

〈논 문〉 SAE NO. 953721

간접 분사식 디젤기관 피스톤 결합체 마찰력 측정 장치의 개선 및 마찰력 측정

Study on the Improved Measurement of Piston Assembly Friction Force in an IDI Diesel Engine.

조 성 우,* 김 승 수**
S. W. Cho, S. S. Kim

ABSTRACT

Among mechanical friction losses in an engine, the piston assembly and cylinder components accounts for the majority of the losses. The movable bore technique has been developed and turned out to be the most reliable technique in measuring the instantaneous friction of piston assembly. The weakness of this system, however, was the presence of the protruded top of movable bore necessary for pressure balancing. Because of the protruded part the piston could not be taken out without disassembling the crankshaft. Present study was carried out with a system of removable top of the movable bore so that it was possible to make frequent piston removals.

The effects from engine speed, oil viscosity, engine load and elastic contact pressure of piston rings on the frictional characteristics have been evaluated with the improved equipment. Also, frictions of each member of piston assembly were measured.

주요기술용어 : Piston Assembly(피스톤 결합체), Friction Force(마찰력), Movable Bore(가변위 보어), Removable Bore-Top(탈착 가능 보어 상단부)

1. 서 론

엔진의 운전중 피스톤과 링에 의한 마찰손실은 기계적 손실중 가장 큰부분을 차지한다.¹⁾ 따라서 피스톤 결합체의 마찰력 절감에 의해 엔진의 효율이 상당히 향상될 수 있다. 그러나 피스톤 결합체의 설계시 마찰손실 뿐만 아니라 이와 상충된 윤활유의 소모, 마모, blow-by, 미연탄화수소의

원인이 되는 crevice volume 등을 동시에 고려해야 한다. 따라서 피스톤 결합체의 최적설계를 위해서는 엔진의 실운전중 정확한 마찰력 측정과 이에 관한 이해가 필요하다.

엔진의 운전중 피스톤 결합체의 마찰력은 엔진의 기하학적 구조(커넥팅 로드와 크랭크 암의 길이, 피스톤핀의 편심, 실린더 직경, 피스톤과 링의 결합상태, 링의 폭·두께·장력·개수·재

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

질·단면 형상·거칠기)와 운전 조건(부하, 윤활유의 점도, 운전 속도)등에 의해 영향을 받는다. 피스톤 결합체의 최적설계를 위해서는 위의 각 인자들이 마찰력에 어떻게 영향을 미치는지 알아야 한다. 이를 위해 실험적 방법과 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 연구가 행해졌다. 그러나 위와 같이 많은 변수와 고온고압, 비정상 상태의 복잡한 운전조건을 모사하기에는 모델링에 한계가 있어 컴퓨터 시뮬레이션은 아직까지 초보적인 단계이다. 따라서 피스톤 결합체 마찰특성의 이해를 위해서는 신뢰성있는 마찰력 측정장치에 의한 실험적 측정방법이 요구된다.

본 연구에서는 엔진의 운전조건과 피스톤링 장력이 피스톤결합체의 마찰력에 미치는 영향을 알아 보았다.

2. 실험 장치

2.1 실험 엔진과 피스톤링의 제원

본 연구에 사용된 엔진은 간접 분사식 4기통 디젤기관으로 그 주요제원은 Table 1과 같다.

Table 2는 실험에 적용된 신·구 모델의 피스톤링의 제원이다. 2nd ring은 바뀐 것이 없고 top ring과 oil ring은 크기가 줄고 면압이 줄었다. 특히 경계마찰 거동을 하는 oil ring의 면압이 반으로 줄었으므로 마찰손실의 절감에 큰 효과가 있을 것으로 예상된다.

2.2 Movable Bore

Fig.1는 마찰력 측정장치의 전체적인 구조를 나타낸다. 이 장치는 좁은 공간에도 설치가 가능하도록 단순하고 견고하게 설계된 것이다. 피스톤 결합체와 movable bore의 사이에 발생하는 마찰력은 movable bore의 아랫쪽 날개부분에 부착된 스트레인 게이지에 의해 감지되도록 고안되었다.⁷⁾

Fig.1의 A부분을 입체적으로 확대한 Fig.2에서와 같이 양쪽 날개의 상하면에 4개의 스트레인 게이지를 고온용 접착제로 붙여 full bridge를 구성함으로써 온도보상과 x, y방향의 힘을 자체적으로 보상할 수 있도록 하였다.

Table 1 Specification of test engine

Engine type	4Cyl. IDI Diesel engine
Maximum power	80kW/4200rpm
Displacement volume	2476cc
Bore×stroke	91.1×95mm
Compression ratio	21
Connecting rod length	158mm

Table 2 Specifications of test rings

	Old Model	New Model
Top ring		
B×T(mm)	2.5×3.7	2.0×3.3
Material	구상흑연주철	Steel
Coating	Mo	가스 질화
P_e (kPa)	181	173
2nd ring		
B×T(mm)	2.0×3.8	←
Material	회주철	←
Coating	Cr	←
P_e (kPa)	209	←
Oil ring		
B×T(mm)	4.0×2.4	3.0×1.95
Material	Steel	←
Coating	Cr	←
p_e (kPa)	1,202	574

* p_e : Elastic contact pressure

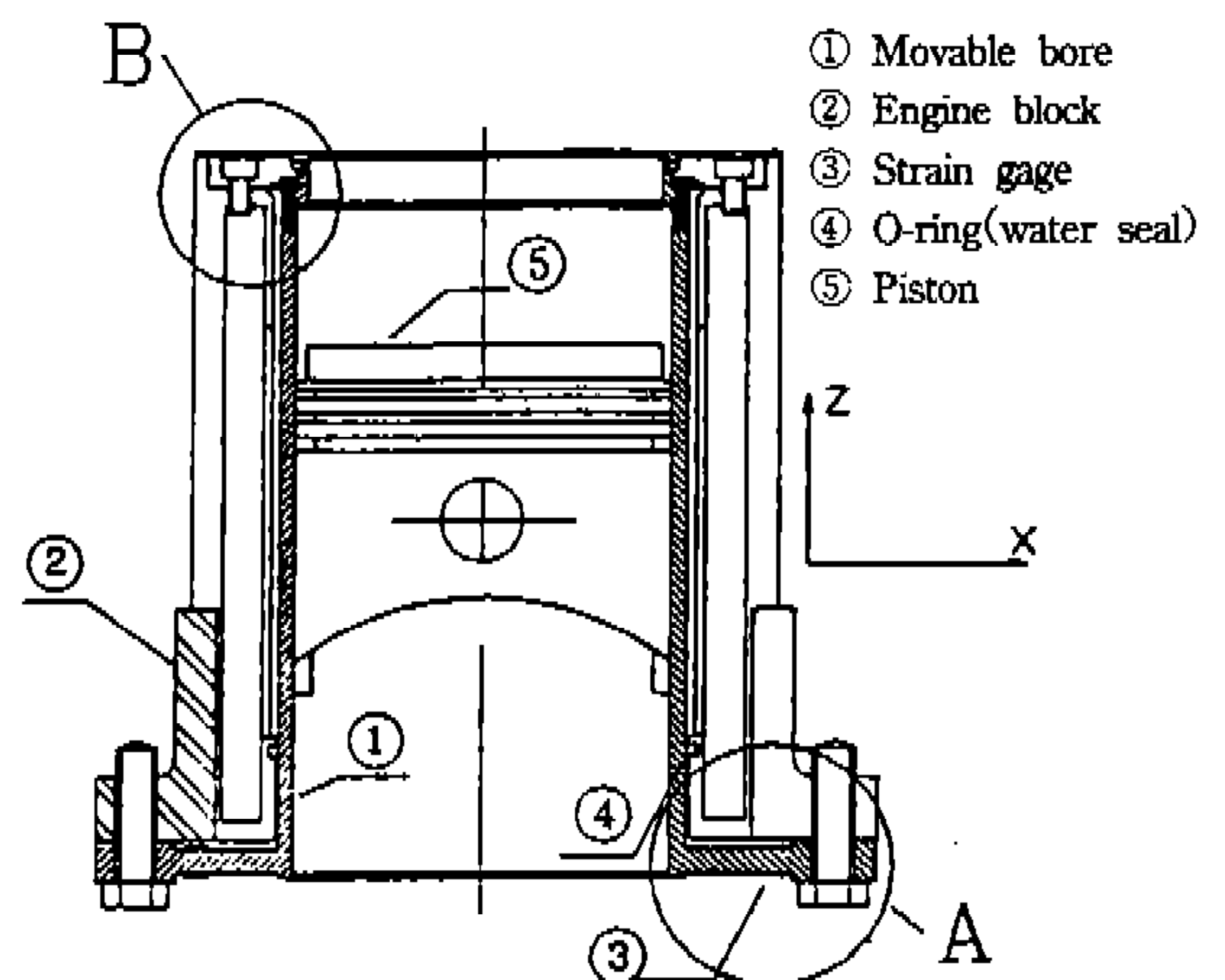


Fig.1 Schematic diagram of movable bore system.

