



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

공 학 석 사 학 위 논 문

친환경 선박 엔진 개발을 위한
피스톤 링/라이너 시스템 윤활 특성 연구

**Study of lubrication characteristics of piston ring/liner system
for development of eco-friendly marine engine**

울산대학교 대학원

울산대학교 기계공학부

오 세 진

친환경 선박 엔진 개발을 위한
피스톤 링/라이너 시스템 운할 특성 연구

지도교수 정 구 현

이 논문을 공학석사학위 논문으로 제출함



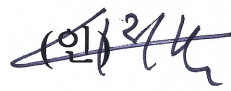
2024 년 8 월

울산대학교 대학원

울산대학교 기계공학부

오 세 진

오세진의 공학석사 학위 논문을 인준함

심사위원	장경식	
심사위원	정구현	
심사위원	천두만	

울산대학교 대학원

2024 년 8 월

친환경 선박 엔진 개발을 위한
피스톤 링/라이너 시스템 운할 특성 연구

울산대학교 대학원

기계공학과

오 세 진

최근 전세계적으로 환경 보호에 대한 관심이 증가하고 선박 엔진 배출가스에 대한 환경 규제가 강화됨에 따라 친환경 선박 엔진 기술에 대한 수요가 증가하고 있다. 엔진 내 핵심 부품들 사이의 마찰 성능 저하는 엔진 효율성 저하, 연료 소비 증가, 부품 마모 파손으로 인한 유지보수 비용 증가 등의 결과를 초래할 수 있으며, 이는 궁극적으로 환경 오염 물질 증가로 이어질 수 있다. 따라서 친환경 선박 엔진 개발을 위해서는 엔진 핵심 부품들에 대한 마찰 저감 기술 연구가 필수적으로 수반되어야 한다.

특히 피스톤 링/라이너 시스템은 하중, 속도 및 온도의 급격한 주기적 변동에 노출 되기 때문에 피스톤 링과 라이너 사이의 내마모 및 내마찰 성능을 보장하기 위해서 해당 시스템에 대한 최적 운할 설계 기술이 적용되어야 한다. 이를 위해서는 실제 피스톤 링과 라이너 사이의 운동 조건을 고려한 실험적 연구를 통해 마찰 및 마모 거동을 체계적으로 이해하여 설계 기반 데이터를 확보해야 한다. 또한, 실험적 연구에서는 엔진 피스톤 링과 라이너 사이의 복잡한 거동 및 가혹한 환경 조건을 반영하지 못하는 한계를 극복하기 위해 실험적 연구 데이터를 기반으로 엔진 내 가혹한 환경 조건을 고려한 해석 모델 개발 및 해석적 연구가 병행되어야 한다.

본 연구는 피스톤 링/라이너 시스템의 최적 윤활 설계를 위한 기반 데이터 확보 및 접근 방법 도출을 목표로 실험적 연구와 해석적 연구가 수행되었다. 실험적 연구를 통해 피스톤 링과 라이너 사이의 기초적인 윤활 특성을 평가하였으며, 해당 실험 데이터를 기반으로 피스톤 링과 라이너 사이의 마찰 손실을 예측할 수 있는 윤활 해석 모델을 개발하였다. 또한 해당 모델을 통해 주요 설계인자 중 하나인 피스톤 링과 라이너 표면 조도의 마찰 손실에 대한 영향을 평가되었다.

목차

국 문 요 약.....	i
목차.....	iii
LIST OF FIGURES.....	iv
LIST OF TABLES.....	v
제 1 장 서론.....	1
1.1 연구 배경.....	1
1.2 연구 세부 내용 및 목표.....	3
제 2 장 마찰 및 마모 실험.....	4
2.1 실험 시편 및 실험 장치.....	4
2.2 실험 방법 및 조건.....	7
2.3 마찰 실험 결과.....	9
2.4 마모 실험 결과.....	12
제 3 장 피스톤 링/라이너 시스템 윤활 해석 연구.....	14
3.1 피스톤 링/라이너 시스템 윤활 해석 모델.....	14
3.2 해석 결과.....	19
제 5 장 결론.....	22
References.....	24
ABSTRACT.....	25

LIST OF FIGURES

Fig. 1. IMO2020 five key changes.	1
Fig. 2. IMO20IMO Marpol Annex VI sulphur limits timeline.....	1
Fig. 3. Distribution of the total energy losses of a diesel engine and piston ring/liner system.....	2
Fig. 4. Research approach.....	3
Fig. 5. Photographs and contact surface topography of (a) piston ring and (b) liner specimen.	4
Fig. 6. Concept design of the piston ring/liner tribo-tester.	6
Fig. 7. Overview of the piston ring/liner tribo-tester.....	6
Fig. 8. Lubrication regime.	10
Fig. 9. Friction coefficient according to Hersey number.	10
Fig. 10. Stribeck curve.....	11
Fig. 11. Cross-sectional profiles and three-dimensional confocal microscopy images of liner specimen.	12
Fig. 12. Wear depth.	13
Fig. 13. Wear coefficient.	13
Fig. 14. Lubrication analysis model for piston ring/liner system.	14
Fig. 15. Combustion gas pressure versus crank angle.	18
Fig. 16. Total friction force versus crank angle.....	19
Fig. 17. Maximum friction force according to ring-liner composite R.M.S surface roughness.	20
Fig. 18. Asperity friction power loss.	20
Fig. 19. Hydrodynamic friction power loss.	21

LIST OF TABLES

Table 1. Surface roughness and hardness of piston ring and liner specimen.	5
Table 2. Experimental parameters of friction test.	8
Table 3. Experimental parameters of wear test.	8
Table 4. Engine specifications.....	17
Table 5. Ring-liner composite R.M.S surface roughness.....	18

제 1 장 서론

1.1 연구 배경

최근 전 세계적으로 환경 오염에 대한 관심이 증가함에 따라 선박 엔진의 배출규제가 강화되고 있다. 제4차 IMO GHG Study 2020에 의하면 2008년 대비 2050년의 해양 선박의 CO₂ 배출량은 약 90~130% 증가할 것으로 예측된다[1]. 선박 배출가스로 인한 환경 문제에 대응하기 위해 제72차 해양환경보호위원회에서는 2050년까지 전체 선박에서 발생하는 온실가스 총 배출량을 2008년 대비 50% 감축 목표를 제시하였으며, IMO2020에 의해 세계 모든 해역에서 선박용 연료의 황(SO₂) 함유율 상한 기준이 기존 3.55에서 0.5%로 대폭 강화되었다[2-4]. 이러한 강화되는 환경규제로 인하여 선박 엔진 시스템의 에너지 효율성 증대를 위한 기술적 수요가 증가하고 있다.

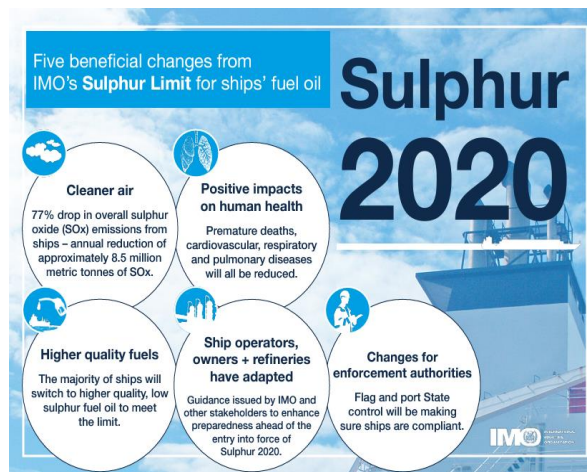


Fig. 1. IMO2020 five key changes [3].

