

엔진 내구시험 시 실린더 보아의 마모에 관한 연구

전 상 명[†]

호서대학교 자동차공학과

A Study on Cylinder Bore Wear during Engine Durability Test

Sang Myung Chun[†]

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

Abstract – Cylinder bore wear may not be a problem in most current automotive engines. However, a small change in cylinder bore diameter can significantly affect the lubrication characteristics and ring axial motion. This in turn can cause to change inter-ring pressure, blow-by and oil consumption in an engine. Therefore, by predicting the wear of piston ring face, ring groove and cylinder bore altogether, the changed ring end gap and the changed volume of gas reservoir can be calculated. Then the excessive oil consumption can be predicted. Being based on the calculation of gas flow amount by the theory of piston ring dynamics and gas flow, and the calculation of oil film thickness and friction force by the analysis of piston ring lubrication, the calculation theory of oil amount through top ring gap into combustion chamber will be set. This is estimated as engine oil consumption. Furthermore, the wear theories of ring, groove and cylinder bore are included. Then the each amount of wear is to be obtained. The changed oil consumption caused by the new end gap and the new volume of oil reservoir around second land, can be calculated at some engine running interval. Meanwhile, the wear amount and oil consumption occurred during engine durability cycle are compared with the calculated values. Next, the calculated amount of oil consumption and wear are compared with the guideline of each part's wear and oil consumption. So, the timing of part repair and engine life cycle can be predicted in advance without performing engine durability test. The wear data of cylinder bore diameter are obtained from three engines before and after engine durability test. The calculated wear data of cylinder bore diameter are turn out to be twice of the lower bound of averaged test values at TDC and the lower bound at BDC.

Key words – bore wear, ring end gap, oil consumption, durability, piston-ring pack.

1. 서 론

마모로 인한 링과 라이너의 표면 형상의 변화는 링 팩 운전에 큰 영향을 미친다. 엔진 운전 사이클 동안에 링-라이너와 같은 미끄럼 운동하는 표면사이에는 경계 윤활 조건으로 인한 상당한 접촉이 존재한다. 생성된 접촉 압력은 결과적으로 운전 기간동안 링 표면 형상을 변화시키려고 하고, 한편으로는 라이너 표면은 피스톤의 운동 방향이 바뀌는 부분, 즉 속도가 느려 유막이 파괴되며 높은 그루브 압력이 존재하는 폭발행정 상사점 직후에서 주된 마모흔적을 만든다. 현대 엔진에서는

피스톤 링팩 튜닝이 정교하여 엔진 운전 중 링 외주면 윤활과 오일 긁어내리는 현상 변화가 심하지 않다고 볼 때, 링 외주면의 마모와 이 지역에서 라이너에 생기는 과도 마모 패턴은 링의 앤드 갭을 넓힐 가능성으로 인하여 브로우바이와 블로우백의 값이 상대적으로 크게 나타나며, 이로인해 톱링이 들려지는 시점에서의 앤드 갭을 통한 오일소모에도 큰 영향을 준다. 본 연구에서는 주어진 운전조건과 주어진 형상에 대하여 링 표면과 라이너 위에 나타나는 마모 하중 분포의 계산을 통해 라이너 마모 문제를 소개한다.

실린더 벽을 따르는 마모 형태는 아차드(J. F. Archard)의 응착마모(adhesive wear)의 기본적인 법칙[1]을 사용하여 계산되어질 수 있다. 이러한 마모는 두개의 물질

[†]주저자 · 책임저자 : sangmchun@hanmail.net

러지고 있는 표면의 연속적인 미끄럼 접촉에 의하여 일어난다고 본다. 이 법칙에 의하면 일반적으로 마모량은 하중과 미끄럼 길이에 비례하나 마모되어 없어지는 연한 표면의 경도에 반비례 한다. 본 법칙을 평균 마모 깊이(h_w)와 겹보기 접촉면적(A_a) 등으로 표현하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$h_w = \frac{k_w L_w x_w}{3 p_w A_a} \quad (1)$$

여기서 L_w 는 하중, x_w 는 미끄럼 길이, p_w 는 표면경도, k_w 는 접촉 재질과 그 표면의 청결할 정도에 의존하는 무차원 마모 계수이다. 비록 아차드(Archard) 법칙이 연속적이 단일방향 미끄럼 접촉 조건에 기초하여 유도되었지만, 왕복 미끄럼 접촉에 대한 금속 마모를 예측하는데 동등하게 잘 적용될 수 있다는 것을 문헌[2]의 연구결과에 의해 입증되었다. 이러한 왕복 미끄럼 접촉에 대한 마모는 축적된 전체 미끄럼 길이 혹은 전체 미끄럼 길이에 상응하는 왕복 사이클의 횟수에 비례한다.

