 흡기량 감소가 적고 중·저속에서 유효 압축비 감소에 의한 Knocking 방지효과가 커서 전 운전 영역에서 효율을 높일 수 있으며 단열팽창에 의한 연소실내 온도의 저하로 NOx가 줄어드는 장점을 가지고 있으나 Throttle Loss가 상대적으로 크고 Partial Load시에 효과가 적다는 단점을 갖고 있다.

3.3 MAZDA MILLER CYCLE 기관

MAZDA Miller Cycle 기관은 과급효율이 좋은 「軸流式 過給機(LYSHOLM)」에 Intercooler를 채용하고 Valve Closing Timing을 Retard하여 유효 압축비를 낮추어 knocking을 해소하고 고폭창비를 실현한 기관이다. 그러나 Miller Cycle 이론은 Throttle Valve 없이 흡기 Valve Closing Timing을 Advance 시키는 것이지만 MAZDA의 Miller Cycle 기관은 Throttle Valve가 있고 흡기 Valve Closing Timing을 Retard 한 것으로 Miller Cycle 보다는 Atkinson Cycle에 더 가깝다고 할 수 있겠다.

3.3.1 MAZDA MILLER CYCLE 기관의 특징

MAZDA의 KJ형 기관은 고효율과 고풍력, 그리고 응답성이 좋은 Lysholm Compressor를 채용했고 밸브 제어는 Late Intake Valve Closing 방식이며 ABV(Air By-pass Valve)와 공냉식 Intercooler 등을 적용하여 저연비, 高 Torque를 실현할 수 있다.

그러나 Miller Cycle 기관은 ①Throttle Torque 특성의 최적화의 어려움과 ②Lysholm Comp. 구동손실 발생 ③시동시 충전량 저하에 따른 시동성 악화 ④대기압 저하(고지)에 따른 내부하 성능이 저하되는 문제점을 갖고 있다.

이에 따라 구동손실을 최소화 하기 위한 Air By-pass Valve가 Lysholm Compressor에서 배출된 공기의 Bypass 양을 제어하도록 하는 Air By-Pass

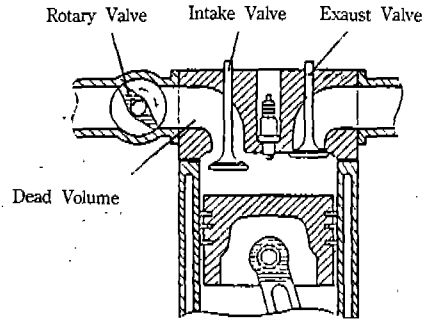


Fig.5 가변 MILLER Cycle 기관의 예

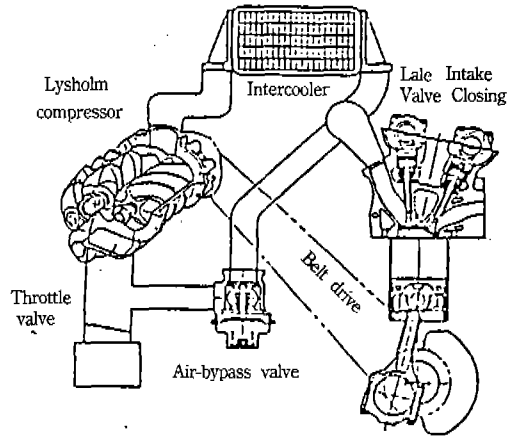


Fig.6 고정 MILLER Cycle 기관의 예

Valve System을 채용하여 Torque Management의 실행이 가능하게 되었고 각종 엔진 제어 시스템을 적용하여 문제점을 개량하였으며 또한, Lysholm Compressor의 구동손실도 동시에 개선되었다고 볼 수 있다.

3.3.2 MAZDA MILLER CYCLE의 제어 시스템

1) Air By-pass 흡기압 제어 시스템

ABV(Air-pass Valve) 시스템 제어 방식은 Fig.7과 같이 Diaphragm식 Valve를 사용하여 운전조건 즉, Throttle 개도 및 회전수에 따라 공기량을 제어하여 흡기압에 따라 기관 출력 Torque의 제어가 가능하다.