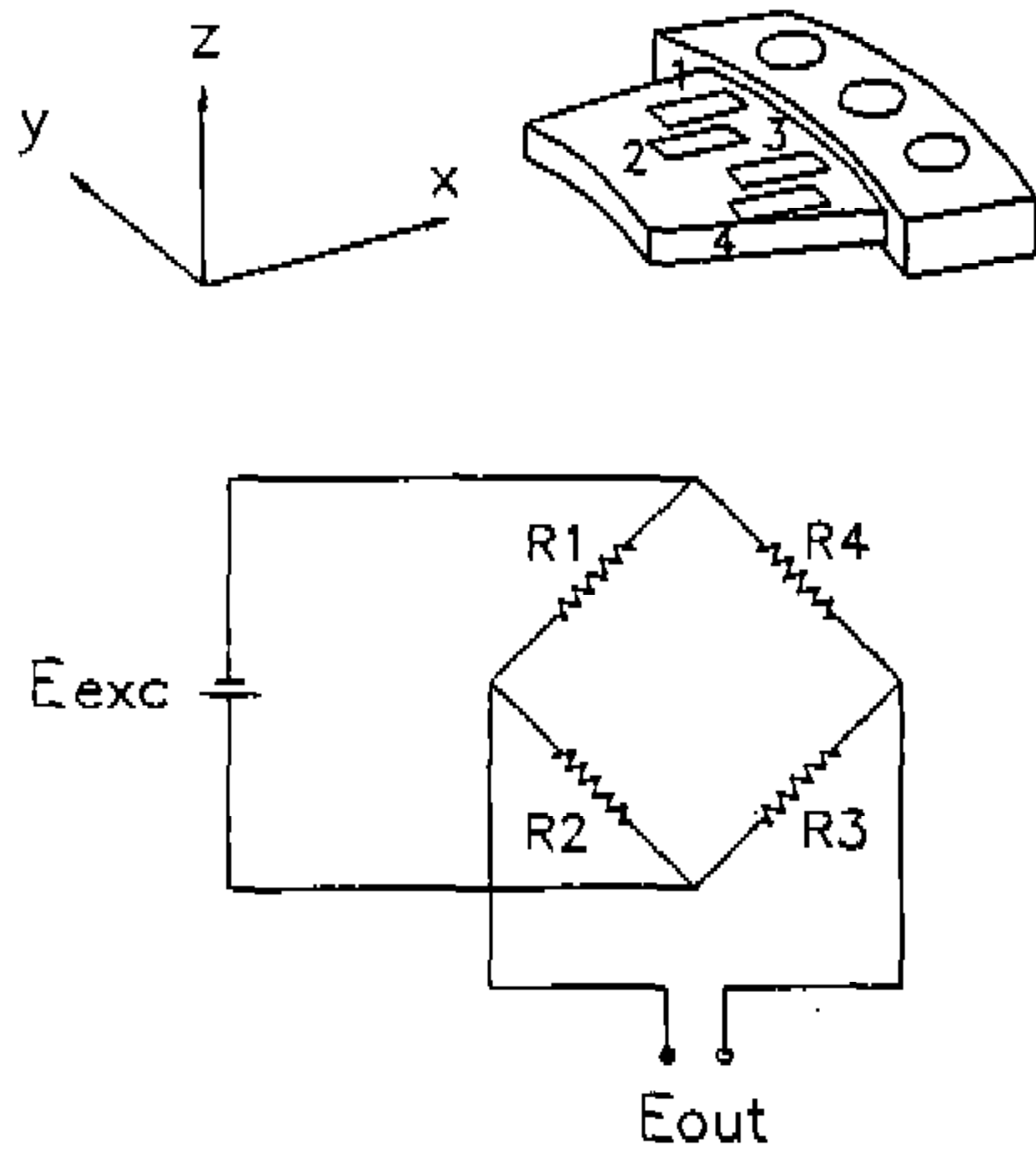
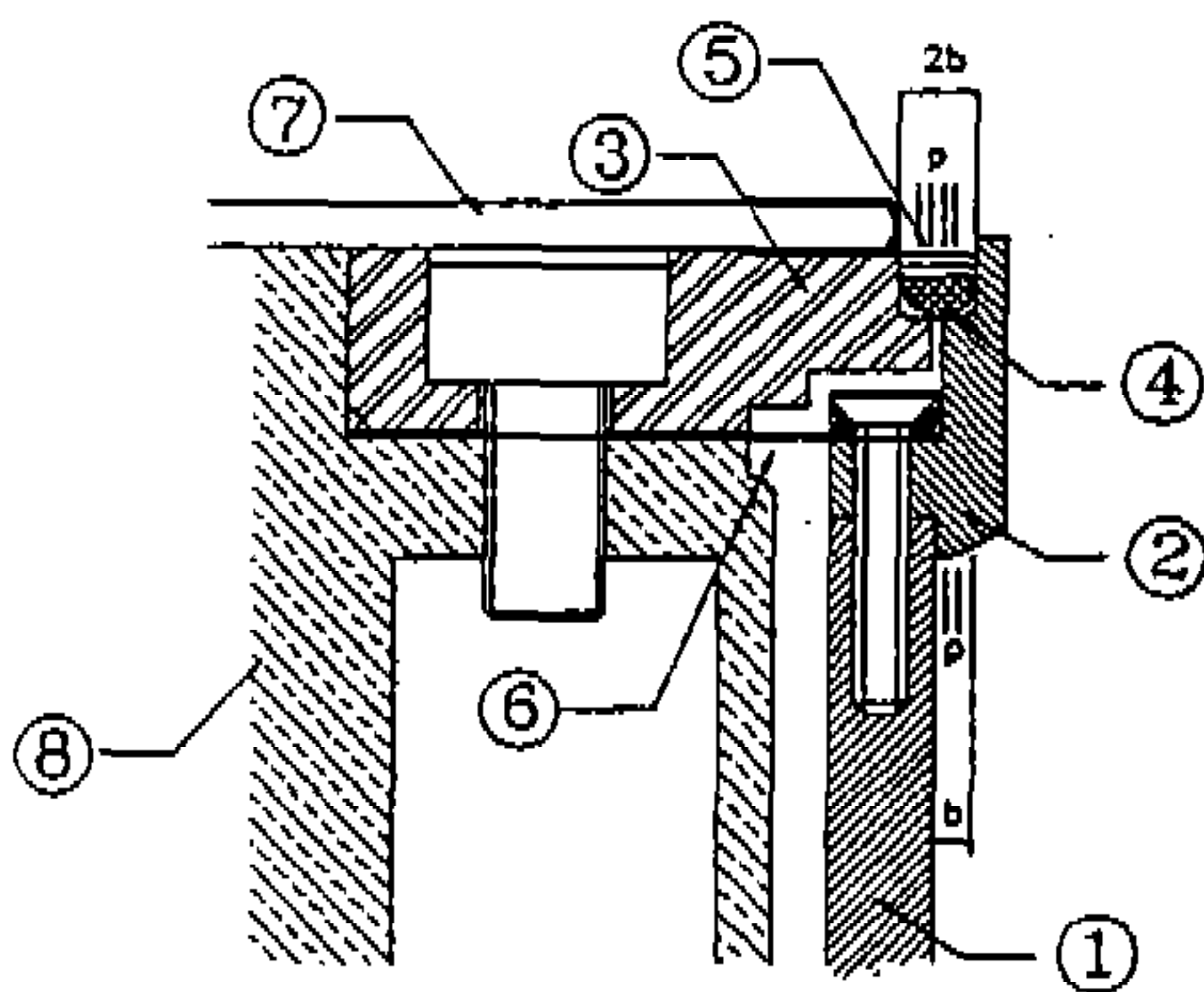


Fig. 2 Wing with strain gages and Wheatstone bridge circuit.(A in Fig.1)



- ① Movable bore
- ② Removable top of movable bore
- ③ O-ring holder
- ④ Half O-ring(gas seal)
- ⑤ Annular copper plate
- ⑥ Lateral stopper
- ⑦ Cylinder head gasket
- ⑧ Engine block

Fig. 3 Gas seal and pressure balancing device. (B in Fig.1)

엔진의 실운전중 연소실내에서 고온고압의 가스가 새지 않도록 movable bore와 엔진 블록 사이에 가스 밀봉장치가 필요하다. 동시에 가스의 압력이 감지되지 않도록 압력보상이 되어야 한다. Fig.3에서 위쪽 2b의 면적에 작용하는 연소실 가스 압력중 반은 O-ring holder가 지탱하고 나머지 반은 상부 movable bore의 아래쪽 b의 면적에 작용하는 연소실 가스 압력과 상쇄된다. 그러나 실린더 내의 가스압력은 고압이므로 가공시 약간의 오차가 있어도 측정마찰력은 크게 왜곡될 수 있다. 기존에 발표된 가스 밀봉장치들을 보면 압력보상만을 목적으로하여 movable bore의 위부분이 좁게 설계되어 피스톤의 교체가 힘들었다. 본 연구에서는 Fig.3에서와 같이 movable bore의 윗부분을 탈착할 수 있도록 하여 크랭크축 방향 대신에 엔진헤드쪽으로 피스톤의 교체를 가능하게 하였다.

2.3 실험장치의 구성

Fig.4는 실험장치의 전체 구성도다. Movable bore는 설치공간의 제약이 적은 4번 실린더에 장착하였다. 데이터를 크랭크각의 함수로 받기 위해 크랭크각 펄스발생기를 설치하였고 스트레인 게이지에서 나온 전압은 스트레인 증폭기에서 증폭이 된다. 냉각수의 온도, 실린더의 행정중양, 크랭크 케이스내 윤활유의 온도를 알기위해 열전대를 각 곳에 설치하였다. 특히 실린더에 설치된 열전대로 부터 측정된 온도(T)를 통해 마찰부위의 윤활유 점도를 예측하였다. 실린더내의

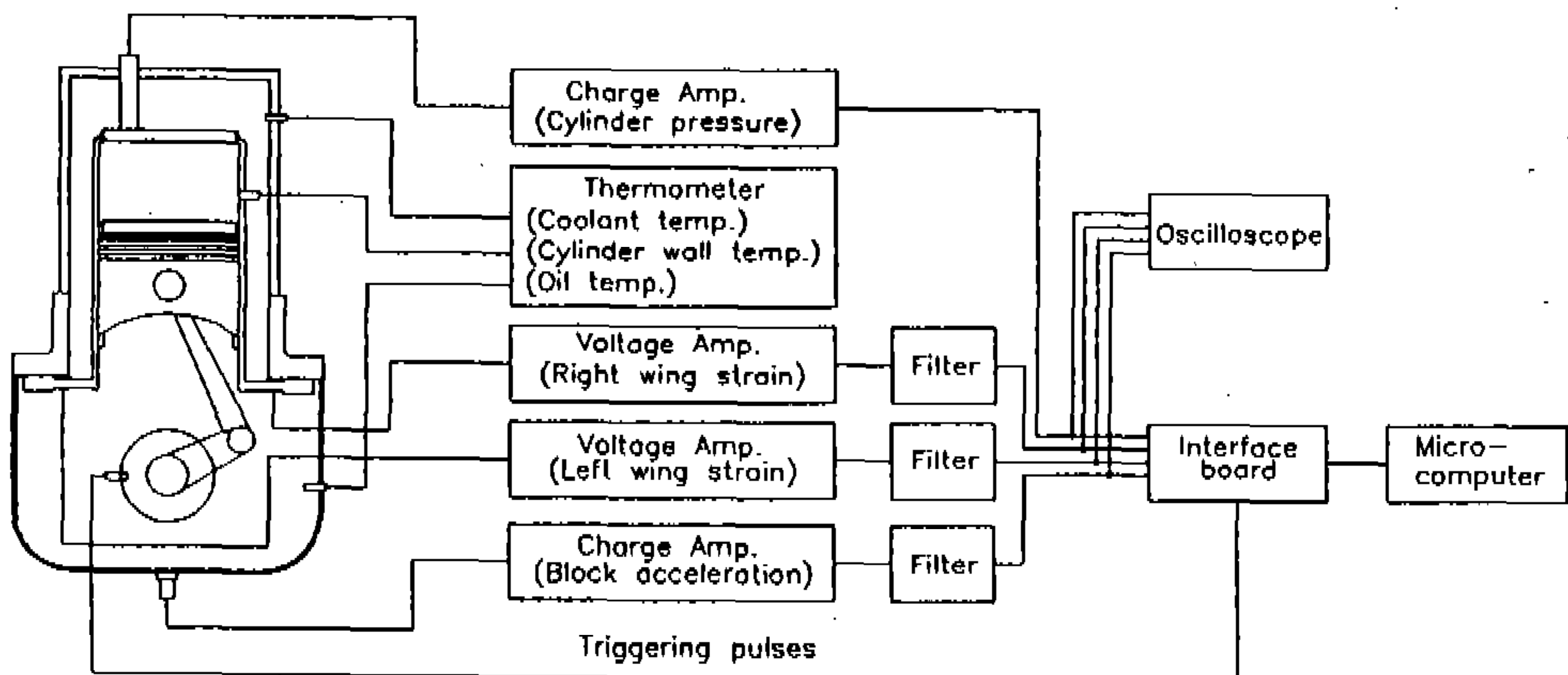


Fig. 4 Schematic diagram of data acquisition system and test engine.

압력은 엔진 헤드에 구멍을 뚫고 수냉식 압전형 압력센서를 설치하였고 연젠의 진동으로 인해 스트레인 게이지에 작용하는 관성력을 알기 위해 압전형 가속도계를 4번 실린더 중심과 일치하는 크랭크 케이스 밑면에 설치하였다. 증폭된 압력, 마찰력, 가속도는 data acquisition system을 거쳐 IBM PC에 저장되었다.

2.4 측정장치의 특성

정적 상태에서 추를 movable bore위에 놓고 이의 무게를 증가시켜 가면서 스트레인 게이지로부터 기전력을 측정된 결과 7.98mV/N으로 우수한 선형성을 보여 주었다.

Movable bore의 동특성을 파악하기 위해 SDA (Structure Dynamic Analyzer)를 사용하여 수직, 수평모드에 대한 충격실험(impact test)를 함으로써 수직 방향의 고유진동수는 884Hz이고 수평 모드 고유진동수는 534Hz와 1309Hz임을 알 수 있었다.⁷⁾ 수평방향 모드는 movable bore의 양쪽 날개의 full bridge에 의해 보상되어 감지되지 않으므로 700Hz 이상은 low-pass-filter로 걸러주어 bore의 고유 진동수에 의한 데이터의 왜곡을 피했다.