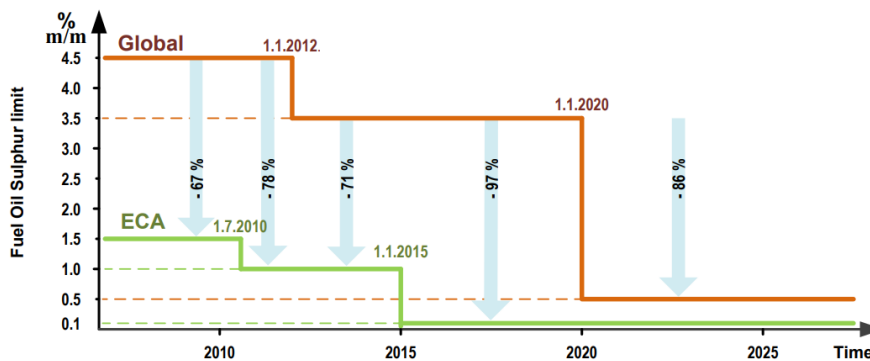


Fig. 2. IMO Marpol Annex VI sulphur limits timeline [4].

선박 엔진의 경우 피스톤, 피스톤 링, 실린더 라이너, 베어링, 크랭크 샤프트 등과 같이 마찰 쌍을 이루는 다양한 부품들이 존재하며, 이와 같은 부품들 사이의 상대 운동으로 인한 마찰 현상은 선박 엔진 구동 시 발생하는 에너지 손실의 상당한 부분을 차지한다. 특히 연료 속의 황은 윤활효과의 기능이 있기 때문에 강화되는 환경규제로 인하여 연료의 황 함유량이 감소할 경우 환경 오염 물질을 적게 배출할 수는 있으나, 피스톤 링 온도 상승, 실린더 오일 산화, 유막 파괴 촉진 등 엔진 윤활 시스템에 있어서 심각한 문제들을 야기시킬 수 있으며, 이는 궁극적으로 엔진 효율 감소 및 엔진 부품의 마모로 인한 유지보수 비용의 증가로 이어질 수 있다[5,6]. 따라서 선박 엔진 핵심 부품들 사이에서 발생하는 마찰과 마모 현상을 줄이기 위해 최적의 윤활 시스템 설계가 필수적이다.

특히, 피스톤 링/라이너 시스템은 선박 엔진에서 고하중, 속도 및 온도의 급격한 주기적 변동에 노출되며, 해당 시스템에서 발생하는 마찰 손실은 선박 엔진의 에너지 손실의 상당한 부분을 차지한다[6]. 피스톤 링과 라이너 사이의 마찰 거동은 윤활유의 점도, 상대 운동 속도, 접촉 하중의 영향에 따라 달라질 수 있기 때문에 해당 시스템에서의 마찰 손실을 최소화하기 위해서는 피스톤 링과 라이너 사이의 마찰 및 마모 특성을 체계적으로 이해하고 대상 엔진의 거동 및 환경 조건을 고려하여 적절한 윤활 설계를 적용해야 한다.

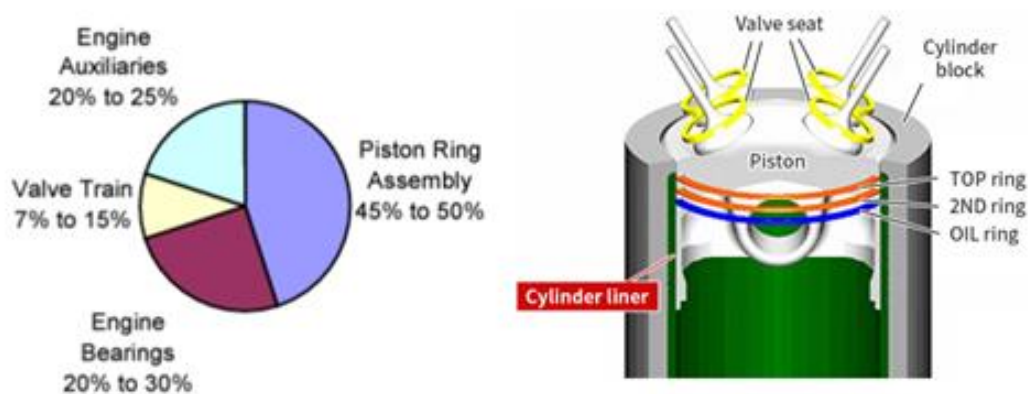


Fig. 3. Distribution of the total energy losses of a diesel engine and piston ring/liner system [7,8]

1.2 연구 세부 내용 및 목표

본 연구에서는 실제 선박 엔진에 적용되는 피스톤 링과 라이너 사이의 기초적인 마찰 및 마모 특성 데이터를 확보하기 위하여 피스톤 링과 라이너의 접촉 및 거동을 고려한 실험 장치를 제작하였으며, 해당 장치를 활용하여 마찰 및 마모 실험을 수행하였다. 또한, 실험 데이터를 활용하여 실제 엔진 내의 가혹한 환경을 고려할 수 있는 피스톤 링/라이너 시스템을 대상으로 윤활 해석 모델을 개발하고 해당 모델을 통해 주요 설계 인자 변화에 따른 마찰 손실 수준을 예측해보고자 하였다.

본 연구에서는 Fig.4와 같이 실험적 연구와 해석적 연구를 통해 실제 엔진 피스톤 링/라이너 시스템 최적 윤활 설계를 위한 기반 데이터를 확보하고, 설계 개선 및 파손 예측을 위한 접근방법을 도출하고자 하였다.

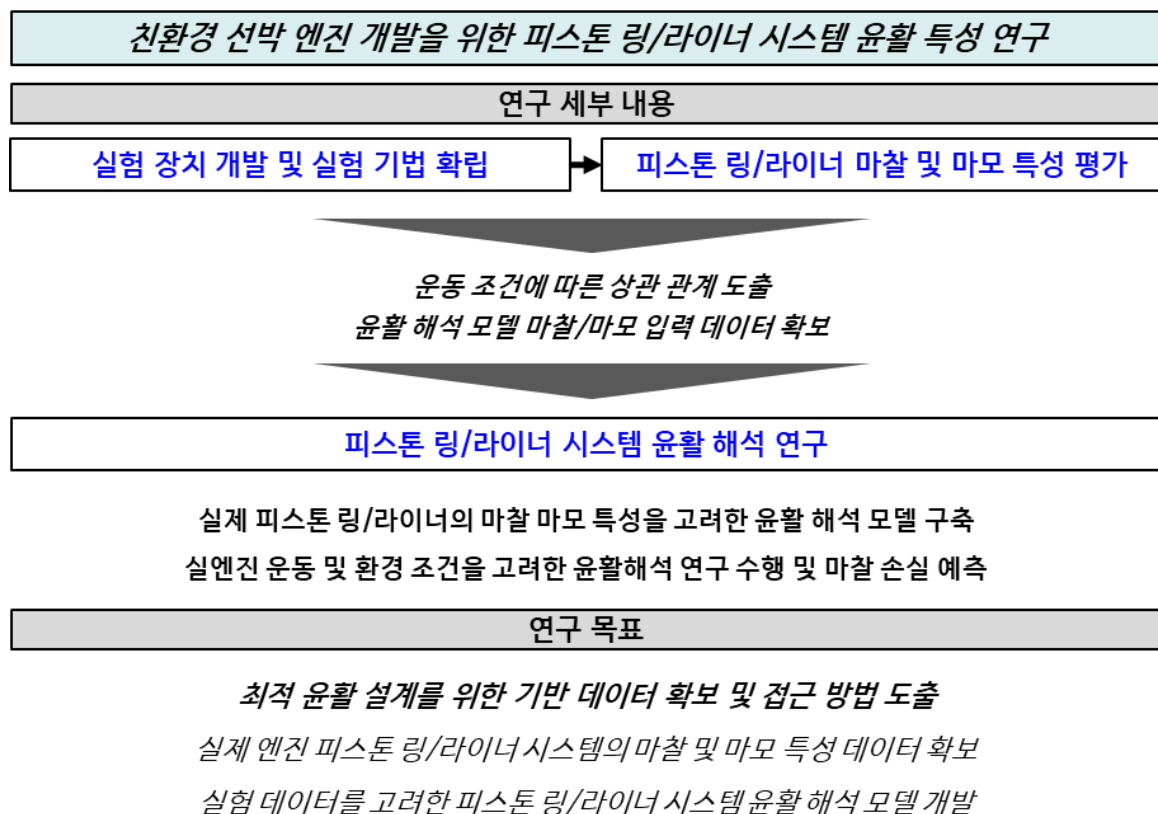


Fig. 4. Research approach.