Air By-pass Valve 시스템의 흡기압 제어 특성은

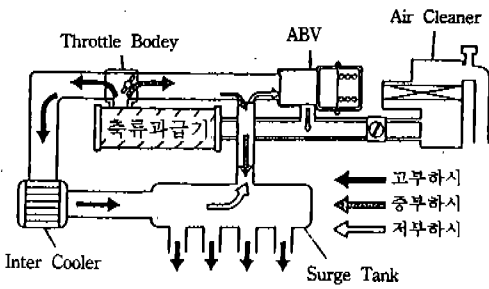


Fig.7 흡기압 제어의 계통도

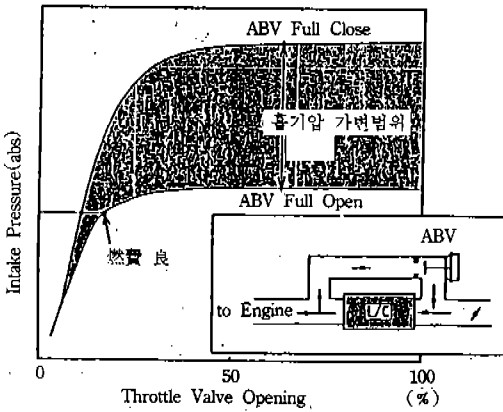


Fig.8 흡기압 제어의 특성

Fig.8과 같이 Throttle Valve 개도와 흡기압에 따라 변화하며 이러한 제어에 의하여 차량의 주행성 및 A/T Shift Quality가 향상되고 자유로운 Torque 제어에 의한 저연비를 실현할 수 있다.

2) 기타 엔진 제어 시스템

Miller Cycle의 제어 시스템 Fig.9와 같은 기존 엔진에서 특별히 추가된점은 다음과 같다.

①연료제어 : 과부하시 공연비의 최적화와 충전량 변화 및 흡기계통의 밸브 작동에 따라 적절히 분사하도록 이른 모델을 기본으로 보정하는 Sequential 분사제어 방식을 채택했고 시동성의 향상을 위해 이른 보정을 추가 했다.

②점화시기 제어 : 시동시의 점화제어를 개량하기 위해 Direct-Ignition을 적용했다.

③Idle Speed 제어 : 기관의 요구량에 따른 ISC Valve 개도 콘트롤을 개선했고 Idle-up Solenoid와 ABV와의 결합을 제어하여 대기압 저하시 내부하 성능을 개량했다.

④EGR 제어 : 흡기압 센서에 대한 제어를 추가하여 EGR Valve의 응답성을 추가했다.

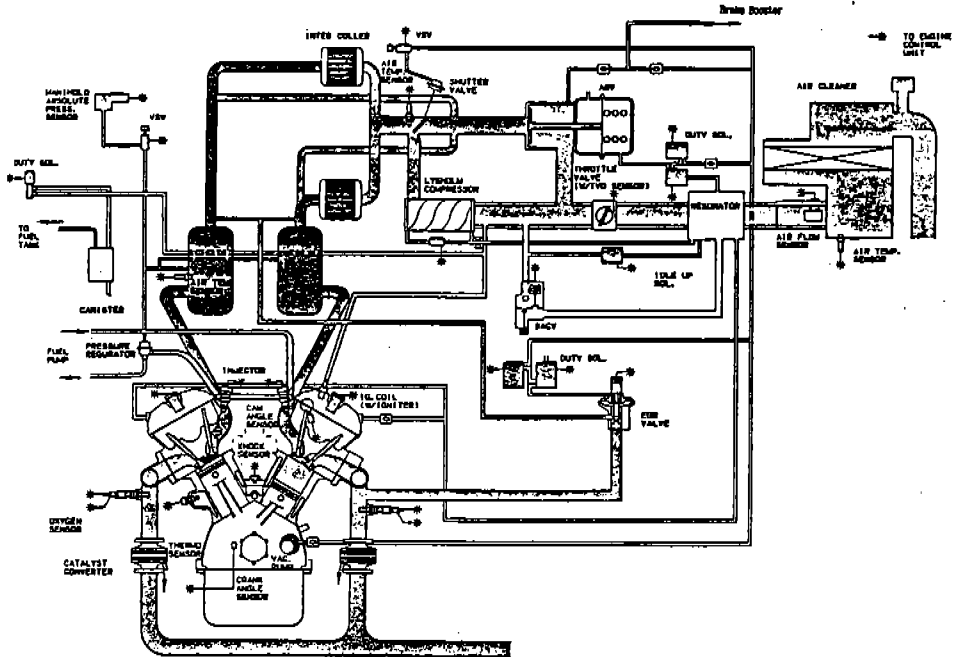


Fig.9 MAZDA Miller Cycle Engine 제어 시스템도

3.3.3 LYSHOLM COMPRESSOR

1) 개발 배경 및 역사

Miller Cycle 기관을 활용하기 위해서는 저속에서부터 고압력 고효율의 과급이 가능해야 하고 또한 응답성도 양호해야 하며 소형 Compact 화로 탑재성도 양호한 과급기가 필요하다.

1925년 Alf. Lysholm씨가 발명한 이 Compressor는 실질적으로 1950년대에 생산하였으며 초기에는 압력비 7이상의 Gas Turbine Compressor로 사용되다가 추후 일반 가솔린용으로 사용될 때는 압력비가 1.5정도였으며, Miller Cycle 기관에 적용되면서 3.0 압력비의 Compressor가 개발되어 사용되었다.