앞절에서 언급한 대로 가스 밀봉 장치의 가공시 미소한 오차가 생기면 고압가스에 의해 마찰력 데이터가 왜곡되므로 이에 대한 압력보정 실험을 하였다. 먼저 피스톤을 하사점에 맞추고 엔진의 헤드대신 스트레인 게이지형 압력계와 압축공기 관을 연결한 판을 장착하였다. 실린더 내의 압력을 대기압에서 부터 올라가며 데이터를 수집한 결과 완전한 평형은 이루어 지지 않아 오차면적이 0.17mm²로 환산되었다. 따라서 이 비평형 면적분에 대한 힘은 마찰력 측정시 적절히 고려되었다.

3. 실험 방법 및 데이터 처리

본 실험은 피스톤링(개수, 장력), 실린더 벽면 온도, 엔진의 회전 속도, 엔진의 부하, 윤활유를 변수로 행하였다. 피스톤링을 변수로 한 실험은 Table 2에 언급된 신·구모델의 피스톤링에 대해

행해졌다. 피스톤 결합체의 각 요소가 전체 마찰력에 미치는 영향을 보기 위해 피스톤링의 개수 조합을 바꾸어 실험하였다. 또한 신·구모델의 마찰력을 비교하였다. 엔진 부하를 변수로 한 실험은 크게 motoring과 firing 조건으로 하였다. Motoring 실험에서는 엔진의 헤드를 제거하여 실린더 안쪽을 대기압으로 유지한 조건과 헤드를 장착하여 압력이 가해지도록 한 두가지 조건으로 하였고, firing에서는 무부하(no load)조건과 전 부하(full load)조건에서 행하였다.

스트레인 게이지로 부터 나오는 신호는 마찰력에 추가해서 비평형 면적분에 해당하는 실린더 압력, 엔진 블록의 진동에 의한 movable bore의 관성력이 함께 실려있다. 압력과 진동에 의한 노이즈는 식 (1)과 같이 보정하였다.

$$F(\theta) = f(\theta) - m \cdot a(\theta) - A \cdot p(\theta) \quad (1)$$

Where

- θ : crank angle
- $F(\theta)$: corrected friction force
- $f(\theta)$: measured friction force
- m : mass of movable bore
- $a(\theta)$: vertical acceleration of engine block
- A : pressure unbalanced area
- $p(\theta)$: gas pressure in cylinder

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 속도의 영향

Fig5에서 보면 각 사점에서는 피스톤의 운동 방향이 바뀌므로 마찰력도 바뀔 수 있고 사점 부근에서는 피스톤의 가속도가 아주 낮고 윤활막이 충분히 형성되지 못해 경계마찰(boundary lubrication)이 일어나고 속도가 큰 행정의 중반에서는 유체윤활(hydrodynamic lubrication) 거동을 한다.

행정의 중반에서는 유체윤활이 지배적이므로 회전속도가 증가하면서 마찰력도 증가한다. 그

러나 사점 부근에서는 회전속도가 증가함에 따라 마찰력은 오히려 감소한다. 이는 회전속도가 증가함에 따라 피스톤이 사점을 지나는 시간이 감소하여 피스톤링의 squeeze action이 증가하여 유체유티 효과가 상대적으로 증대되기 때문인 것으로 해석된다.

4.2 엔진 부하의 영향

Fig.6는 motoring과 firing조건에서 마찰력을 측정한 것이다. 압축행정 말기와 팽창행정 초기에는 실린더내 가스압력이 크게 증가하여 피스톤링의 뒤쪽을 밀어주어 압력이 증가함에 따라 마찰력도 크게 증가한다. 그러나 firing 전부하 조건의 유체유티 거동 구역에서는 오히려 마찰력이 감소하고 Fig.7에서 보면 마찰평균유효압력(friction mean effective pressure)이 가장 작다. 이것은 firing시 엔진의 온도가 올라감에 따라 피스톤링과 실린더 벽면 사이 유티유의 온도 상승에 의한 점도의 강하 때문인 것으로 생각된다. 본 실험에서는 movable bore의 행정 중앙에 있는 열전대로 측정한 온도를 기준으로 점도를 산출하였다. Motoring 조건에서는 실린더 벽면 온도와 유티막의 온도가 비슷하겠지만 firing 조건에서는 실린더내의 연소로 인해 달구어진 피스톤에서 열이 피스톤링을 통해 실린더 벽면으로 전달이 되므로 피스톤링과 실린더 벽면 사이에는 다소의 온도 차이가 있다. 따라서 똑같은 실린더 벽면의 온도 조건의 유티유일지라도 firing 조건에서의 유티유 점도가 낮아지게 된다. 실제로 Furuhamaga 측정한 온도차는 약 10°C 정도인 것으로 알려졌다.²⁾

4.3 유티유 점도의 영향

유티유의 점도는 온도에 가장 민감하게 변하므로 실린더의 벽면온도는 피스톤 결합체의 마찰력에 큰 영향을 끼친다. Fig.8에서 보면 실린더 벽면 온도가 증가하면 유티유의 점도가 감소하여 마찰력은 크게 줄어든다. 그러므로 냉각수의 온도를 높여 실린더 벽면의 온도를 높여주는 것은 열전달 측면에서 뿐만 아니라 피스톤 결합체의 마찰력 측면에서도 유리함을 알 수 있다. 그러나 압축말기와 팽창 초기에 피스톤의 선속도가 작고

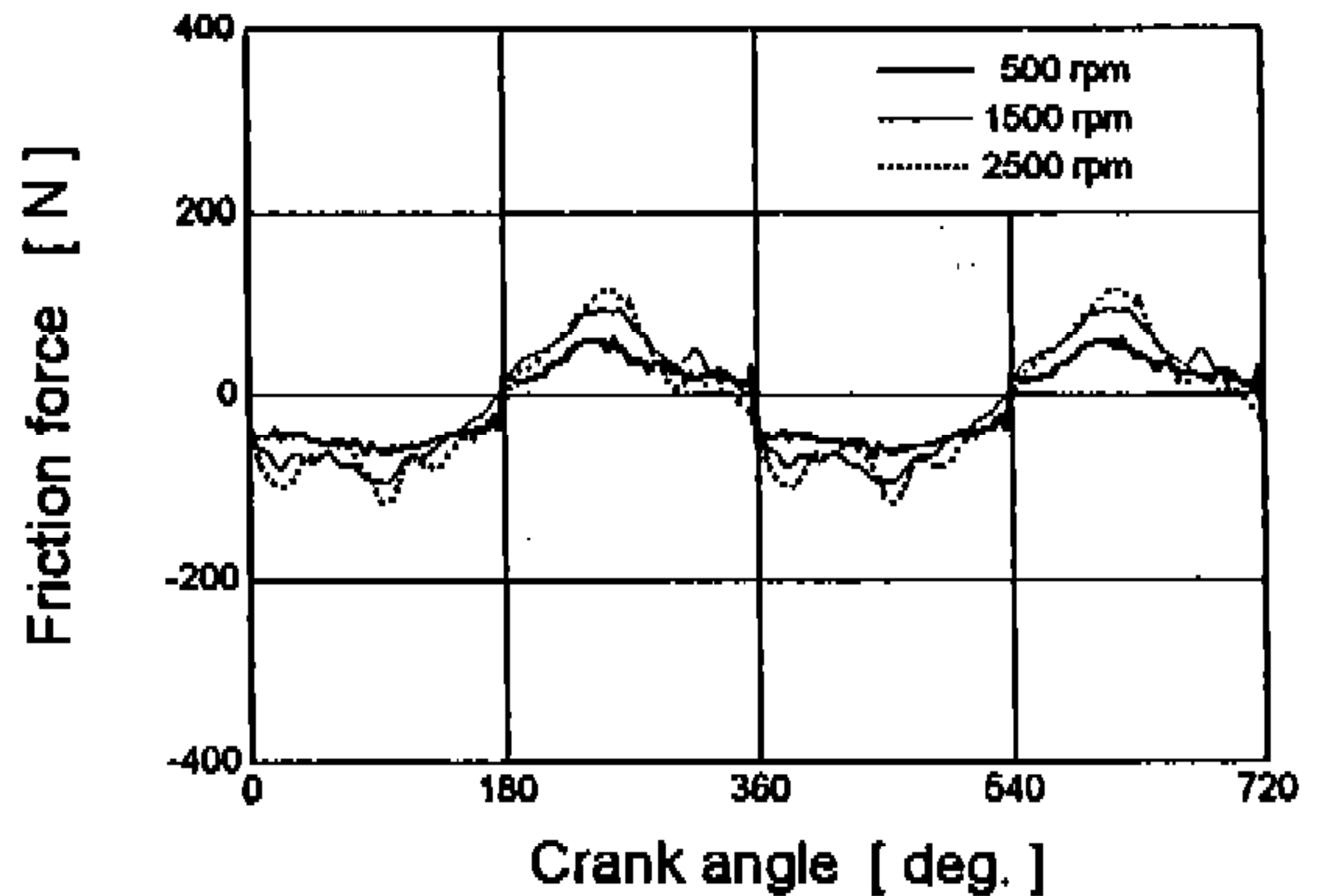


Fig.5 Influence of engine speed under motoring without compression.(SAE 10W, $T_c=40^\circ\text{C}$, $\nu=39.2\text{cSt}$)

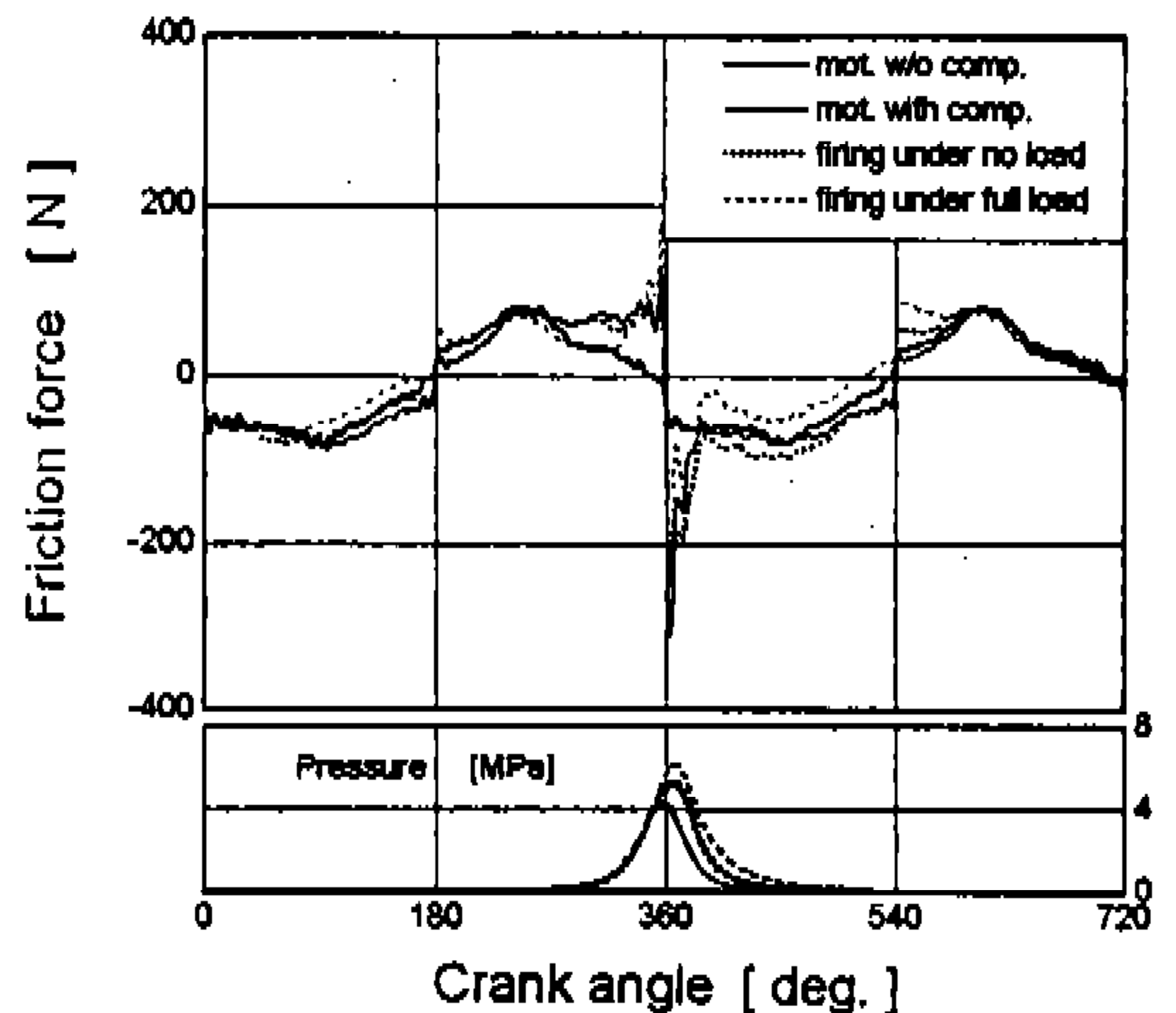


Fig.6 Effect of engine load under motoring and firing operation.