제 2 장 마찰 및 마모 실험

2.1 실험 시편 및 실험 장치

본 연구에서의 마찰 및 마모 실험은 800 mm 보어 사이즈 선박 엔진의 상부 피스톤 링 (top piston ring)/라이너를 대상으로 수행되었으며, 실험을 위해 대상 엔진의 상부 피스톤 링에 해당하는 피스톤 링 과 라이너를 Fig. 5와 같이 1/18 크기로 등분 가공하였다. 실험에 사용된 라이너 시편은 cast iron 소재이며, 피스톤 링 시편은 cast iron 모재에 cermet coating이 적용된 소재이다. 피스톤 링과 라이너의 접촉부 표면 조도 및 경도는 각각 레이저 공초점 현미경(Laser scanning confocal microscopy)과 비커스 경도 측정기를 통해 측정되었다. 시편으로부터 측정된 RMS surface roughness (R_q), reduced peak height (R_{pk}), core roughness (R_k), averaged surface roughness (R_a) 및 표면 경도값은 Table 1에 제시하였다.

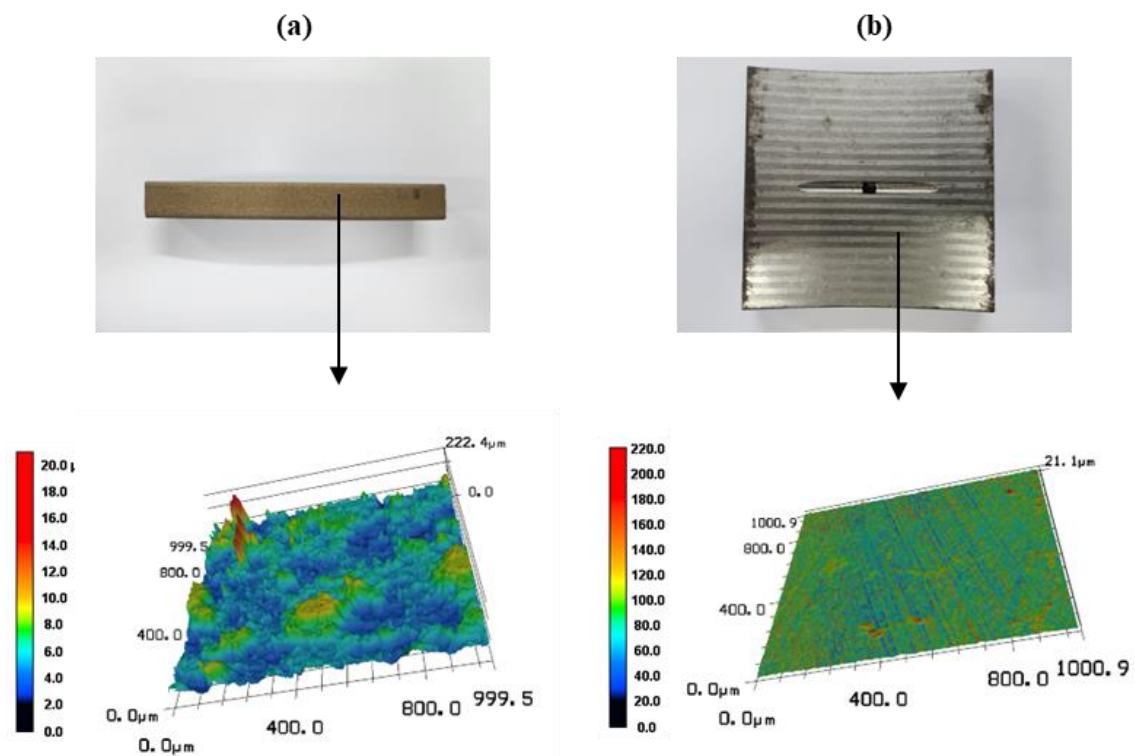


Fig. 5. Photographs and contact surface topography of (a) the piston ring and (b) the liner specimen.

Table 1. Surface roughness and hardness of piston ring and liner specimen.

	Liner specimen	Ring specimen
Material	Cast iron	Cast iron (Cermet coating)
R_q (μm)	1.89	8.23
R_{pk} (μm)	1.64	16.35
R_k (μm)	3.70	13.87
R_a (μm)	1.49	6.13
Hardness, H (GPa)	1.57	9.8

피스톤 링과 라이너 시스템의 마찰 및 마모 특성 평가를 위하여 피스톤 링/라이너 tribo-tester를 설계 및 제작하였으며, 장치 개념 설계와 실제 제작된 장치는 각각 Fig. 6 와 Fig. 7에 제시되었다. 해당 장치는 피스톤 링과 라이너의 접촉 조건, 상대 운동 방식, 윤활 상태를 고려하여 설계되었다. 먼저 피스톤 링과 라이너의 접촉 조건을 모사하고 상대 운동 시 잘 고정되도록 시편 홀더를 제작하였다. 피스톤 링과 라이너 시편 사이의 접촉 압력은 수직 방향 유압 액추에이터를 통해 최대 8000 kgf까지 제어된다. 피스톤 링과 라이너 시편의 왕복운동은 수평 방향 유압 액추에이터에 의해 최대 1.5 m/s 속도 범위까지 제어되며, 일정 하중 조건에서 서로 왕복 상대 운동함에 따라 발생하는 마찰력은 수평 방향의 로드셀을 통해 실시간으로 측정된다. 또한 피스톤 링과 라이너 시편이 상대 운동하는 표면에 충분한 윤활유가 고르게 도포된 상태를 고려하기 위해 주기적인 윤활유 분사제어 시스템을 구축하였으며, 윤활유는 실제 엔진에서와 같이 라이너 시편 상의 윤활유 분사구(quil)을 통해 주기적으로 분사되도록 설계되었다. 실험 장치의 거동 제어, 측정 데이터 처리, 윤활유 분사 제어는 하나의 통합 프로그램에 의해 이루어질 수 있도록 하였다.