Lysholm Compressor 내부의 Rotor는 그 효율을 높이기 위해 Fig.10과 같이 변천되어 왔다.

2) LYSHOLM COMPRESSOR의 사양 및 구조

(1) 요구조건 및 사양

L.C(Lysholm Compressor)의 체적 효율은 Rotor와 Rotor, Rotor와 Casing 간의 Clearance가 작을수록 높으나 접촉이 발생하면 파손되므로 공기 및 온도에 의한 열변형 축진동 등을 고려하여

적당한 Clearance를 주는것이 Compressor의 중요한 변수인 것이다.

MAZDA에서는 「石川島播磨重工業」과 공동으로 Lysholm Compressor를 개발하여 Super Charger라는 용어대신 Lysholm 이라는 용어를 사용하였고 개발된 주요 사양은 Table 2와 같다.

(2) LYSHOLM COMPRESSOR의 구조

Lysholm Compressor는 Fig.11과 같이 Aluminum

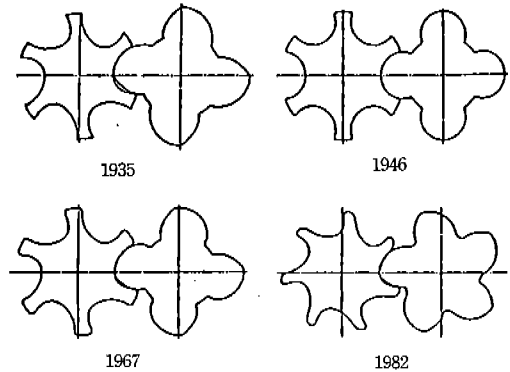


Fig.10 Lysholm Compressor 변천과정

Table 2 Lysholm Compressor의 주요 사양

1	Theoretical suction air	Max.750m ³ /H
2	Maximum total adiabatic efficiency	70%
	Total adiabatic efficiency = $\frac{\text{Adiabatic compression work}}{\text{Driving power}}$	
3	Maximum discharge pressure	160kPa · rpm
4	Maximum input shaft speed	7600rpm
5	Maximum male rotor speed	35000rpm
6	Maximum female rotor speed	21000rpm
7	Maximum allowable discharge air temperature	160°C
8	Shaft seal pressure condition	Air side : - 87 - + 160kPa · G Oil side : Atmospheric Pressure
9	Required amount of lubrication oil (Supplied from the engine)	2.5L/min
10	Weight	13kg
11	Size	W175×H150×L420(mm)