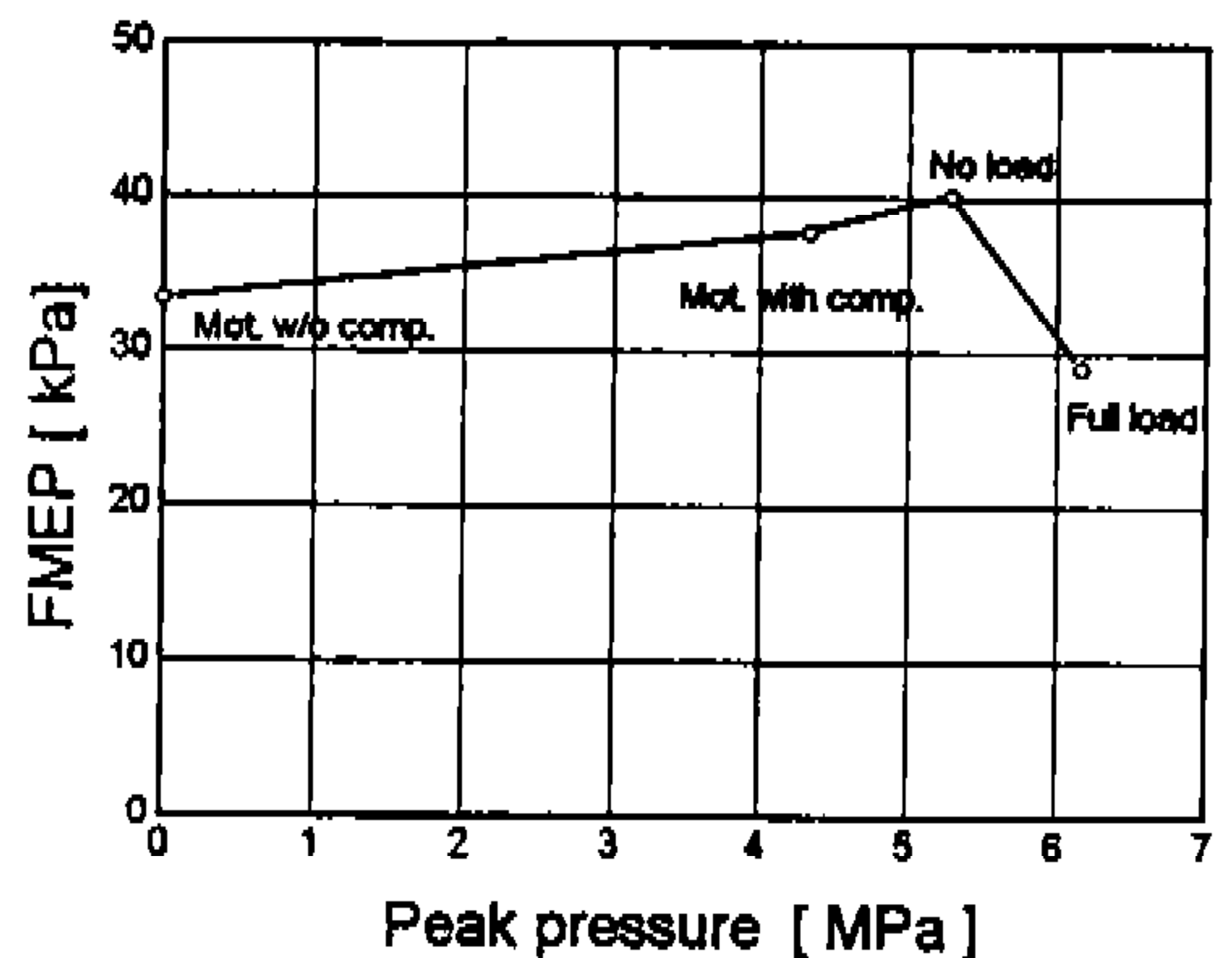


Fig.7 FMEP of piston assembly under motoring and firing operation.(1000rpm, SAE 30, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=43.5\text{cSt}$)

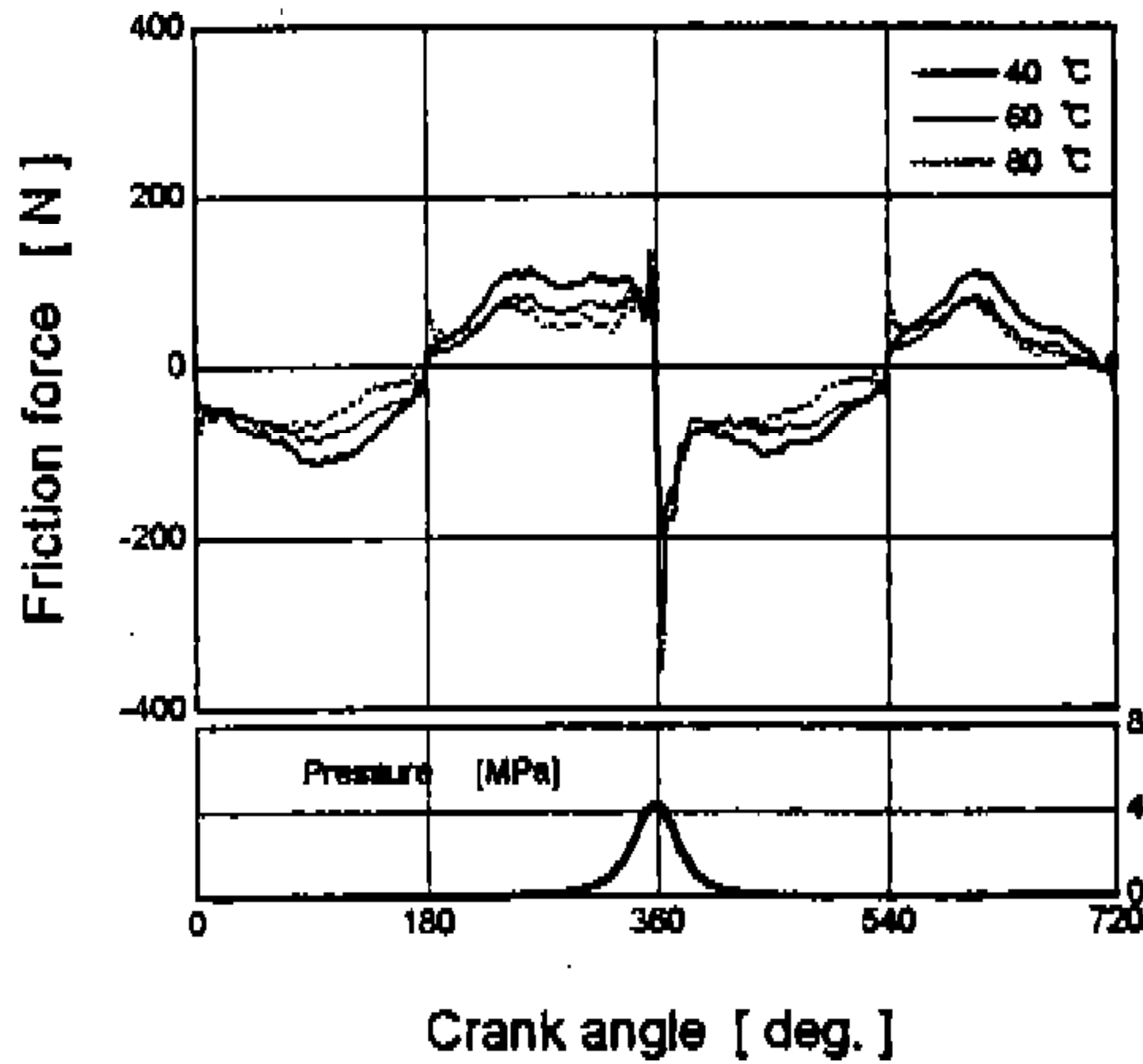


Fig.8 Effect of cylinder wall temperature under motoring with compression.(1000rpm, SAE 30, $\nu_{40^\circ\text{C}}=97.2\text{cSt}$, $\nu_{60^\circ\text{C}}=43.5\text{cSt}$, $\nu_{80^\circ\text{C}}=21.6\text{cSt}$)