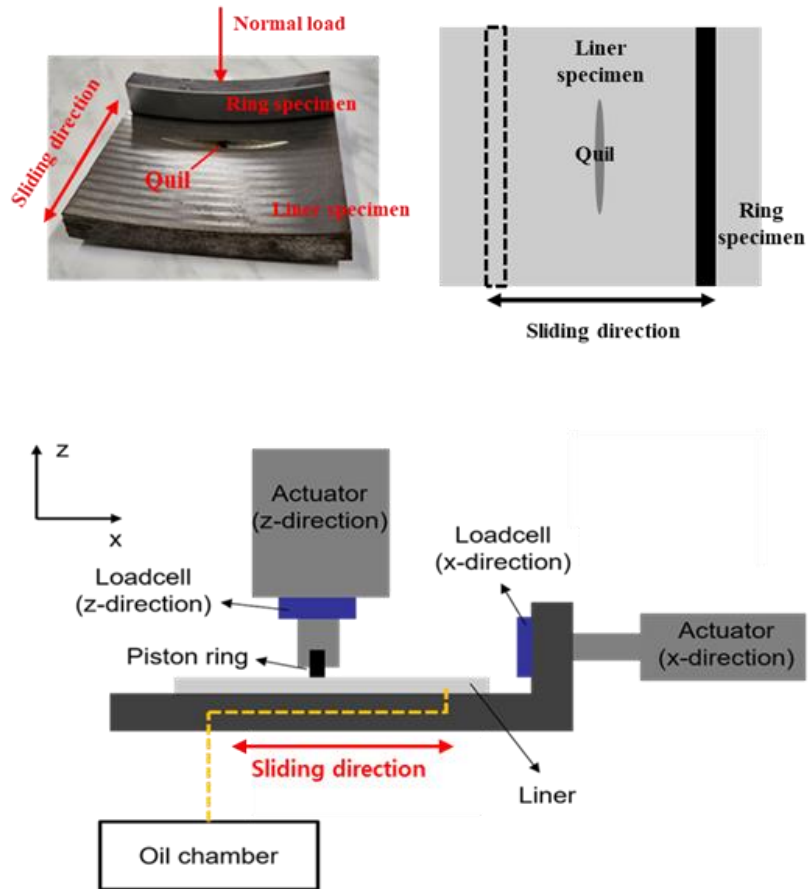


Fig. 6. Concept design of the piston ring/liner tribo-tester

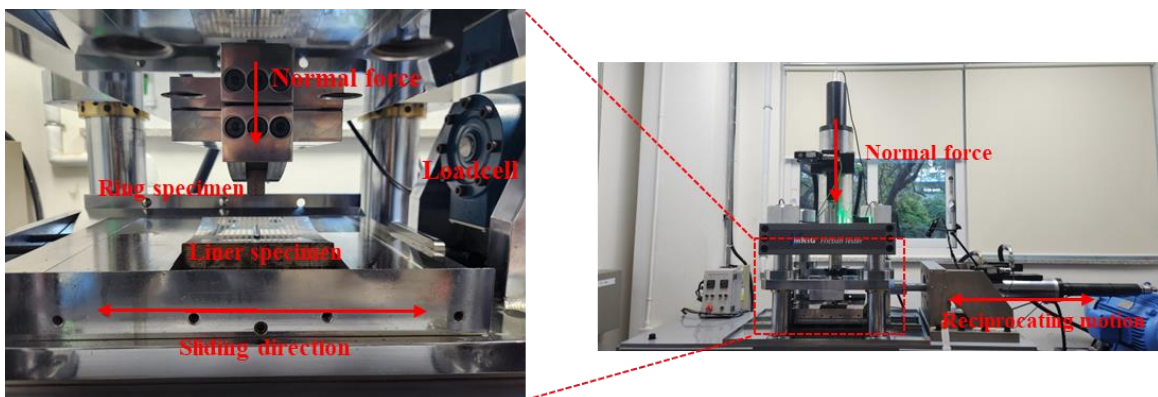


Fig. 7. Overview of the piston ring/liner tribo-tester.

2.2 실험 방법 및 조건

본 연구에서는 실제 엔진에서의 피스톤 링과 라이너 사이의 거동을 모사한 마찰 및 마모 실험을 통해 여러 운동 조건에서의 마찰력 수준을 파악하여 운동 조건과 윤활 상태의 상관관계를 도출하고 실제 엔진의 정상 가동 시 예상되는 운동 조건 상태에서의 피스톤 링과 라이너의 마모 수준을 파악하고자 하였다. 그러나 실제 엔진 내에서의 하중, 상대 운동 속도, 윤활유의 점도 등의 가혹한 환경 조건을 실험 장치에서 완벽하게 구현하는 것은 매우 어렵다. 따라서 본 실험에서는 실제 엔진 내 피스톤 링/라이너 시스템 거동 및 접촉과의 상사를 고려하기 위해 Eq. (1)과 같이 윤활유의 절대 점도(absolute viscosity, η), 상대 운동 속도(sliding speed, V), 접촉 압력(contact pressure, P)의 관계로 정의되며 유체 윤활에서 접촉 조건을 특성화하는 데 사용되는 무차원 수인 Hersey number를 매개변수로 활용하여 마찰 및 마모 실험에서의 피스톤 링과 라이너 사이의 접촉 운동 조건을 선정하였다[9,10].

$$\frac{\eta V}{P} \quad (1)$$

η : absolute viscosity

V : sliding speed

P : contact pressure

마찰 실험은 Hersey number가 4.41×10^{-8} 에서 2.20×10^{-7} 사이인 운동 조건에서 수행되었으며, 각 Hersey number에 해당하는 운동 조건은 Table 2에 제시하였다. 각 조건에서의 마찰력을 실험장치의 로드셀을 통해 실시간으로 측정하였으며, 측정값을 토대로 1회 왕복 상대 운동함에 따라 발생하는 평균 마찰계수를 계산하여 피스톤 링/라이너 시스템의 운동 조건에 따른 윤활 상태를 파악하고자 하였다.

마모 실험은 실제 엔진의 정상 운동 상태에서의 거동 및 접촉 조건을 고려하여 Hersey number가 2.20×10^{-7} 인 조건에서 수행되었으며, 이에 해당하는 운동 조건은 Table 3에 제시

하였다. 상대 운동 거리에 따른 마모 수준을 평가하기 위해 10, 100, 200 시간동안 상대 운동 후 라이너 표면에 발생한 마모 깊이(wear depth)를 측정하였고, 이를 토대로 마모 계수(wear coefficient)를 계산하였다. 마모 깊이는 레이저 공초점 현미경을 활용한 실험 전후 표면 프로파일 비교를 통해 측정되었으며, 마모 계수는 Achard's wear law (Eq. (2))에 기반하여 계산되었다.

$$h = k \frac{PL}{H} \quad (2)$$

h : wear depth

k : wear coefficient

P : contact pressure

L : sliding distance

H : hardness of liner specimen surface

Table 2. Experimental parameters of friction test.

Hersey number, H	Stroke (mm)	Oil temperature (°C) (dynamic viscosity (Pa s))	Mid-stroke sliding speed (m/s)	Normal load (kN) (Contact pressure (MPa))
4.41×10 ⁻⁸			0.08	2 (0.8)
5.88×10 ⁻⁸			0.16	3 (1.2)
7.35×10 ⁻⁸			1	15 (5.9)
8.48×10 ⁻⁸	100	30 (0.43)	1	13 (5.1)
1.00×10 ⁻⁷			1	11 (4.3)
1.22×10 ⁻⁷			1	9 (3.5)
1.57×10 ⁻⁷			1	7 (2.7)
2.20×10 ⁻⁷			1	5 (2.0)

Table 3. Experimental parameters of wear test.

Test duration (h) (sliding distance (km))	Hersey number, H	Stroke (mm)	Oil temperature (°C) (dynamic viscosity (Pa s))	Mid-stroke sliding speed (m/s)	Normal load (kN) (Contact pressure (MPa))
10 (21.6)					
100 (216)	1.22×10 ⁻⁷	100	30 (0.43)	1	9 (3.5)
200 (432)					

2.3 마찰 실험 결과

피스톤 링/라이너 시스템의 운동 조건에 따른 윤활 상태를 파악하기 위하여 윤활 상태에 따른 마찰 계수 변화를 나타내는 *stribeck curve*를 도출하고자 하였다. 피스톤 링과 라이너 사이의 윤활 상태는 운동조건에 따라 Fig. 8에 제시된 바와 같이 크게 경계 윤활(*boundary lubrication*), 혼합 윤활(*mixed lubrication*), 유체 윤활(*fluid lubrication*)로 구분될 수 있다[12]. 경계 윤활은 윤활유 막이 얇은 상태에서 상대 운동하는 표면끼리 직접 접촉이 일어나 마찰 계수가 상대적으로 높은 윤활 상태를 의미한다. 혼합 윤활은 유막이 형성되나 두 표면이 유막에 의해 완전하게 분리되지 않은 상태로 경계 윤활에서 유체 윤활로의 전이가 일어나는 윤활 상태로 마찰 계수가 급격하게 감소하는 윤활 상태이다. 유체 윤활은 두 표면이 완전히 유막에 의해 분리된 상태로 마찰 계수가 상대적으로 낮은 상태를 의미한다.