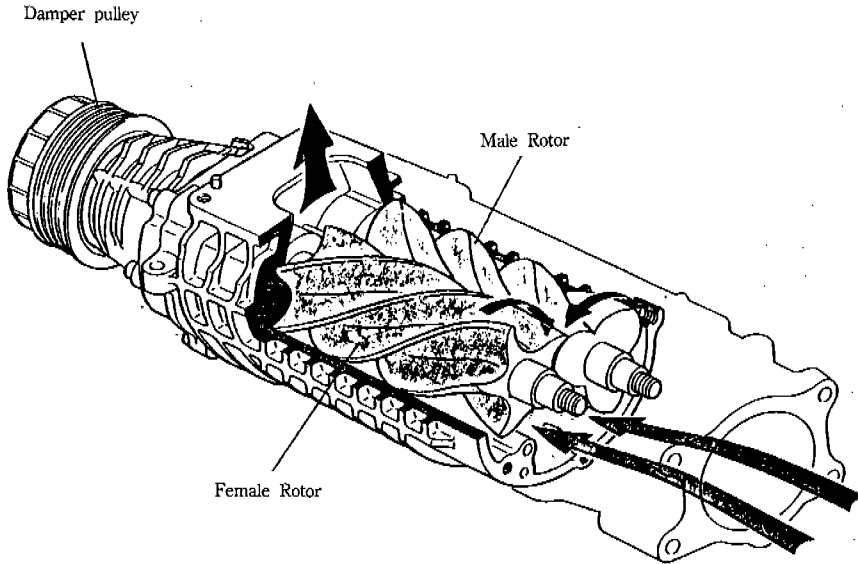


Fig.11 Lysholm Compressor의 구조

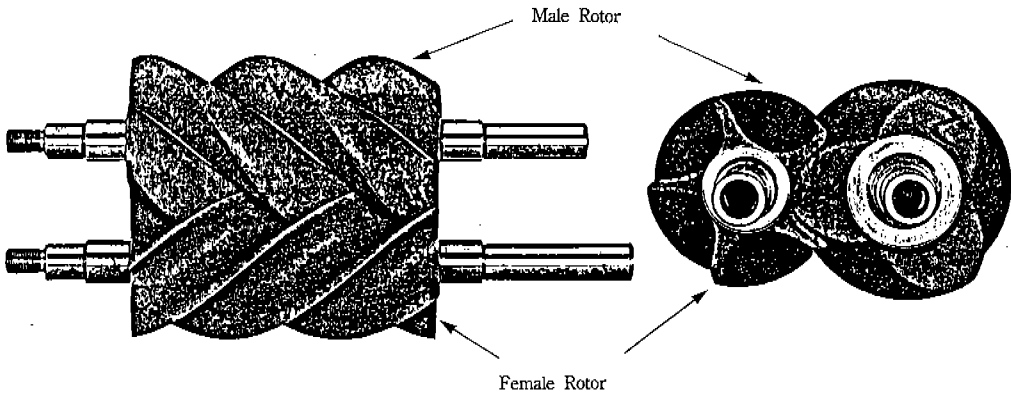


Fig.12 Lysholm Compressor의 Rotor 구조

Case속에 한쌍의 암수 Rotor가 있고 이들의 회전에 의해 Compressor 내부에서 공기를 압축하고 그 압축공기를 연소실에 압송하게 하는 구조로 되어 있다.

①Rotor의 특성

가능한 많은 공기를 처리하기 위해 Fig.12에서 표시한 것처럼 숫 Rotor가 차지하는 Volume을 최소한으로 하여 날개수는 3매, 암 Rotor는 숫 Rotor의 물림 강성을 고려하여 5매로 했다.

또한 Rotor의 Clearance는 운전 요소인 공기,

온도의 변화, 축진동 등을 고려하여 각종 Mode 별 Bench 상에서 계속 Data를 기준으로 최적 Clearance가 되도록 설계한다.

Fig.13은 Bench상의 계속 온도에 따른 Temperature Risk와 기관의 회전수와의 관계를 나타낸다.

또한, Fig.14는 운전중의 열팽창 발생에 따른 축과 알루미늄 케이스간의 간격을 줄이기 위해 축수 해당부위에 Ring 상의 테프론 수지를 설치할 경우의 기관속도와 축진동 감소량의 예를 나타낸다.

것이다.

그리고 Rotor의 재료는 열팽창량을 적게하고 Clearance를 적게하기 위해 열팽창 계수가 작은 특수 알루미늄 합금을 채용하고 특히 Rotor 표면에는 테프론계 Coating을 두껍게 도포하여 Rotor의 접촉이나 이물질 혼합시에도 해가 없도록 했다.

②Lysholm Compressor 고속화의 대응

Rotor의 고속회전에 따른 Bearing, 축 Seal, Gear 부위의 발열량 증가에 대비해 윤활유 내부 봉입 방식으로는 불충분하여 엔진 오일에 의한 외부 급유방식을 채용했다.

또한 3,500rpm 이상의 고속 회전 하에서도 요구 수명과 안정된 회전이 가능한 특수 베어링을 채용했고 윤활유 누유를 방지하기 위해 Table 3과 같이 3가지 축 Seal 중 Mechanical Seal을 사용한

결과 회전수 및 Seal 부의 압력변동에 가장 적합하다.

Table 3 축 Seal의 종류와 운전속도에 따른 적용성

형식	Mechanical Seal	Lip Seal	Clearance Seal
고속	○	×	○
저속	○	○	×

①Lysholm Compressor의 소음 특성

유체음 특성을 비교하기 위해 Lysholm Compressor와 Roots Blower를 동일 운전조건(공량 400m³ h, 토출공기 압력비 1.8)하에서 소음 주파수 분석 결과 아래와 같이 나타난다.

또한 Idle 운전시에는 Engine Torque 변화에 의해 Compressor 내부의 Gear 음이 생기는 경우를 대비해 Damper Pulley를 채용한 결과 Fig.15와 같이 크게 저감됨을 알 수 있다.

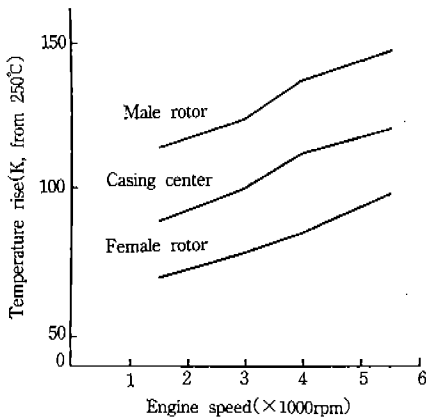
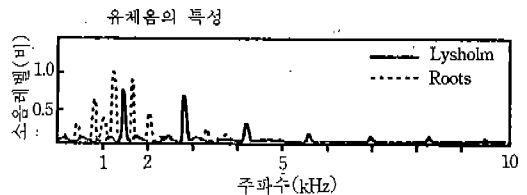


Fig.13 Bench Test 상의 측정 온도



(Suction air : 440m³/h, Boost pressure ratio : 1.6)

(3) LYSHOLM COMPRESSOR의 성능 및 효과

Lysholm Compressor는 체적효율과 전단 열효율 모두 전 회전 영역에 걸쳐 고성능을 얻을 수 있다. Fig.16에서는 Roots Blower와의 내부 압축 작용의 유무의 차이가 크게 나타남을 알 수 있다.