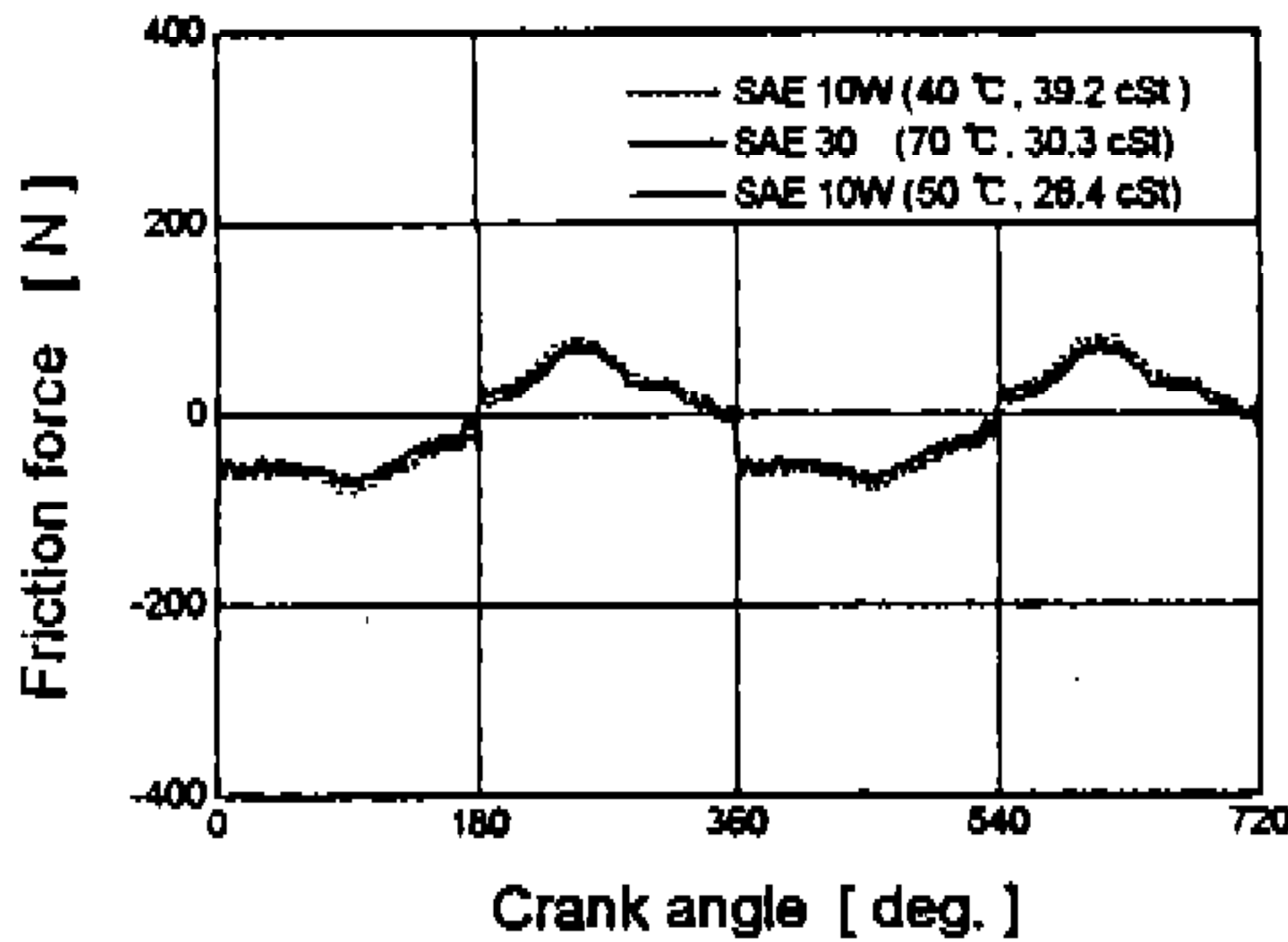


Fig.9 Effect of viscosity of similar magnitude from different oils under motoring without compression.(1000rpm)

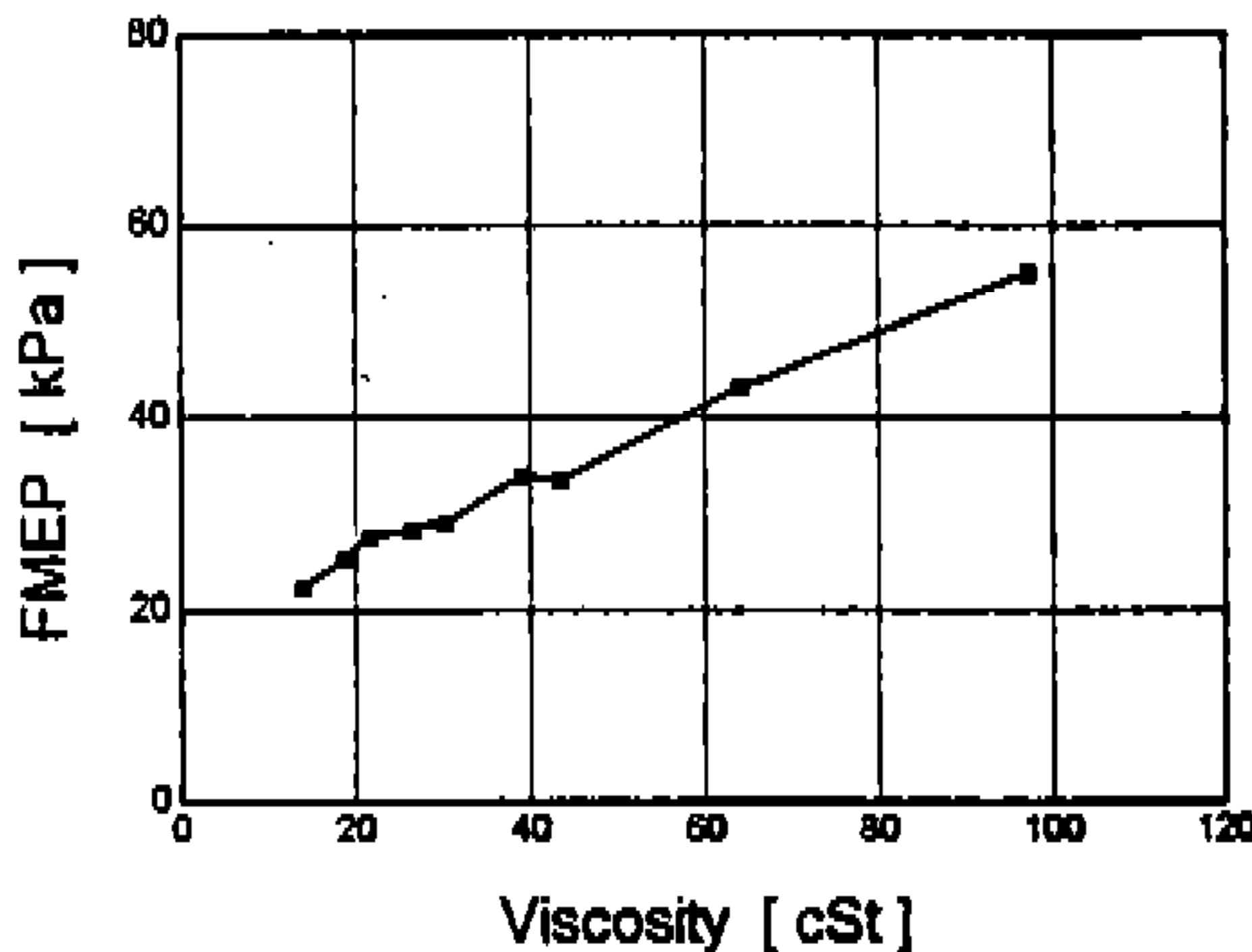


Fig.10 Effect of viscosity on FMEP under motoring without compression.(1000rpm)

실린더내 압력이 높으므로 실린더 벽면 온도가 높으면 피스톤링이 실린더 벽면에 쉽게 밀착되어 피스톤링의 돌려붙음과 마모 문제가 심각해질 수 있다.

그러므로 실린더 벽면의 온도의 결정시 마찰과 내구문제를 동시에 고려하여 적절한 점도의 윤활유를 사용해야 한다.

윤활유를 바꿀 경우 점도 이외에 다른 효과가 있는가 살펴 보기위해 SAE 10W와 SAE 30 윤활유를 비슷한 점도가 되도록 온도를 설정하여 마찰력을 비교하였다. 그 결과 Fig.9에서 처럼 윤활유의 종류에는 관계없이 유사한 마찰 거동을 하는 것을 알 수 있다. 따라서 피스톤 결합체의 마찰력은 윤활유의 종류에는 관계없이 윤활유의 점도에 의존함을 알 수 있다.

Fig.10는 헤드가 없는 상태의 motoring 실험에서 윤활유의 종류가 관계없이 점도와 측정된 마찰 평균유효 압력(FMEP)의 관계를 보여 준다. 이로부터 마찰손실은 윤활유의 점도에 거의 선형적으로 비례함을 알 수 있다.

4.4 피스톤 결합체 각 요소의 마찰력

피스톤 결합체의 요소중 top ring의 주역할은 실린더내의 고온고압 가스를 밀봉하는 것이므로 일반적으로 두껍고 장력이 크다. Top ring의 마찰력을 구하기 위해서는 두가지 방법이 있다. 한가지는 피스톤에 top ring만을 장착한 상태에서 얻은 마찰력으로 부터 피스톤만의 마찰력을 빼주는 방법이다. 두번째 방법으로는 3개의 링을 모두 장착했을 때의 마찰력에서 top ring만을 제거했을 때의 마찰력을 빼주는 방법이다. 전자의 경우 피스톤링의 개수가 1개뿐이므로 3개의 링이 있을 때와 피스톤의 슬랩운동(slapp motion)이 많이 틀러지고 마찰력에 크게 영향을 미치는 윤활유의 공급 상태가 많이 틀러 질 수 있다. Top ring에 공급되는 윤활유는 2nd ring과 oil ring에 의해 제한된다. 충분한 윤활유가 공급 될때와 제한적 일때의 마찰력 차이는 상당히 큰것으로 알려져 있다.⁴⁵⁾ 따라서 슬랩운동과 윤활유 공급 상태를 되도록 보통 운전조건과 유사하도록 하기 위해 후자의 방법을 택하였다.

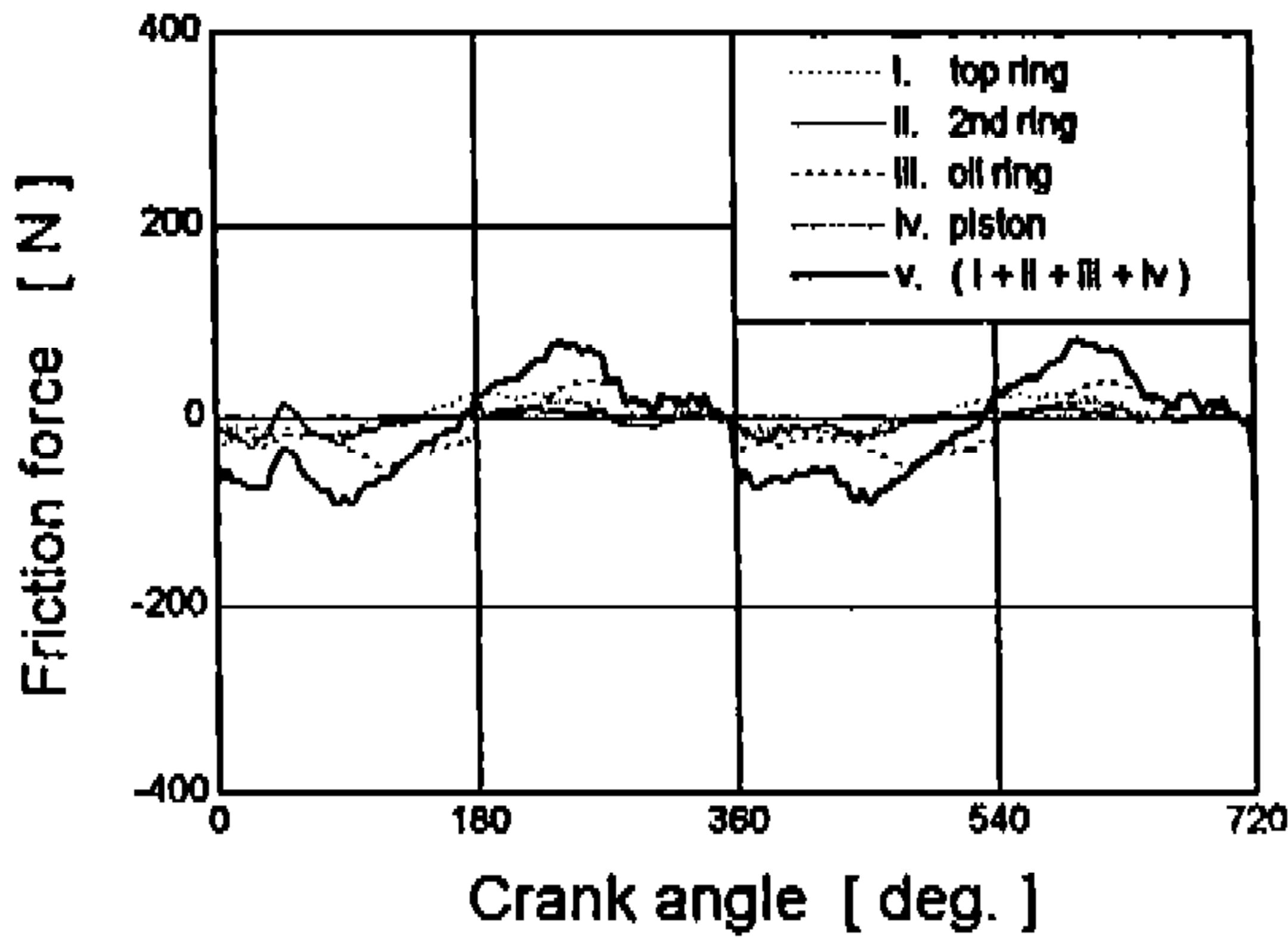


Fig.11 Estimated friction forces of each member of piston assembly and their sum. (1000rpm, motoring without compression, SAE 30, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=43.5\text{cSt}$)