2. 실린더 보아 마모 이론

왕복엔진 실린더 보아 마모에 대해서, 방정식 (1)은 단일 링에 의한 보아 마모를 고려한 해석적 모델[3]에 대해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(h_w)_m = \left(\frac{k_w L_w (4sN)}{2 p_w A_a} \right)_m = \left(\frac{4k_w s}{3 p_w} \right) (P_w)_m N = k'_w (P_w)_m N \quad (2)$$

여기서 s 는 행정길이, m 은 링의 번호, N 은 동력 행정 사이클의 수, $(P_w)_m = (L_w/A_a)_m$ 는 실린더 당 m 번째 링의 하중압력이고, $k'_w = 4k_w s / 3 p_w$ 이다. 사이클 당 m 번째 링의 하중압력 $(P_w)_m$ 은 한번의 4행정 사이클 내에서 유막두께가 실린더 벽 위에 생성된 유막유효 최저제한치(LLFL: Lower Limit for Fluid Film Lubrication) 이하일 때의 변동 하중의 합이다. 그러므로 단일 링으로 인한 마모 깊이가 분포는 동력행정, 배기행정, 흡입행정, 압축행정에 대한 이 단일 링에 의해서 실린더 벽에 미치는 하중 분포의 합과 비례한다.

$$(h_w)_m = k'_w [(P_w)_{power} + (P_w)_{exh} + (P_w)_{ind} + (P_w)_{comp}]_m N \quad (3)$$

링 팩에 대한 전체 마모는 피스톤 링의 위치를 고려한 모든 링에 대한 마모 깊이가 분포의 합이 될 것이다.

수학적인 관계는 다음과 같다.

$$h_w(s) = \underbrace{[h_w(s)]_1}_{1st-ring} + \underbrace{[h_w(s-s_2)]_2}_{2nd-ring} + \underbrace{[h_w(s-s_3)]_3}_{3rd-ring} + \dots \quad (4)$$

여기서 s_2, s_3, \dots 은 첫 번째 링 위치로부터 측정된 두 번째 링과 세 번째 링의 위치이다. 또한 h_w 는 s 의 함수인 것을 주의해야 한다.

2.1. 실린더 보아 마모 계산 과정

실린더 벽을 따라 일어나는 보아 마모와 마모형태를 예측하기 위해 사용될 수 있는 단계별 계산 과정은 아래와 같다.

i) 주어진 엔진 운전조건에 대한 연소실 내의 rpm별 크랭크각도에 따른 압력 조건을 얻는다.

ii) 블로우바이 이론에 기초한 전 사이클에 걸친 링과 링 사이의 압력분포를 얻는다.

iii) 모든 링에 대한 링-보아 유막두께 궤적을 구하고, 유막두께가 유막유효최저제한치 보다 작게 될 때의 링-보아 접촉 지역을 결정한다.

iv) 각 링에 대한 동력행정, 압축행정, 흡입행정, 배기행정에 대해서 실린더 벽을 따라 생기는 링과 보아 사이의 전체 접촉 하중압력을 결정한다.

v) 트러스트 힘이 작용하는 주 측면 벽과 반 트러스트 힘이 작용하는 반대 측면 벽에 작용하는 측면 추력을 계산한 후 이 추력을 링-보아 접촉 하중압력으로 환산해야 하나, 여기서는 측면운동을 고려하지 않은 축방향 1차원 해석을 하였으므로 링 장력과 링 사이 공간의 압력에 의한 측면력만을 고려하여 접촉하중 압력으로 환산하였다. 즉 양측면에서의 접촉하중은 같다고 보았다.

vi) 각 링에 대해서 iv)와 v)에 의해 계산된 하중압력을 합산한다.

vii) 전체 접촉압력 분포는 링 위치 설계에 따라 적절한 곳에 위치한 모든 링의 하중압력 분포의 합산이 될 것이다.

viii) 아차드(Archard)의 식을 사용하여, 주 측면 벽과 반대 측면 벽을 따라 일어나는 마모 형태를 결정하는 것이 일반적이거나 여기서는 양측면벽의 마모는 동일한 것으로 보았다.