또한 Lysholm Compressor와 Roots Blower에 의한 과급 공기를 Miller Cycle에 적용했을 때 Lysholm Compressor의 우위성을 Fig.17에서 보는 것과 같이 큰 차이가 있음을 알 수 있다.

그리고 Valve가 Late Intake Valve Closing시에도 불구하고 보통 엔진보다 약 1.5배 이상의 흡기량을 공급할 수 있어서 저압축 고폽창 기관에서는 더욱 많은 효과를 볼 수 있는 것이다.

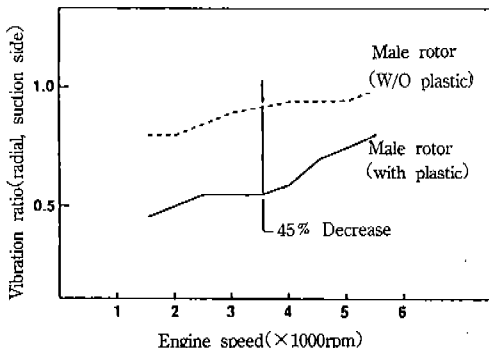


Fig.14 기관속도와 축진동

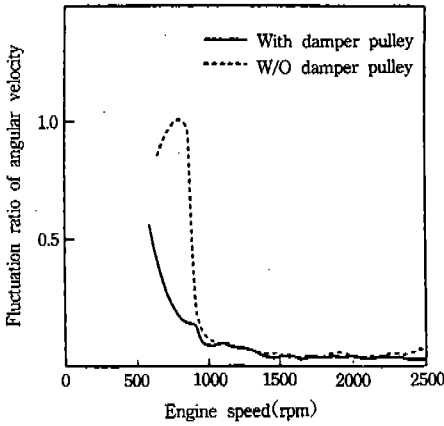


Fig. 15 Damper Pulley 채용시와 비 채용시의 수율

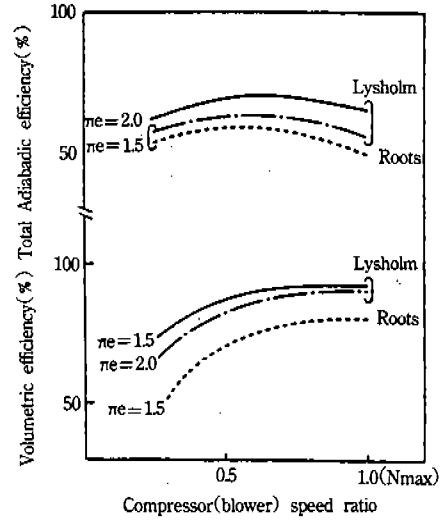


Fig. 16 과급기 효율비교

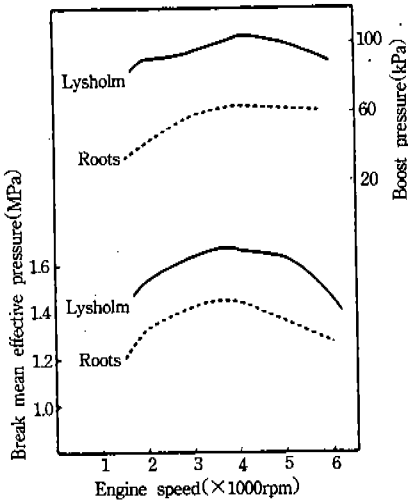


Fig. 17 엔진 충전비교(Lysholm 및 Roots)

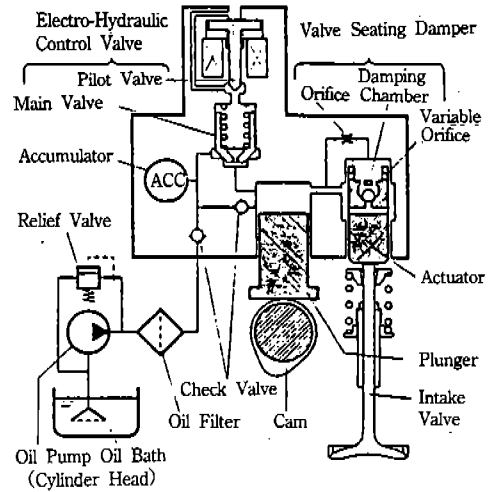


Fig. 18 HONDA의 HVT의 작동원리

Table 4 Lysholm 및 Roots식 과급기의 비교표

구 분	압축효율	구동손실	RESPONSE	전영역특성	탑재성	COST
Lysholm식	○	○	○	○	○	△
Roots식	△	△	△	△	△	○
비 고	내부압축	역류없음	TURBO LAG없음	TORQUE 특 성	소 형 COMPACT	