각 실험 조건에서의 실시간 마찰 계수는 Fig. 9과 같이 측정되었으며, 해당 측정값에서 상대 운동 1 cycle 상에서 가장 속도가 높은 상태인 스트로크의 중앙부 부근의 값을 토대로 각 *Hersey number*에 따른 평균 마찰계수를 계산하였다. 이를 토대로 도출된 *stribeck curve*는 Fig. 10와 같다. *Hersey number* 4.41×10^{-8} , 5.58×10^{-8} , 7.35×10^{-8} , 8.48×10^{-8} , 1.00×10^{-7} , 1.22×10^{-7} , 1.22×10^{-7} , 1.57×10^{-7} , 2.20×10^{-7} 에 대한 1 cycle에서의 평균 마찰 계수는 각각 0.26, 0.22, 0.11, 0.11, 0.11, 0.12, 0.12, 0.17 이다. Fig. 10에 제시된 *stribeck curve*를 결과를 보면 *Hersey number*가 4.41×10^{-8} 일 경우 마찰 계수가 가장 높으며 해당 값 이상 조건에서 마찰계수가 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 *Hersey number*가 4.41×10^{-8} 이하인 운동 조건 구간은 경계 윤활 상태인 것으로 판단된다. *Hersey number*가 4.41×10^{-8} 에서 7.35×10^{-8} 사이 구간에서 마찰계수가 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 해당 구간은 경계 윤활에서 유체 윤활로의 전이가 일어나는 혼합 윤활 상태 구간인 것으로 판단되며, 마찰계수가 상대적으로 작은 *Hersey number*가 7.35×10^{-8} 이상 구간의 경우 유체 윤활 상태인 것으로 판단된다.

이와 같이 *Hersey number*를 고려한 마찰 실험을 통해 피스톤 링과 라이너 사이의 상대 운동 주요 조건인 오일의 점도, 속도, 하중과 윤활 상태 간의 상관관계를 도출하였다. 도출된 *stribeck curve*를 통해 전체적으로 오일 점도와 속도가 크고 접촉 압력이 작을수록 유체 윤활 상태가 우세하며, 오일 점도와 속도가 작고 접촉 압력이 클수록 경

계 윤활 상태가 우세해짐을 알 수 있었으며, 해당 *stribeck curve*를 통해 각 윤활 상태에 해당하는 운동 조건을 *Hersey number*를 통해 예측하였다.

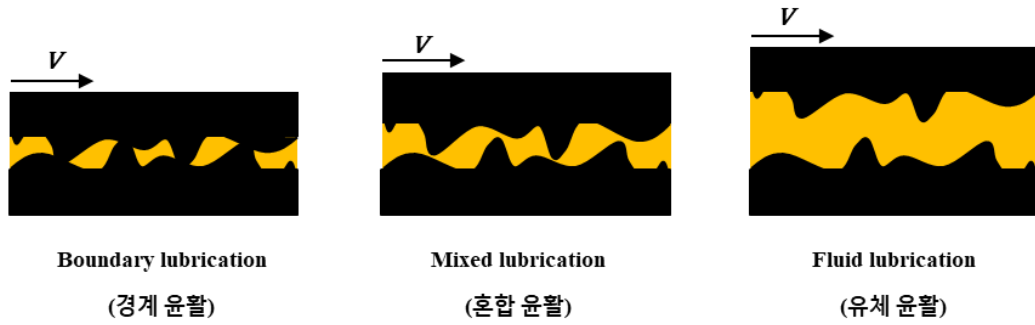


Fig. 8. Lubrication regime.

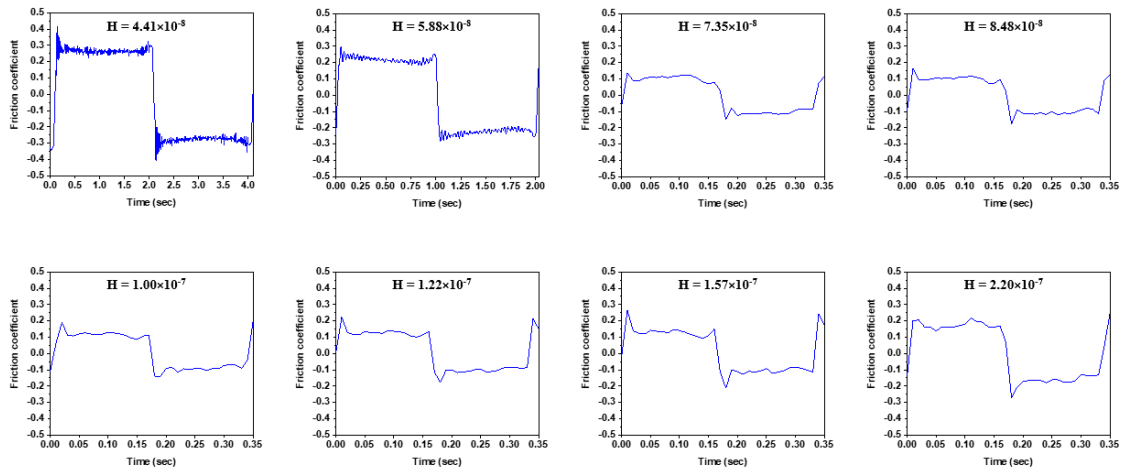


Fig. 9. Friction coefficient according to Hersey number.

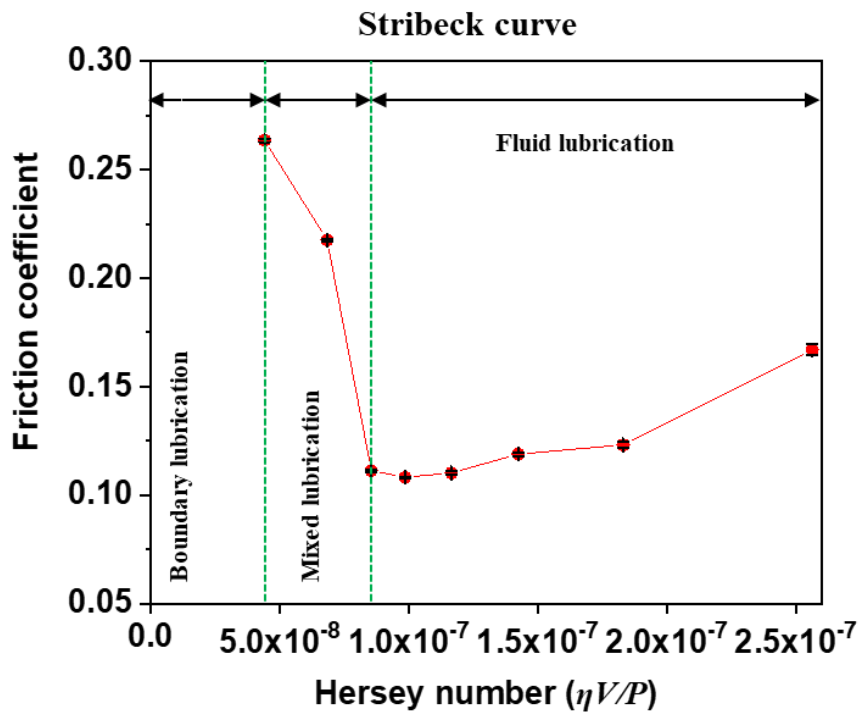


Fig. 10. Stribeck curve.