2.2. 실린더 보아 마모 계수

실린더 보아 마모 형태는 방정식 (4)를 사용하여 결

Table 1. Internal Combustion Engine Wear Coefficients

Vehicle mileage, <i>km</i>	$k'_w, 10^{-19} m^3/N$	
	Minor thrust side	Major thrust side
(1) 8,085	1.0346	2.8572
(2) 36,178	0.3851	0.4400
(3) 41,919	0.4326	0.5486
(4) 76,115	0.4032	0.4639

정되어질 수 있으며 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$h_w(s)_{total} = k'_w(P_w)_{total}N \quad (5)$$

여기서 $(P_w)_{total}$ 는 완전한 4행정 사이클 동안 3개의 압축링에 의해서 실린더 벽으로 적용된 총괄 전체 하중압력이다. 동력 행정 사이클의 수, N 은 엔진속도와 차량속도 그리고 주행거리에 기초하여 계산되어질 수 있다. 여러 가지 k'_w 값에 대한 예는 다음 Table 1[4,5]에 주어져 있으며, 그 값은 주 트리스트 면과 반 트리스트 면에 대하여 각각 구하여 졌다. 그러나 본 연구에서는 양 측면에서의 첩촉하중이 같다는 조건을 취하였기 때문에 두 면에서의 평균값 개념을 각 면에 적용하였다.

더 나아가, 방정식 (5)은 다음과 같은 형태로도 쓸 수 있다.

$$k'_w = h_w(s)_{total} / [(P_w)_{total}N] \quad (6)$$

추가적인 실린더 보아 마모 계수는 측정된 실린더 보아 마모 형태(pattern) (혹은 종단면 형상(profiles))로부터 또는 문헌을 통해서 얻을 수 있는 마모(마모율) 결과를 이용하여 결정할 수 있다. 여러 연구결과[6-13] 주행거리 혹은 주행시간에 따른 차이는 크지 않다는 것을 알 수 있다. 따라서 마모계수는 평균값을 사용하여 주행거리에 따라 같은 값을 적용할 수 있다. 다음의 Table 2는 실험에 의해 측정된 마모 혹은 마모율 결과로부터 추론된 내연기관의 마모 계수 가 요약되어 있다. 이 마모계수들은 보아 마모를 예측하는데 사용되어 질 수 있을 뿐 아니라 엔진 수명을 예측하는 데 이용될 수 있다.

본 연구에서 사용한 마모계수 k'_w 의 값은 800시간 엔진내구시험을 수행한 소형 가솔린 엔진 3대의 측정값과 연계하여 선택한 값으로 $0.1380 \times 10^{-19} m^3/N$ 이다. 이 값은 위의 Table 2에서 제시한 값들과 비교시 이들의 하한값보다 작은 값이나 같은 차원의 수이다.

Table 2. Internal Combustion Engine Wear Coefficients

Engine Type	$k'_w, 10^{-19} m^3/N$	Ref.
Gasoline	0.2760	[8]
	0.4230	[4]
	0.7250	[9]
	1.7450	[10]
	2.5660	[6]
Diesel	0.3033	[11]
	0.949-1.344	[7]
	0.659-1.322	[9]
Marine Diesel	0.927-3.159	[12]
	2.272-3.799	[13]
Gasoline-Abrasive	181.15	[6]

Table 3. Engine specifications

Engine Type	L-4, DOHC (4V)
Fuel	Gasoline
Displacement (L)	1.5
Bore Diameter (mm)	76.5
Stroke (mm)	81.5
Connecting Rod Length (mm)	130
Compression Ratio	9.5

Table 4. Piston-Ring Specifications

Ring Type	Top Ring	2nd Ring	Oil Ring
Ring Thickness (mm)	3.25	3.25	2.90
Ring End Gap (mm)	0.38	0.38	0.46
Ring Width (mm)	1.5	1.5	2.92
Groove Width (mm)	1.55	1.55	3.02
Ring Tension (N)	12.5	8.0	19.6

3. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 사용한 엔진에 대한 주요 제원은 Table 3에 나타나 있으며, 피스톤 및 링에 대한 주요 제원은 Table 4에 주어져 있다.