총 합
○
△
축류식이우수

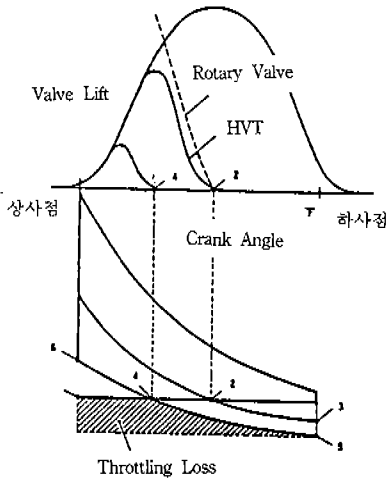


Fig.19 HVT의 Valve Timing과 Lift 조절

특히, Lysholm Compressor는 실용화된 Roots Blower 등의 기계식 과급기 보다 소형 Compact화 할 수 있고 V형 기관의 Bank 사이에 설치할 경우 엔진룸의 이용도가 향상되는 장점을 가지고 있다. 다음 Table 5는 축류식(Lysholm)과 Roots식 Compressor의 비교표이다.

3.4 가변 MILLER CYCLE 기관

3.4.1 가변 Miller Cycle의 개발동향

가변 Miller Cycle 기관은 앞서 언급한 바와 같이 흡기 Cam의 변위를 이용한 연속 가변식은 HONDA와 KIA에서 개발 또는 개발중에 있으며 흡기 Cam 변위를 2단계로만 제어하는 2-Step 가변 방식은 NISSAN BENZE, BMW 등에서 1988년 부터 개발하여 사용하고 있다.

또한 최근에 일본의 「Hiroshi-Kanesaka」라는 사람이 개발한 Rotary Valve를 이용한 가변식 2-Step Rotary 방식인 이른바 「K-Miller Cycle」을 실용화하고 있으며 NISSAN에서도 개발중에 있다.

다음 Table 6은 가변식 Miller Cycle의 개발 및 적용 현황을 나타낸 것이다.

3.4.2 연속 가변식 Miller Cycle(HONDA의 HVT)

1) H.V.T의 작동원리

흡기 Cam의 변위를 이용한 연속 가변식 Miller

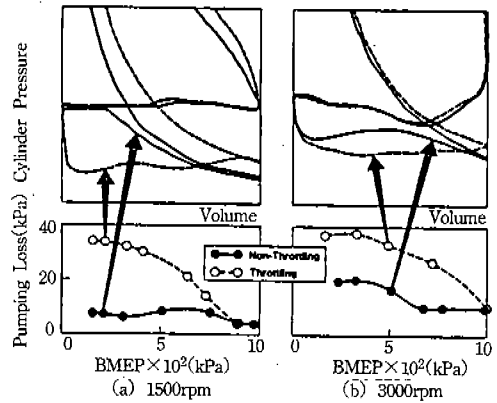


Fig.20 HVT의 Pumping Loss 저감

Cycle은 유압으로 작동하는 HVT(Hydraulic Variable-Valve Train)를 이용하여 엔진의 출력을 Valve Timing과 Lift를 조절하여 제어하는 방식으로 이른바 Non-Throttle 엔진을 만든다는 발상이다.

이러한 가변 Miller Cycle은 고부하시 출력이 향상되고 Idle 안전성이 대폭 향상되며 저부하시의 연비가 좋아져서 결국은 최적 Matching 상태의 저연비와 고효율화를 꾀할 수 있는 것이다. Fig.18은 HONDA의 HVT의 구조와 작동원리를 나타낸다.

HONDA의 HVT의 Valve Timing과 Lift 조절 특성은 Fig.19와 같다.

2) H.V.T의 효과

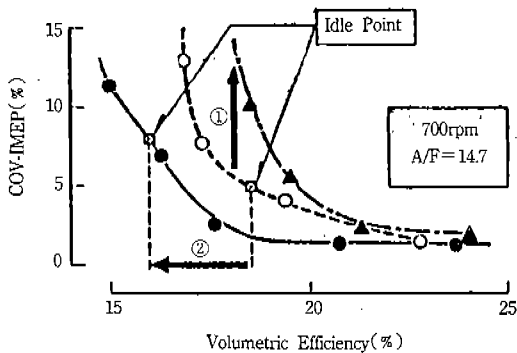
Fig.20의 HONDA HVT System은 회전수 변화에 따른 Valve 곡선으로 나타낸다. 즉 그림과 같이 저 rpm에서는 Valve가 제대로 닫히지만 rpm으로 갈수록 Lift만 낮아질뿐 Timing은 Full Lift와 같게 된다.