2.4 마모 실험 결과

마모 실험은 실험 조건에서 언급한 바와 같이 10, 100, 200 시간 조건에서 수행되었으며, 해당 실험 시간에 해당하는 상대 운동 거리는 각각 21.6, 216, 432 km 이다. Fig. 11과 같이 실험 전, 후 라이너 시편의 단면 프로파일 비교를 통해 마모 깊이를 계산하였으며, 그 결과는 Fig. 12와 같다. 마모 깊이는 실험 시간 10, 100, 200 시간에 대하여 각각 1.22, 3.61, 5.43 μm 로 측정되었다. 이를 통해 Achard's wear law 기반으로 계산된 마모 계수는 각각 3.15, 0.94, 0.70 이며 상대 운동 시간 및 거리가 증가함에 따라 감소하는 경향을 확인하였다(Fig. 13). 이는 상대 운동 초기 길들이기 과정에서 피스톤 링과 라이너 표면의 돌기 접촉에 의하여 마모가 급격하게 발생하고, 점차 표면 상의 돌기가 제거됨에 따라 마모량이 줄어들기 때문인 것으로 판단된다.

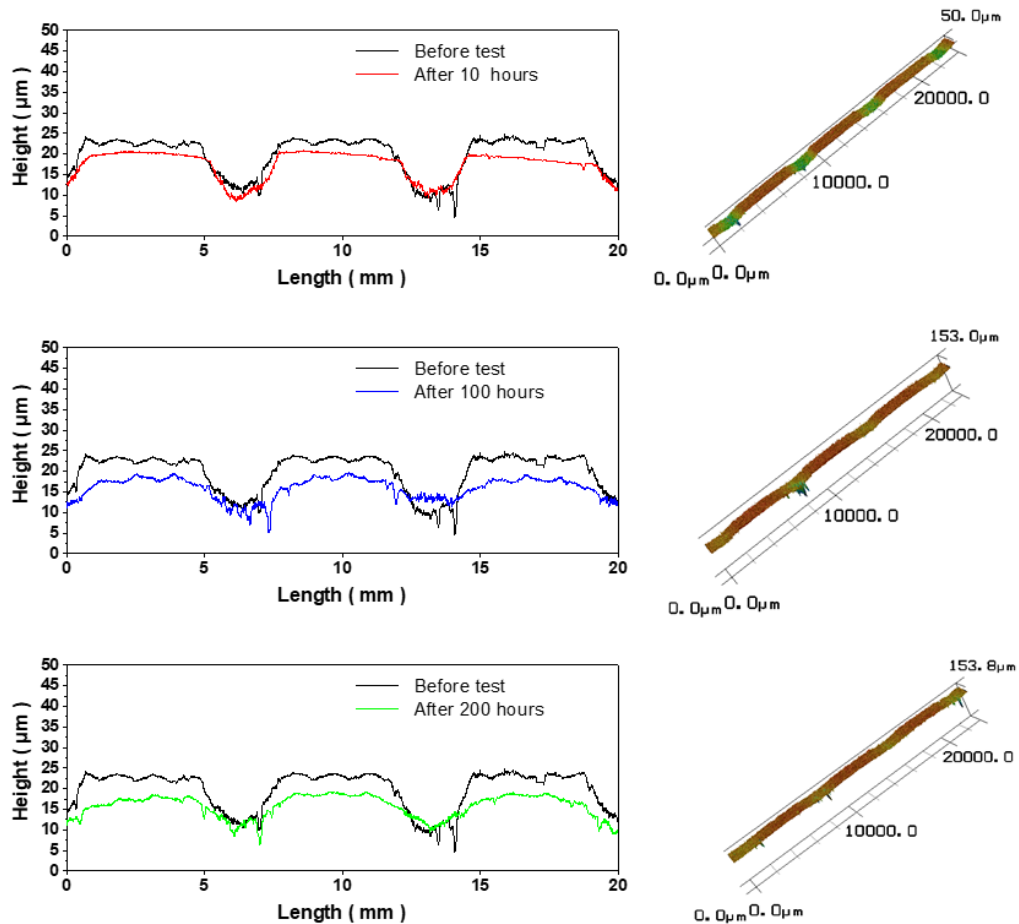


Fig. 11. Cross-sectional profiles and three-dimensional confocal microscopy images of liner specimen.

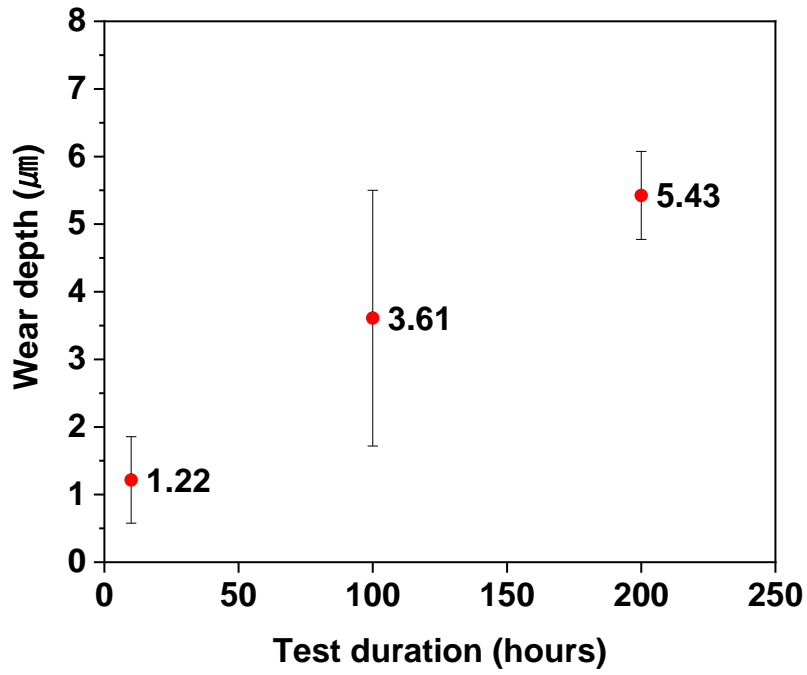


Fig. 12. Wear depth.

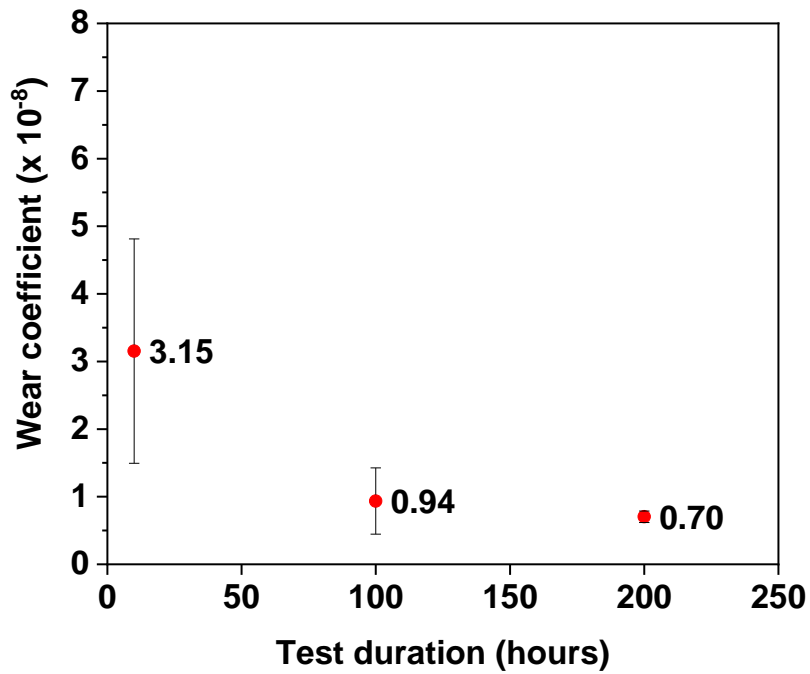


Fig. 13. Wear coefficient.