한편 피스톤 링 팩의 링 운동학, 링간 압력계산, 유막두께계산, 마찰계산 등의 방법은 문헌[14]와 같은 내용을 적용 했으며, 피스톤 링팩 형상 모델링은 문헌[15]의 방법을 사용하였다.

또한 엔진 내구시험동안의 엔진속도 모드는 Fig. 1과 같이 주어진다. 계산시 사용한 엔진 시험모드는 주길들이기모드와 내구모드이다.

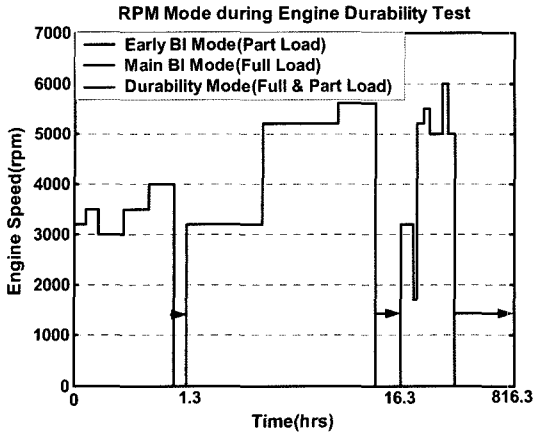


Fig. 1. RPM mode during engine durability test.

본 연구에서는 주트러스트와 반트러스트 면을 따로 구분하지 않은 1차원 운동으로 보았다. 즉, 피스톤의 측면 운동은 없는 것으로 보았으며 또한 피스톤 스커트의 슬랩운동(slap motion)으로 인한 마모는 고려하지 않았다.

본 해석결과 상사점(TDC)과 하사점(BDC)에서 톱링이 위치하는 곳의 실린더 보아 마모는 Fig. 2와 Fig. 4에 나타난 바와 같이 시간이 지남에 따라 곡선적으로 증가했다. 800시간 내구시험 후에 3대의 엔진에 대하여 실린더 보아를 길이방향으로 4등분한 곳에서 각각 측정된 마모값의 평균값의 측정 범위와 비교하였다. 이 때 계산된 보아 마모량은 상사점에서 측정값의 상한치의 약 2배 정도를 나타냈고, 하사점에서는 측정값의 상한치 정도를 나타냈다. 이는 상사점에서의 마모가 하사점에서의 마모보다 상당히 크다는 것을 감안하면 계산치는 실마모량과 크게 차이난다고 볼 수 없다. 참고로 800시간 내구시험은 10만km 실차 내구시험과 같은 효과를 갖고 있다. 계산결과 내구시험이 약 1583시간 지난 후 갑자기 마모량이 급하게 상승하였다. 급상승 직전의 보아 마모량은 상사점에서는 184 μm 정도였고, 하사점에서는 약 67 μm 정도로 계산되었다. 이는 800시간 내구 시험에서의 비교로부터 실 측정치의 평균값보다 상사점에서는 2배 이상 많은 값으로 추정되며, 하사점에서는 상한값 정도로 추정 할 수 있다.

Fig. 2와 Fig. 4의 각각의 위치에서, 내구시험 약 1583시간 이후의 실린더 보아 마모에 대한 확대한 그림은 Fig. 3과 Fig. 5와 같이 나타났다. 마모 값은 상사점에서는 약 240 μm 까지 나타났고, 하사점에서는 약

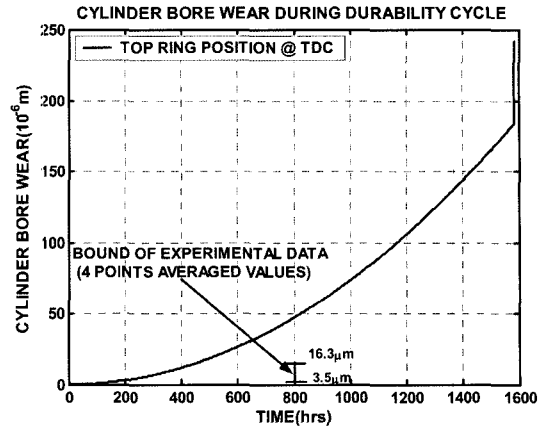


Fig. 2. Cylinder bore wear at top ring position @ TDC during engine durability cycle.