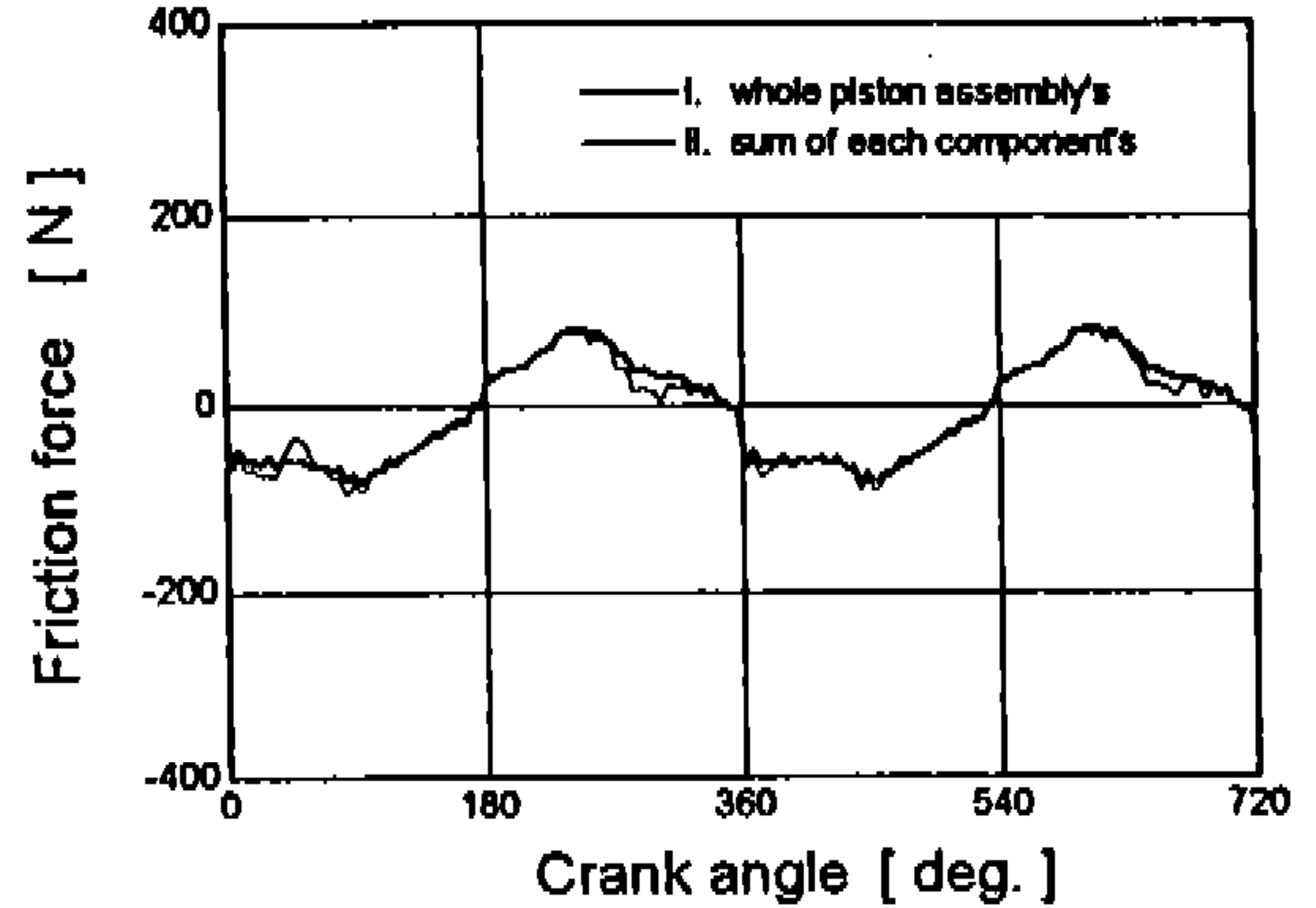


Fig.12 Comparison of measured friction force from a whole piston assembly with sum of separately estimated member friction force. (1000rpm, motoring without compression, SAE 30, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=43.5\text{cSt}$)

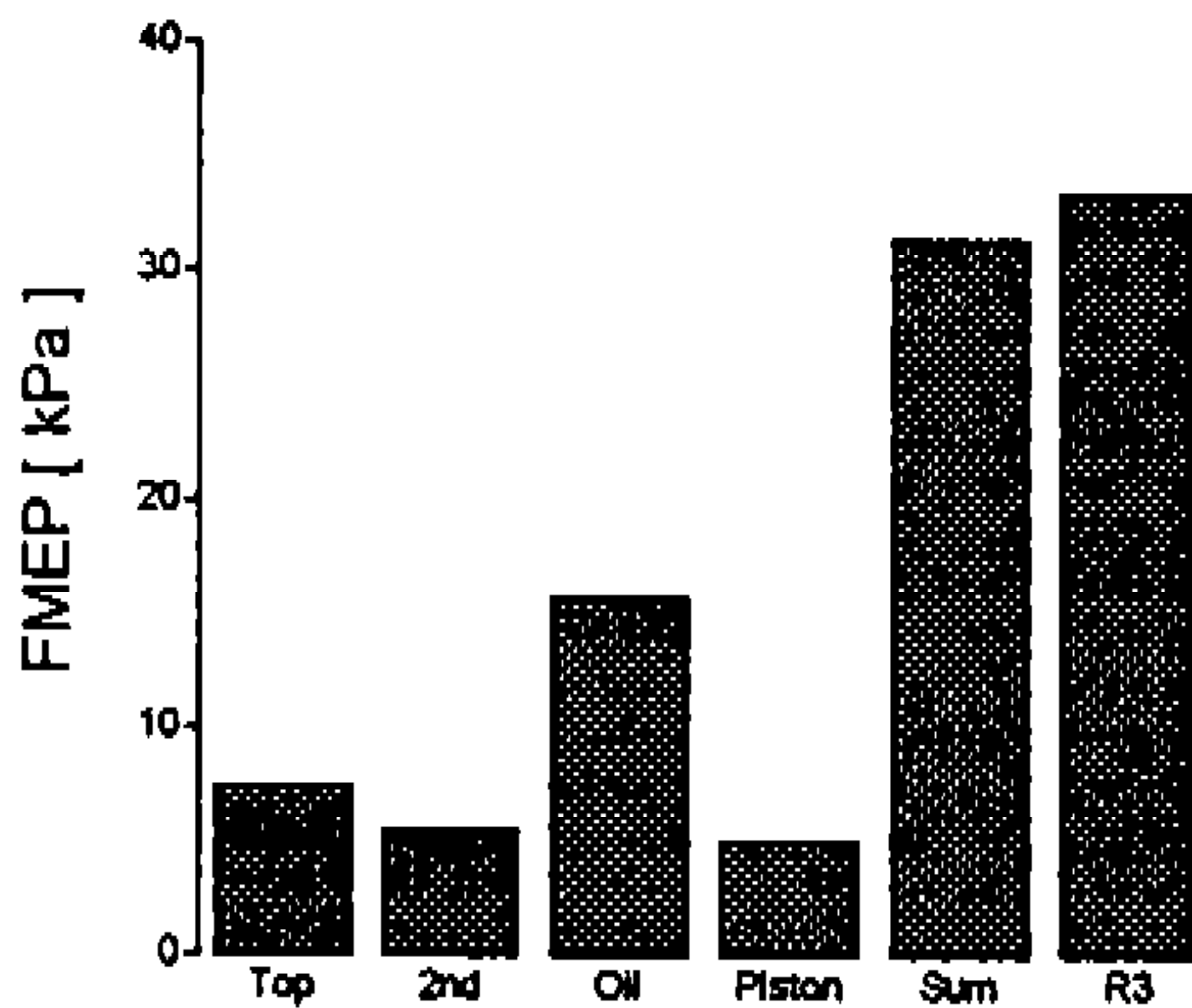


Fig.13 FMEP of a whole piston assembly(R3), those of each member and their sum. (1000rpm, motoring without compression, SAE 30, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=43.5\text{cSt}$)

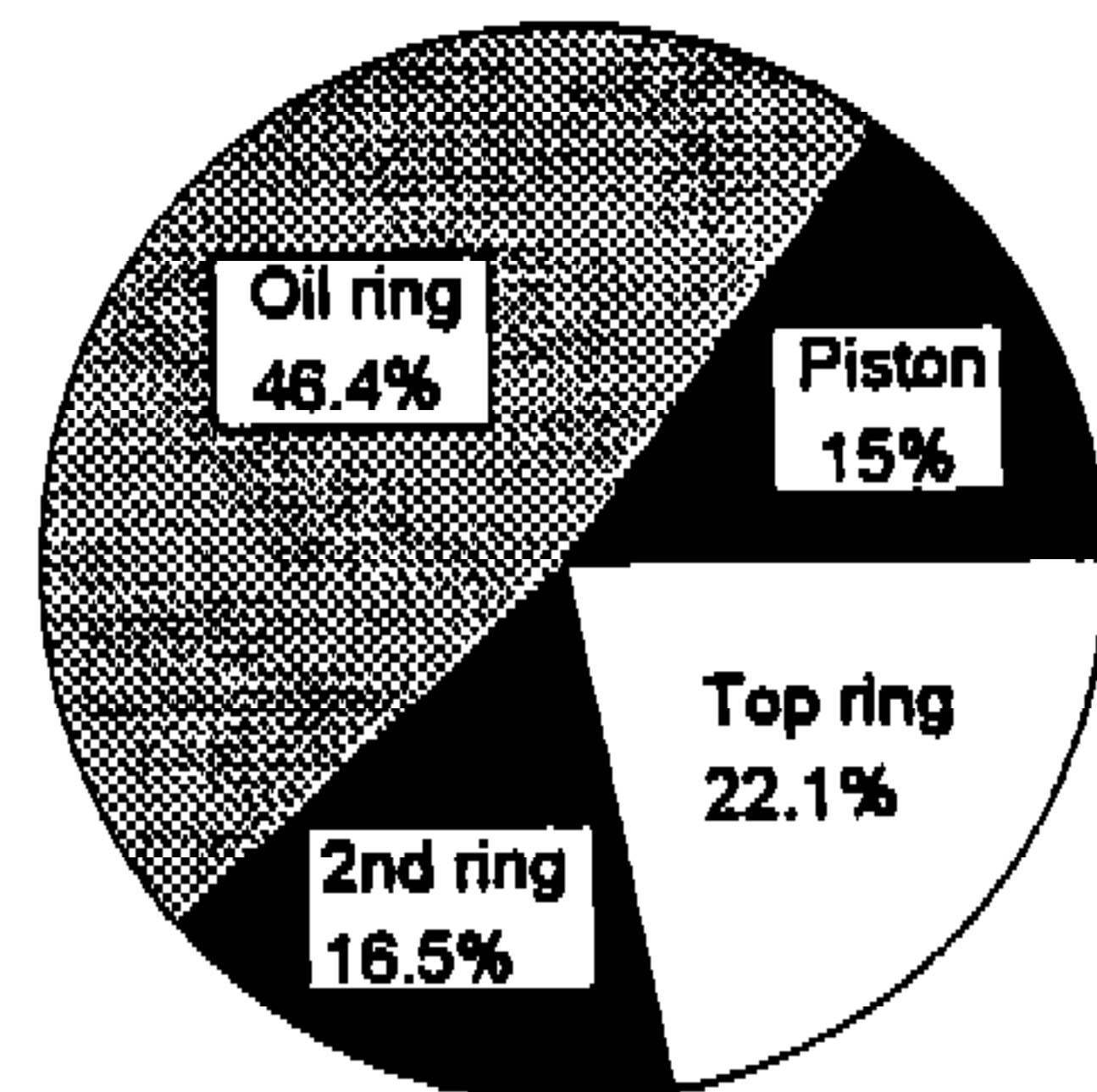


Fig.14 Influence of friction losses from each member of piston assembly to total friction loss. (1000rpm, motoring without compression, SAE 30, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=43.5\text{cSt}$)

앞에서 언급한 윤활유 공급에 대한 이유에서 top ring의 경우와 마찬가지로 3개의 링이 모두 있을 때의 마찰력으로 부터 2nd ring만이 제거 되었을 때의 마찰력을 뺀으로써 2nd ring의 마찰력을 산출하였다.