3) H.V.T의 문제점

Non-Throttling에서의 저부하 연소가 다소 불안정 하다는 점이다. 왜냐하면 Fig.21에서 보듯이 Idling시나 저부하시 단열팽창에 의한 낮은 가스 온도와 짧은 기간동안 Valve가 Open되어 있으므로 약한 가스 유동으로 인한 저부하시의 연소 불안정이 문제가 될 수 있다.

Table 5 Maker별 가변 Miller Cycle 적용 현황

	Alfa Romeo	Nissan	Mercedes Benz	Porsche	BMW	KIA
Function	Helical Splines	Helical splines	Helical splines	adjust chain	Helical splines	Helical splines
Principle	Oil/spring	Oil/spring	Oil/oil	Oil/spring	Oil/oil	Oil/spring
Concept/Strategy	IP 2-step	IP 2-2step	IP 2-step	IP 2-step	IP 2-step	IP 연속식
Phasing angle	32°CA	20°CA	34°CA 6cy 20°CA 6cy	14°CA	25°CA	20-30°CA
Solenoid concept	2/2-Way switches bypass	2/2-Way switches bypass	4/2-Way switches bypass	3/2-Way switches bypass	4/2-Way switches bypass	4/2-Way switches bypass
Engine type	S4	V6	S4/6 V8/2	S4	S6	S4
Units per engine	1	2	1	1	1	1
Start of production	1985	1988	1990	1991	1992	1995



- ▲ · · ▲ Non-Throttling E/G(4Valve)
- · · ○ Throttling E/G(4Valve)
- · · ○ Non-Throttling E/G(3Valve)
- ① Increase of COV-IMEP under Non-Throttling Operation
- ② Decrease of Volumetric Efficiency under Non-Throttling Operation at Idle.

Fig.21 NON-Throttling시의 연소과정

3.5 K-MILLER CYCLE 기관

K-Miller Cycle은 일본의 HIROSHI KANESAKA가 최근 개발중인 Rotary Vave를 활용하는 저압축 고폽창 기관으로써 KANESAKA의 첫 글자인 K를 붙여 가칭 K-Miller Cycle이라 부른다.

K-Miller Cycle은 '90년대 초부터 KANESAKA TECHNICAL INSTITUTE와 TOKYO UNIVER-

SITY 합동으로 개발에 들어가 실용화에 주력을 하고 있는 최신 Miller Cycle 중의 하나이다.

3.5.1 K-Miller Cycle의 작동원리

K-Miller Cycle은 Fig.22와 같이 흡기 통로에 Rotary Valve를 Cam축과 같은 속도로 설치하며 작동시기를 조절하여 흡배기량을 제어하여 Miller Cycle을 실현하는 것이다.

Rotary Valve 효과에 영향을 미치는 인자는

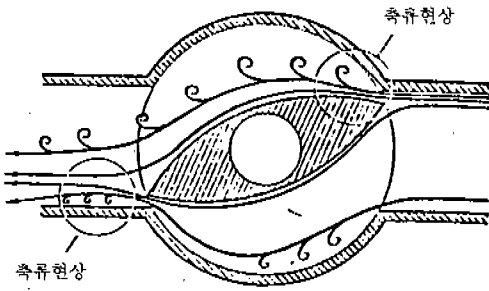


Fig.22 Rotary Vace의 구조와 축류현상

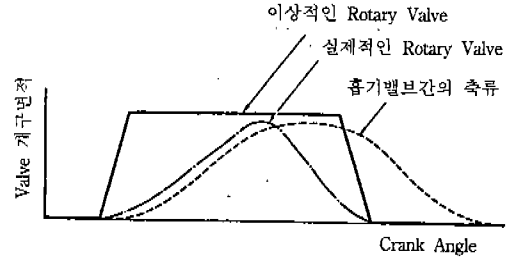


Fig.23 Rotary Valve의 개구면적

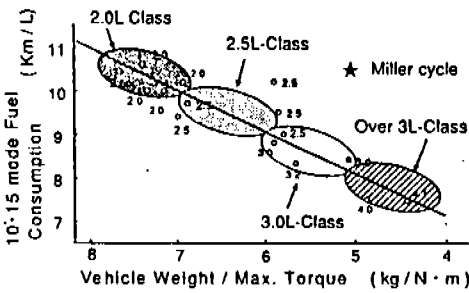


Fig.24 Miller Cycle의 연비, Torque, CO₂ 비교표

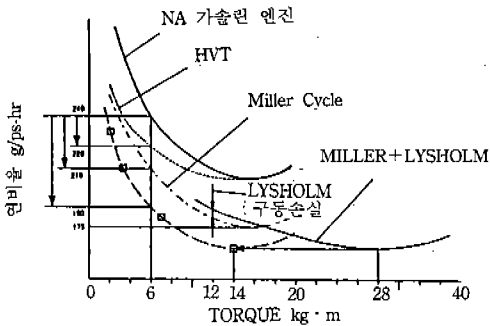
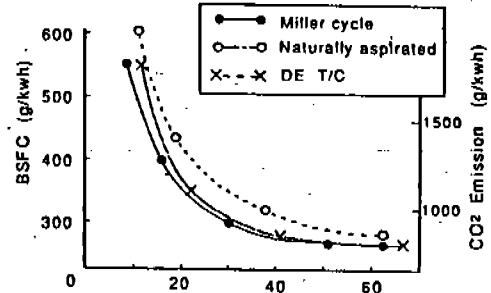