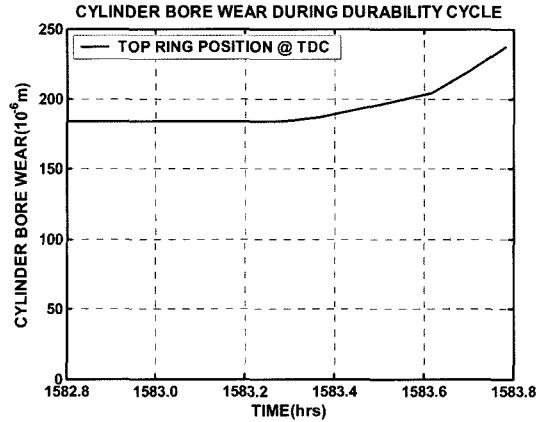


Fig. 3. Cylinder bore wear at top ring position @ TDC around the end of engine durability cycle.

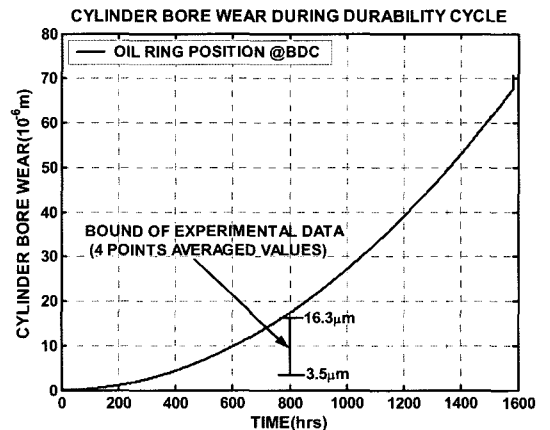


Fig. 4. Cylinder bore wear at oil ring position @ BDC during engine durability cycle.

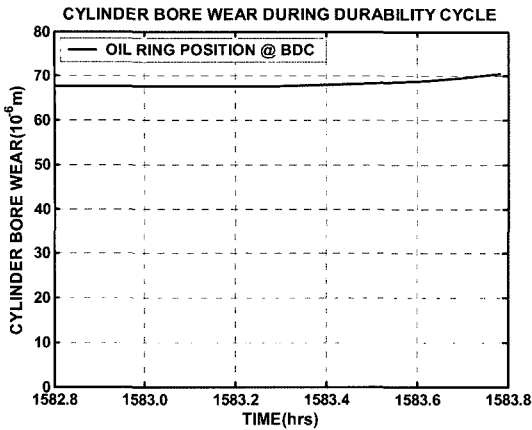


Fig. 5. Cylinder bore wear at oil ring position @ BDC around the end of engine durability cycle.

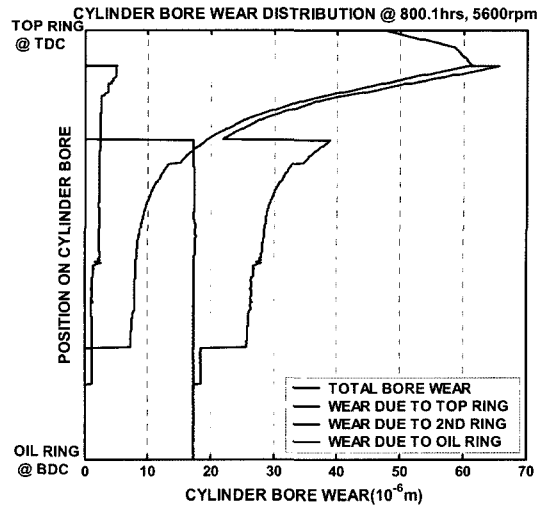


Fig. 7. Cylinder bore wear distribution induced by each ring at 800 hrs, 5600 rpm.