Oil ring의 마찰력을 구하기 위해 top ring과 2nd ring의 경우와 반대로 피스톤에 oil ring만을 장착한 상태의 마찰에서 피스톤만의 마찰력을 빼

주었다. 그 이유는 top ring과 2nd ring은 oil ring에 의해 윤활유 공급에 많은 영향을 받으나 oil ring의 경우는 그렇지 않기 때문이다.

Fig.11은 앞에서 언급한 방법에 의해 산출된 각 요소의 마찰력과 이들의 합을 나타낸다.

Fig.12는 산출된 각 요소의 마찰력의 합과 측정된 3개의 링이 갖춰진 피스톤 결합체의 마찰력을 비교한 것이다. 이를 보면 전체적인 모양과

마찰력의 크기는 상당히 일치 함을 보여준다. 이로써 앞에서 언급한 방법뿐만 아니라 현 마찰력 측정장치가 전반적으로 신뢰성 있는 마찰력 측정장치임을 알 수 있다.

Fig.13-14는 각 요소의 마찰력의 합과 3개의 링을 가진 보통 운전상태의 마찰력에 대한 마찰 평균 유효압력(FMEP)과 그 비를 나타낸 그래프이다. 이 결과로부터 oil ring은 그 기능상의 구조 때문에 실린더 벽면과의 접촉 면적이 작고 날카로워 유체유회를 하기가 힘들며 피스톤결합체의 마찰력중 거의 절반이 oil ring에 의해 발생됨을 알 수 있다.

4.5 신·구 모델 피스톤링의 마찰력 비교

Top ring과 oil ring의 장력과 크기가 바뀐 신·구 모델의 피스톤 결합체의 마찰력을 비교하여 보았다. 2nd ring은 동일한 것으로 사용되었고 각 링의 제원은 이미 Table 2에 보여준 바와 같다.

Fig.15는 신·구 모델 top ring과 oil ring의 마찰력을 비교하였고 Fig.16에서는 마찰평균유효압력 비교하였다. Top ring의 마찰손실은 신모델을 사용함으로써 약 18% 감소했으나 Fig.14에서 언급하였듯이 top ring이 피스톤 결합체 전체에서 차지하는 비율이 크지 않으므로 마찰력 감소효

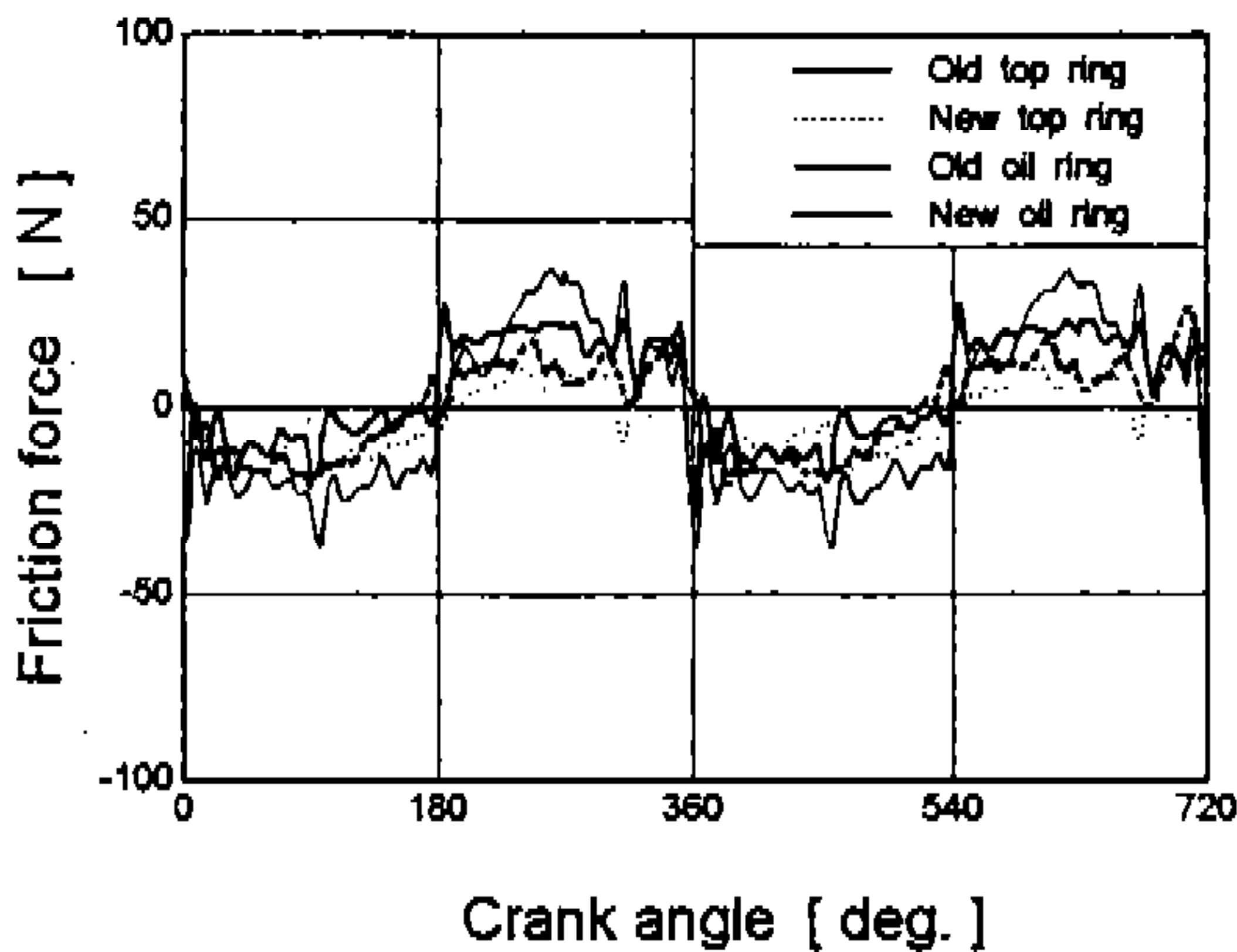


Fig.15 Comparison of friction forces between old and new model.(1500rpm, motoring without compression, SAE 10W, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=18.7\text{cSt}$)

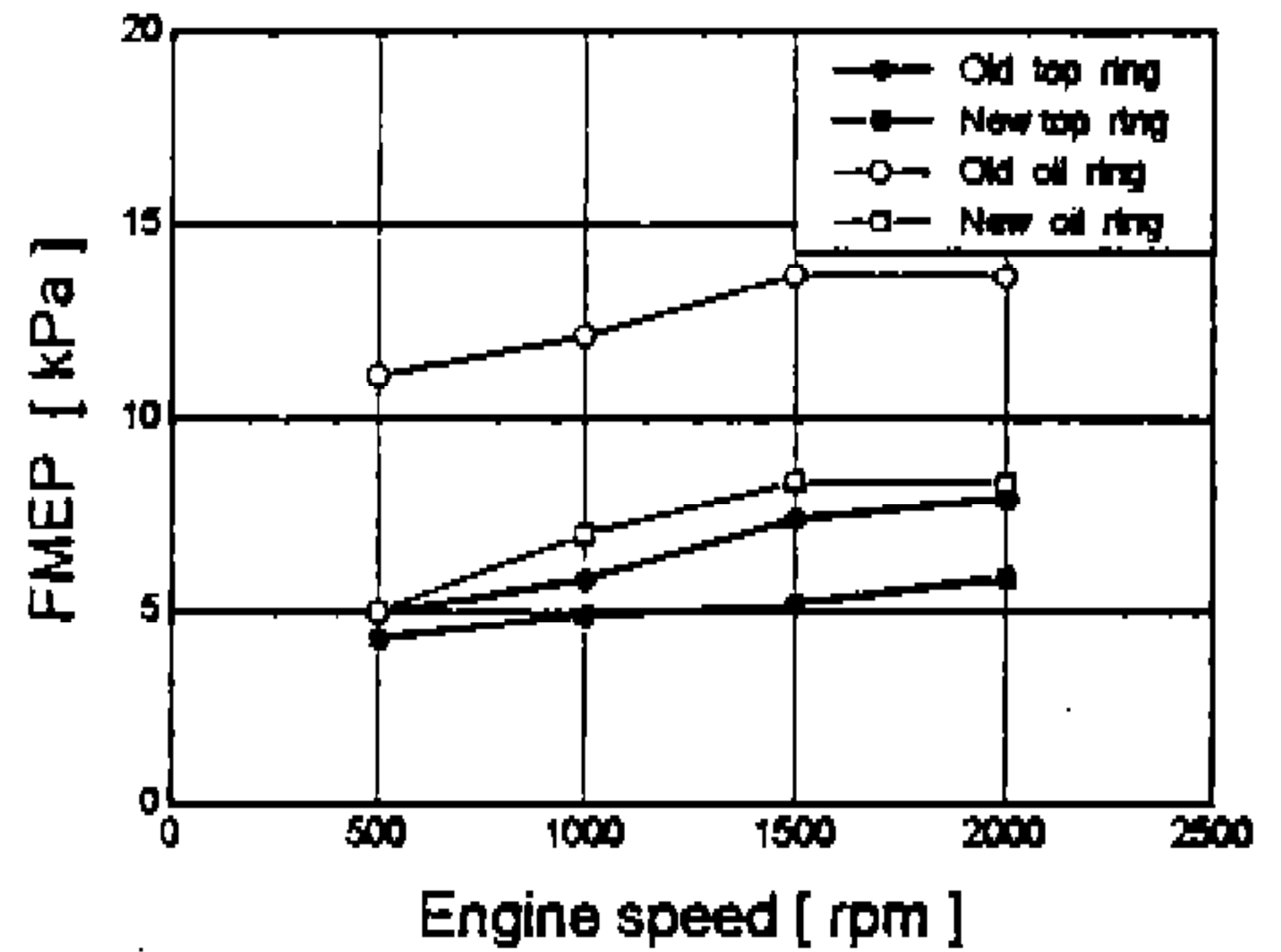


Fig.16 Comparison of FMEPs between old and new model.(motoring without compression, SAE 10W, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=18.7\text{cSt}$)