Fig.25 저압축 고폽창 기관의 Torque와 연비율

Dead Volume이며 개폐 Timing에 따라 성능, 연비 등에 큰 영향을 미치고 있으나 아직까지는 연구 단계이다.

3.5.2 K-Miller Cycle의 문제점

Fig.23과 같이 Rotary Valve가 개폐할 때 축류 현상이 발생되어 개구 면적이 적어지는 단점을

갖고 있다.

이를 방지하기 위해 최적의 Rotary Valve와 Engine Valve의 개폐 Timing에 및 축류현상 방지를 위한 intake System의 개선 등을 연구하고 있다.

3.6 저압축 고폽창 기관의 연비 및 성능 비교

MAZDA에서 개발한 Miller Cycle은 Fig.24와 같이 2.0L급 엔진으로 3.0L급의 성능을 낼 수 있고 CO₂ Emission 역시 많은 효과를 볼 수 있어 추후 많은 차량에 Miller Cycle 엔진을 적용할 전망이다.

또한 Fig.25에서 보는바와 같이 최근 저압축 고폽창 기관을 개발한 Miller, MAZDA Miller, HONDA HVT와 기존의 Natural Aspiration 엔진과의 Torque 및 연비율을 볼 때 Miller+Lysholm 시스템이 가장 효율적임을 알 수 있다.

4. 결 론

참 고 문 헌

지금까지 소개한 저압축 고폽창 기관은 1880년대 부터 오랜 연구와 개발이 계속되 오면서 기존의 가솔린 기관에 비해 저연비 고 Torque를 실현할 수 있었다.

그러나 아직까지도 저압축 고폽창 기관의 실용화에 가장 큰 걸림들은 높은 압력에서 사용이 가능하고 저속에서 고속까지의 과급 영역에서도 과급 효율이 뛰어난 과급기의 개발이라고 할 수 있겠다.

실용화된 MAZDA Miller Cycle은 연비와 Torque 면에서 2.0L급 엔진으로 3.0L급의 효과를 내는 특수 과급기인 Lysholm Compressor를 개발하여 소형 고성능화는 물론 안전 연소를 유도하여 Co등의 배출가스 저감에도 혁신적인 효과를 거둘 수 있는 저압축 고폽창 Miller Cycle의 실용화에 성공할 수 있는 것도 특수 과급기의 개발이라 볼 수 있다.

향후 저압축 고폽창 기관의 개발 및 응용 기술을 저연비 초회박 엔진에 적용하거나 배출가스에 의한 환경 보호 측면, 디젤 기관에 적용하여 저연비 고 Torque를 실현해야겠고, 특히 저소음 저 Cost, 고 효율의 특수 과급기의 개발과 저압축 고폽창 기관의 실용화에 더욱 많은 연구와 관심을 갖어야 할 것이다.

1. C. Lyle Cummins, Jr. : "Internal Fire." Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale PA, 1989.
2. M. Azechi & H. Kanesaka : "The Development of New Throttle Valve Actuation System for Natural Gas Engine." SAE Paper 920454, 1992.
3. Ryo shimizu, Masaki Fujii, Takasi Suzuki, Masao inoue, Susumu Ninai : "Miller Cycle Engine Management System." JSAE 9305814, 1993.
4. Kohei Ichimaru, Hiroshi Sakai, Hiroshi Kanesaka, Desmond E. Winterbone. : "A High Expansion Ratio Gasoline Engine with Intake Control Rotary Valve Installation," JSAE 9302079, 1993.
5. Hidetsugu Matsubara, Tsuyoshi Goto, Miedo Kurata, Yuichi Iguchi, Shigeru Tagube : "Development of the High Performance Lysholm Compressor for Automotive Use." JSAE 9302060, 1993.
6. Tsuyoshi Goto, Koichi Hatamura, Shinobu Takizawa, Nobuhiro Hayama, Hiroshi Abe : "Development of V-6 Miller Cycle Gasoline Engine." JSAE 940198, 1994.
7. Kouichi Hatamura, Tsuyosi Goto, Mashashiro Choshi, Hiroshi Shimizu, Hiroshi Abe : "Development of Miller Cycle Gasoline Engine." JSAE 9302088, 1993.
8. 兼坂弘 : "兼坂弘の毒設評論", Motor Fan 1993. 7~1994.3.