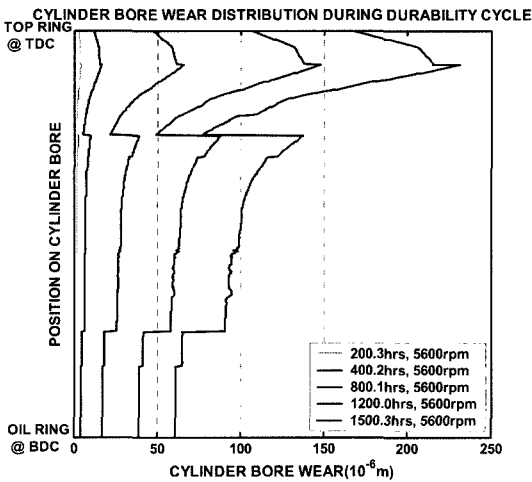


Fig. 6. Cylinder bore wear distribution along liner axial direction at various times.

70 μm 에 이르렀다. 그 이상에서는 과다마모로 인한 피스톤 링 팩 형상변화가 심하여 더 이상의 계산이 불가능 했다.

내구 시험동안 실린더 보아의 위치에 따른 마모 분포는 Fig. 6에 도시되었다. 이는 링 장력과 연소압으로 인한 링에 작용하는 측면력만을 고려한 마모량이다. 그 결과는 내구시간이 증가함에 따라 그 증가 량이 크게 나타났으며, 전반적으로 볼 때 연소 폭발 후 압력이 큰 상사점 바로 밑에서 제일 크게 나타났으며 하사점에서는 오일링장력으로 인한 마모량만이 나타남으로 작게 나타났다. 본 일차원 계산의 결과로는 마모의 형

태가 매우 거칠게 나타났으나 그 형태는 일반적인 보아 마모 패턴 [5]과 유사하게 나타났다. 마모량의 최대 정점은 중간링의 영향이 처음 미치는 곳에서 일어나며, 이는 높은 연소실 압력으로 인한 톱링과 중간링에 의해 일어나는 마모이다. 두번째 뒤는 마모량은 오일링이 처음으로 작용하는 시점에서 일어난다. 이는 Fig. 7를 보면 알 수 있다. 이는 약 800시간 내구 시험에서의 각 링에 의해 이루어진 보아 마모분포를 나타낸다. 톱 링으로 인한 보아마모가 주요 요인임을 알 수 있으며, 오일링으로 인한 마모에 미치는 영향은 위치에 따라 일정하게 나타났다. 두번째링으로 인한 마모에 미치는 영향은 연소실 최대 압력 시점을 제외하고는 작게 나타났다.

4. 결 론

계산결과 실린더 보아 마모는 4곳에서 측정된 평균 측정치 범위와 비교시 상사점에서는 측정범위의 상한값의 두배정도 나타났으며, 하사점에서는 측정범위의 상한치를 나타냈다. 보아 위치에 따른 마모 형태가 거칠지만 일반적인 경향의 형태를 나타내고 있다. 시간이 지남에 따라 마모 증가폭이 크게 나타났으며, 톱링의 영향이 가장 큰 것으로 나타났다. 상사점을 지난 후 연소압이 높은 곳에서 마모가 크게 나타났다. 한편 본 해석 엔진은 내구 1583시간이 지난 후 마모가 급격히 증가함을 나타내고 있다.

후 기

이 논문은 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구이며(과제번호: R05-2004-000-10121-0), 이에 감사드립니다.