제 3장 piston ring, liner system 윤활 해석 연구

3.1 피스톤 링/라이너 시스템 윤활 해석 모델

본 연구에서는 실험에서 완벽하게 구현하기 어려운 실제 엔진 내의 연소압, 온도 변화, 동적 움직임 등을 고려하여 실제 엔진 시스템 내에서의 피스톤 링과 라이너 사이의 상대 운동에 의한 마찰 손실을 윤활 해석을 통해 예측해보기 위하여 유연 다물체 동역학 해석 프로그램인 AVL EXCITE™ piston & rings 모듈을 활용하여 윤활 해석 모델을 구축하였다 (Fig. 14). 윤활 해석 모델은 Fig. 14와 같이 라이너, 피스톤, 크랭크 샤프트, Top ring, 2nd ring, Oil ring으로 구성되었으며, 본 연구 대상은 피스톤 링 중 Top ring과 라이너 사이의 마찰 및 마모 특성이기에 해당 링과 라이너를 대상으로 윤활 해석을 수행 및 분석하였다.

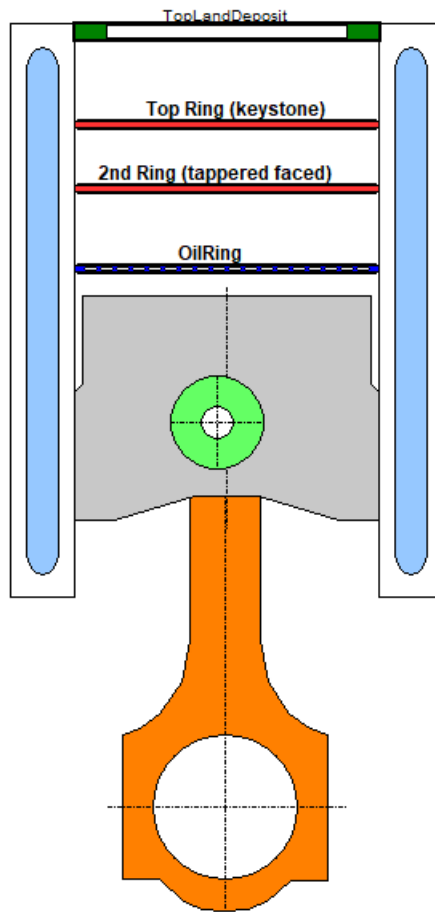


Fig. 14. Lubrication analysis model for piston ring/liner system.

피스톤 링과 라이너는 서로 상대 운동함에 따라 혼합 윤활 상태를 경험하기 때문에 유체 윤활 영역과 경계 윤활 영역이 동시에 고려되어야 한다. 따라서 Eq. (3)과 같이 마찰 특성을 분석하기 위해서는 유체 윤활에 의한 마찰력과 경계 윤활 상태에서 발생하는 돌기 접촉에 의한 마찰력이 고려되어야 한다.

$$F_{friction} = F_{Hydrodynamic} + F_{Asperity} \quad (3)$$

유체 윤활 영역에서의 해석은 표면 거칠기에 따른 평균 압력 유동의 차이에 의한 추가 유동을 고려하는 압력유동계수(Φ_x)와 서로 다른 거칠기를 가지는 표면 간의 상대 운동에 의한 추가 유동을 고려하는 전단유동계수(Φ_s)를 반영한 Eq. (4)에 제시된 평균 레이놀즈 방정식(averaged reynolds equation)을 기반으로 계산되었다[8,13].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta_o U \frac{\partial h_t}{\partial x} + 6\eta_o U \sigma \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + 12\eta_o \frac{\partial h_t}{\partial x} \quad (4)$$

- Φ_x : Pressure flow factor
- h : Nominal film thickness
- h_t : Local film thickness
- p : Hydrodynamic pressure
- σ : Ring-liner composite surface roughness (R.M.S surface roughness value)
- U : Sliding velocity of the piston ring
- η_o : Oil viscosity

유체 윤활에 의한 마찰력($F_{Hydrodynamic}$)은 Eq. (5)와 같이 적분 식으로 계산된다.

$$F_{Hydrodynamic} = \int \left[\Phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} - \left(\frac{h}{h_t} + \Phi_{fs} \right) \frac{\eta_o U}{h} \right] dA \quad (5)$$

A : section area of element

Φ_{fp} : shear stress factor due to mean pressure

Φ_{fs} : shear stress factor due to mean pressure

경계 윤활 영역에서의 돌기 접촉에 의한 마찰력을 구하기 위한 돌기 접촉 압력은 Eq. (6)와 같이 Greenwood/Tripp contact model에 기반하여 계산되었으며, $F_{5/2}(H_s)$ 는 Eq. (7)과 같이 정의된다. 마찰력 계산은 Eq. (8)과 같이 계산되었으며, 경계 윤활 영역에서의 마찰 계수(μ_b)로 마찰 실험에서 도출된 경계 윤활 상태에서의 마찰계수 0.26을 입력하여 실제 피스톤 링과 라이너의 마찰 특성을 고려하였다.

$$P_{asp} = \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} (\sigma_s \bar{\beta} \eta_s)^2 \sqrt{\frac{\sigma_s}{\bar{\beta}}} E^* F_{5/2}(H_s) \quad (6)$$

P_{asp} : asperity contact pressure

σ_s : R.M.S surface roughness

$\bar{\beta}$: asperity mean summit radius

η_s : number of summit in nominal area

E^* : composite elastic modulus

$$F_{5/2}(H_s) = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} (4 - H_s)^{6.804} & , H_s < 4 \\ 0 & , H_s \geq 4 \end{cases} \quad (7)$$

$$F_{asperity} = \mu_b W_a = \mu_b \int_{-B/2}^{B/2} P_{asp} dx A_a \quad (8)$$

μ_b : friction coefficient during the boundary lubrication regime

B : ring axial thickness

W_a : total asperity contact load

A_a : apparent contact area

윤활 해석 모델은 Table 4와 같이 128mm 보어 사이즈 디젤 엔진을 대상으로 구축되었으며, 해당 엔진의 크랭크 앵글에 따른 연소가스 압력 변화는 Fig. 15와 같다. 해당 모델을 통해 주요 설계인자인 피스톤 링과 라이너의 표면 조도에 따른 영향을 확인해보고자 Table 5에 제시된 표면 조도 변수들에 대하여 파라미터 스터디를 수행하였다.

Table 4. Engine specifications.

Engine type	Diesel engine
Operating principal	Four-stroke
Number of cylinder	1
Bore (mm)	128 mm
Stroke (mm)	155 mm
Operating speed (rpm)	1800 rpm
Oil	SAE30

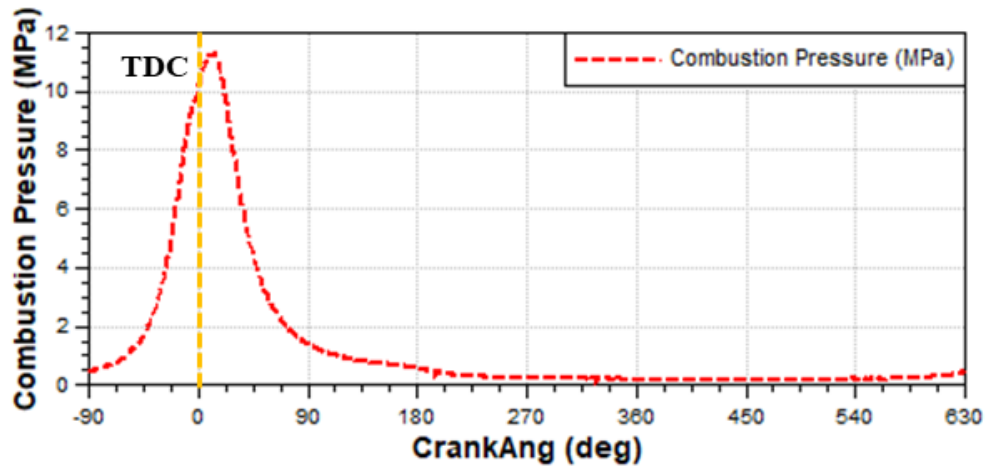


Fig. 15. Combustion gas pressure versus crank angle.