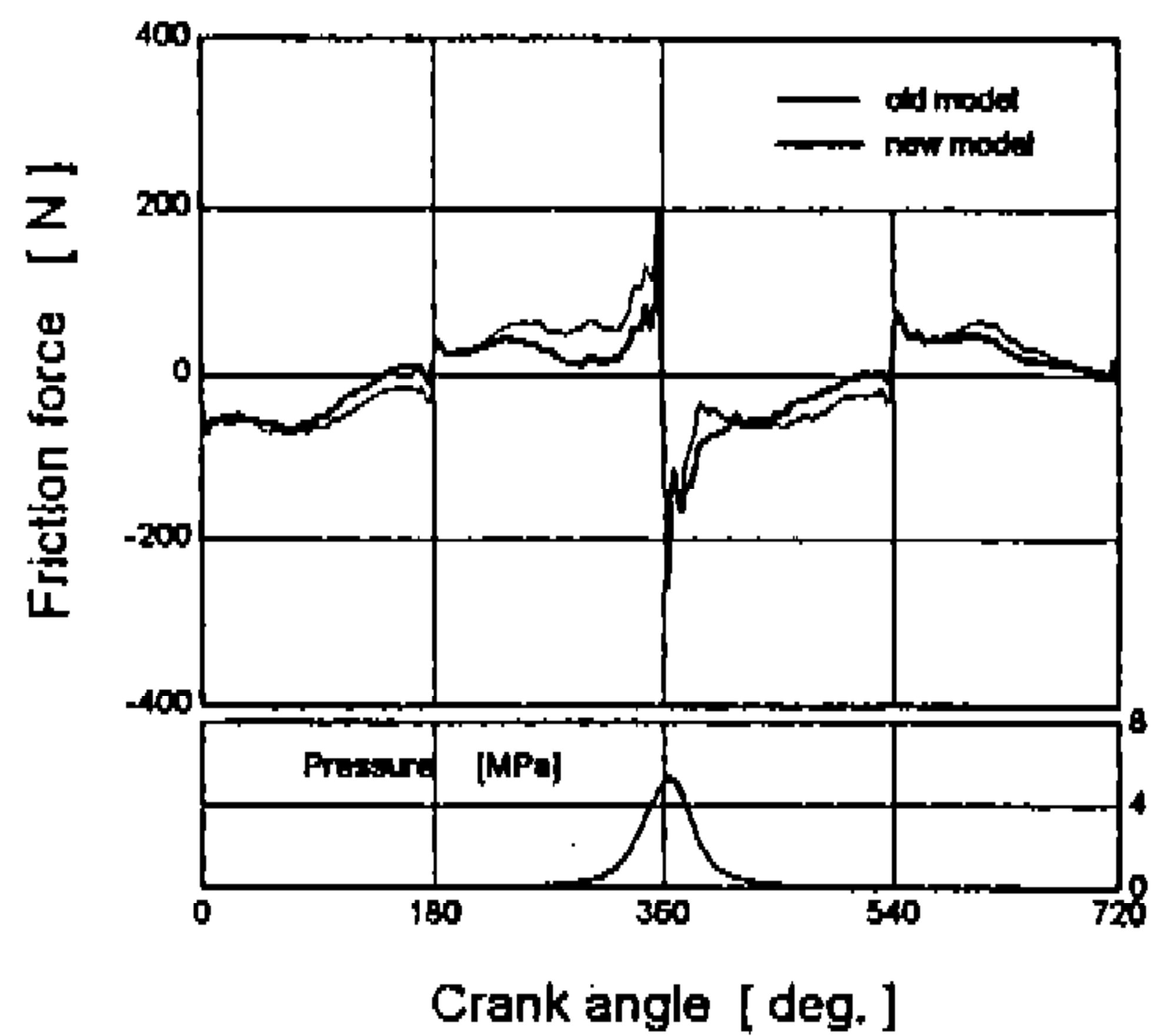


Fig.17 Comparison of friction forces between old and new piston assembly.(1000 rpm, firing no load, SAE 10W, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=18.7\text{cSt}$)

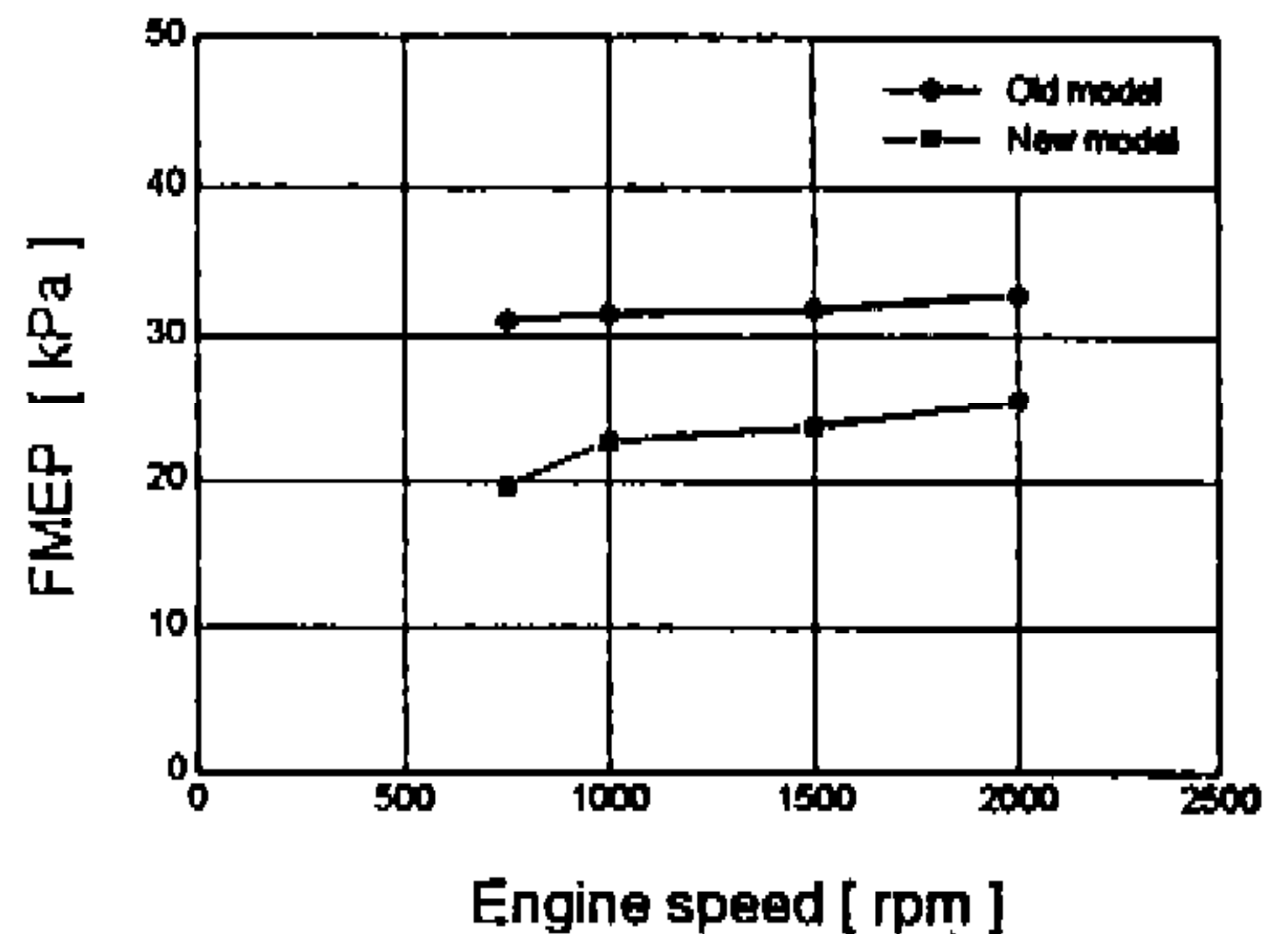


Fig.18 Comparison of FMEPs between old and new piston assembly.(firing no load, SAE 10W, $T_c=60^\circ\text{C}$, $\nu=18.7\text{cSt}$)

과는 그다지 크지 않은 것으로 나타났다. Oil ring의 마찰손실은 신모델을 사용함으로써 약 43%가 절감되었다.

3개의 링을 모두 장착한 상태에서 motoring, firing 조건에 대해 신·구 모델 피스톤 결합체의 마찰력을 비교하였다. Fig.17-18에서 보면 무부하 firing 조건에서 실험을 한 결과를 나타낸 것으로 마찰 손실이 약 28%가 감소하였음을 보여준다. 전체적으로 약 25%의 마찰손실이 개선되었다. 주원인은 oil ring의 장력이 줄었기 때문이다. 앞에서 언급하였듯이 oil ring의 마찰력은 피스톤 결합체 마찰력의 가장 큰 부분을 차지한다. 따라서 oil ring의 장력을 줄임으로써 피스톤 결합체의 마찰력은 대폭 개선할 수 있다. 그러나 oil ring의 장력이 너무 작으면 윤활유의 소모량이 증가하게 될 것임으로 적절한 타협이 모색되어야 할 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 피스톤 결합체의 마찰력 측정장치를 개선하여 피스톤을 쉽게 교환할 수 있도록 하였으며, 이 개선된 장치를 통하여 엔진의 운전 조건과 피스톤링을 변수로 한 마찰력 측정 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 선속도가 큰 행정의 중반에서는 유체윤활의 특성을 갖고 상·하사점 근처에서는 혼합윤활 특성을 갖는다. 엔진의 회전속도가 증가하면 squeeze action에 의하여 유체윤활이 상대적으로 증대되어 상·하사점 근처의 마찰력은 줄고 행정 중반의 마찰력을 증가하여 전체적으로 마찰손실은 증가한다.
- 2) 엔진의 부하가 커지면서 압축행정 말기와 팽창행정의 초기의 압력에 의해 마찰력이 급격히 증가 하지만 전체적으로 마찰손실에는 별다른 영향을 주지 못한다.
- 3) 윤활유의 점도는 마찰손실에 가장 큰 영향을 미치는 인자이다. 마찰력은 윤활유의 종류에 관계없이 점도에만 영향을 받는다.
- 4) 오일링은 실린더 벽면과 날카롭게 접촉하

므로 유체윤활이 힘들며, 따라서 피스톤 결합체의 마찰력중 가장 큰 부분을 유발시키므로 이의 장력을 줄임으로써 피스톤 결합체의 마찰손실을 상당량 감소시킬 수 있다.

- 5) 피스톤링의 개수와 조합을 바꾸어 측정된 마찰력으로 부터 산출한 각 요소의 마찰력을 다각도로 비교한 결과 서로 상당히 일치함을 보여 주었는데 이것은 현 측정장치의 높은 신뢰성을 입증한다고 말할 수 있다.

참 고 문 헌

1. Ting, L. L., "A Review of Present Information on Piston Ring Tribology.", SAE Trans., Vol.94, 852355, 1985, pp.1135-1146.
2. Furuham a, S. and Takiguchi, M., "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine, SAE Trans., Vol.88, 790855, 1979, pp.2896-2914.
3. Furuham a, S. and Sasaki, S., "New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines.", SAE Trans., Vol.92, 831284, 1983, pp.781-792.
4. Takiguchi, M., Machida, K. and Furuham a, S., "Piston Friction Force of a Small High Speed Gasoline Engine", ASME Trans., Vol.110, Jan 1988, pp.112-118.
5. Wakuri, Y., Soejima, M., Kitahara, T., Nunotani, M., and Ootsubo, M., "Studies on the Characteristics of Piston Ring Friction.", JSAE Review, Vol.13, No.2, Apr 1992, pp.48-53.
6. Y.Wakuri, T.Hamataka, M.Soejima and T.Kitahara, "Piston ring friction in internal combustion engines", Tribology International, Vol.25, No.5, 1992, pp.209-307.
7. 윤정의, "내연기관 피스톤-링 결합체 마찰력 측정 시스템의 개발 및 마찰력 측정에 관한 연구", KASIT 기계공학과 박사학위 논문, 1993.