참고 문헌

- Rabinowicz, E., Friction and Wear of Materials, Wiley, 1965.
- Stowers, I. F. and Rabinowicz, E., "The Mechanism of Fretting Wear," *ASME paper 72-Lub-20*, 1972.
- Ting, L. L. and Mayer, J. E., Jr., "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses, Part I-Theory," *J. Lubr. Technol.*, 96F, p. 305, 1974.
- Ting, L. L. and Mayer, J. E., Jr., "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses, Part II-Theory Verification," *J. Lubr. Technol.*, 96F, p. 258, 1974.
- Ting, L. L., Lubricated Piston Rings and Cylinder Wear, *Wear Control Hand Book*, edited by M. B. Peterson and W. O. Winer, ASME, New York, N. Y. pp. 609-665, 1980.
- Murray, E. J., "Tribology-Pistons and All That...Part Two," *Hepolite Bulletine*, Vol. 23, No. 2, p. 8, 1968.
- Murray, E. J., "Cylinder Liner Design, Part I: Wear and Its Causes," *Automobile Engineer*, p. 373, 1953.
- Dorsch, H. and Wacker, E., "ALUSIL-Zylinder und FERROCOAT-Kolben für den Porsche-Motor 911," *MTZ Motor Zeit.*, Vol. 35, No. 2, p. 33, 1974.
- Neale, M. J., "The Problems of Piston Ring and Cylinder Scuffing in Internal Combustion Engines," *Ministry of Technology*, BR 21433, Crown Copyright, 1970.
- Ainsleym, N. G. and Cleveland, A. E., "CLR Oil Test Engine," *SAE Golden Anniversary Fuels and Lubricants Meeting*, Philadelphia, 1955.
- Sreenathm, A. V. and Venkatesh, S., "Experimental Studies on the Wear of Engine Components," *Wear*, Vol. 16, p. 245, 1970.
- Lees, H. D., "Statistics on Cylinder Wear in Marine Diesel Engines," *Wear*, Vol. 2, p. 273, 1958/59.
- Coant, P. N., et al., "Lubrication and Wear Monitoring of High-Performance Marine Diesel Cylinder Oil," *Lubrication Engineering*, p. 581, 1977.
- Chun, S. M., "A Basic Study on Piston-Ring Pack," *Journal of the KSTLE*, Vol. 21, No. 2, pp. 83-92, 2005.
- Chun, S. M., "A Study on Engine Oil Consumption," *Journal of the KSTLE*, Vol. 21, No. 6, pp. 296-301, 2005.

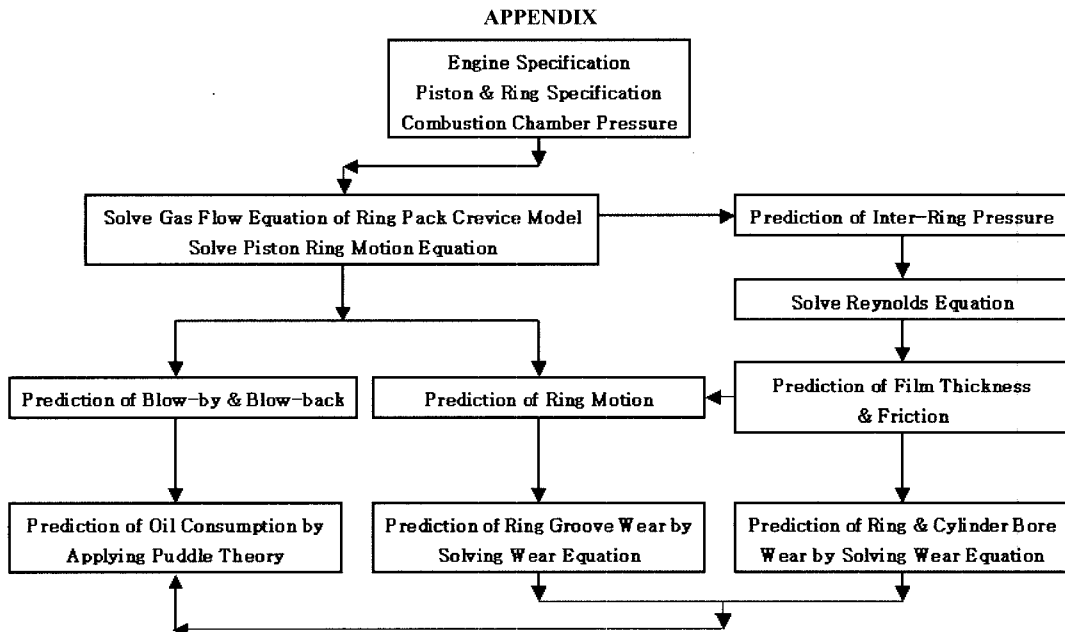


Fig. A Calculation procedure of piston-ring pack analysis.