Table 5. Ring-liner composite R.M.S surface roughness

Composite R_q	0.14, 0.57, 1.13 μm
--------------------	--------------------------------

3.2 해석 결과

피스톤 링과 라이너 사이에 발생하는 크랭크 앵글에 따른 마찰력은 Fig. 16에 제시된 바와 같다. 이에 따르면 크랭크 앵글 기준 0° (TDC) 부근에서 최대 마찰력이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 17에 제시된 바와 같이 최대 마찰력은 표면 조도 파라미터 R_q 0.14, 0.57, 1.13 μm 에 대하여 각각 1.1, 1.7, 1.8 kN으로 계산되었다. 피스톤 링과 라이너 사이의 돌기 접촉으로 인한 마찰 손실과 유체 윤활로 인한 마찰 손실은 각각 Fig. 18, Fig. 19에 제시되었다. 돌기 접촉에 의한 마찰 손실은 최대 마찰력이 발생한 지점과 같이 TDC 부근에서 최대로 발생하였으며, R_q 0.14, 0.57, 1.13 μm 에 대하여 최대 마찰 손실은 각각 0.75, 6.25, 10.25 kW 수준인 것으로 파악되었다. 또한 유체 윤활에 의한 마찰 손실은 돌기 접촉에 의한 마찰 손실에 비해 작은 수준으로 발생한 것으로 보아 돌기 접촉에 의한 마찰이 전체 마찰력 및 마찰 손실 수준에 지배적으로 영향을 끼침을 알 수 있다.

이는 TDC 부근의 폭발로 인한 연소압 상승 및 상대 운동 속도 감소로 인하여 피스톤 링과 라이너 사이의 접촉 하중 증가하고 유막이 얇아짐에 따라 피스톤 링과 라이너 표면이 직접적으로 접촉하는 면적이 증가하여 돌기 접촉에 의한 마찰이 전체 마찰 손실에 지배적으로 영향을 끼치는 것으로 보인다. 이로 인해 피스톤 링과 라이너 표면 조도가 상대적으로 거칠어질 경우 돌기 접촉이 일어날 가능성이 증가하여 최대 마찰력 및 마찰 손실이 높게 나타나는 것으로 판단된다.

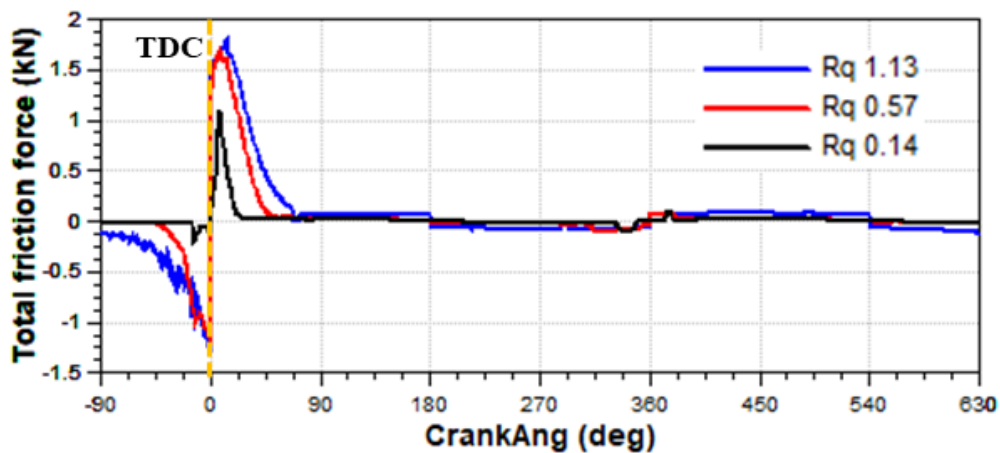


Fig. 16. Total friction force versus crank angle.

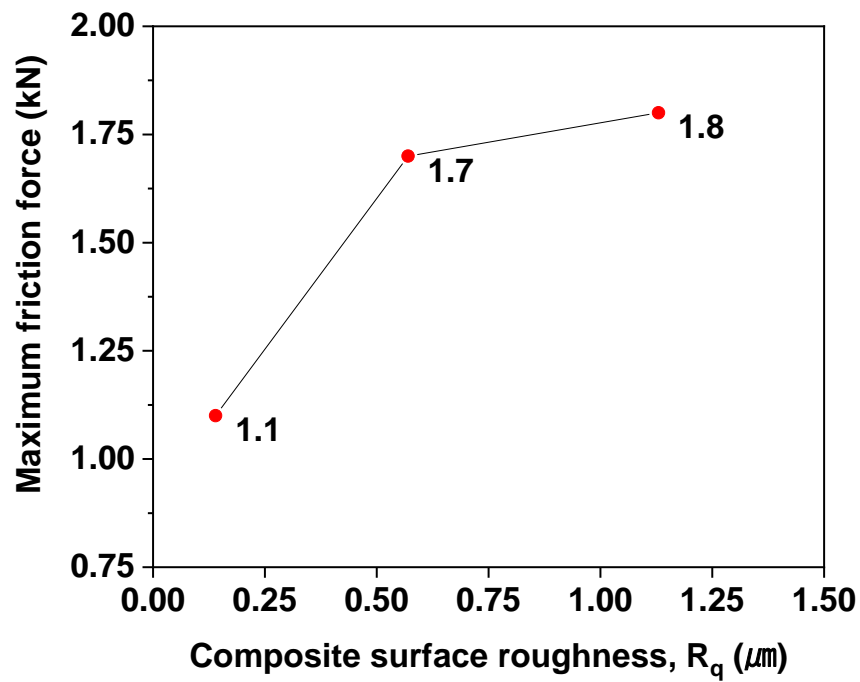


Fig. 17. Maximum friction force according to Ring-liner composite R.M.S surface roughness.

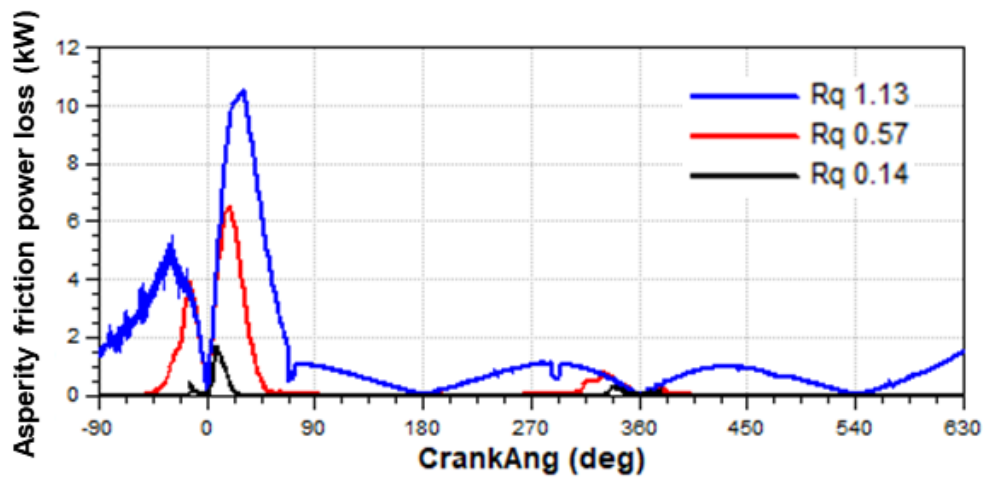


Fig. 18. Asperity friction power loss (kW).

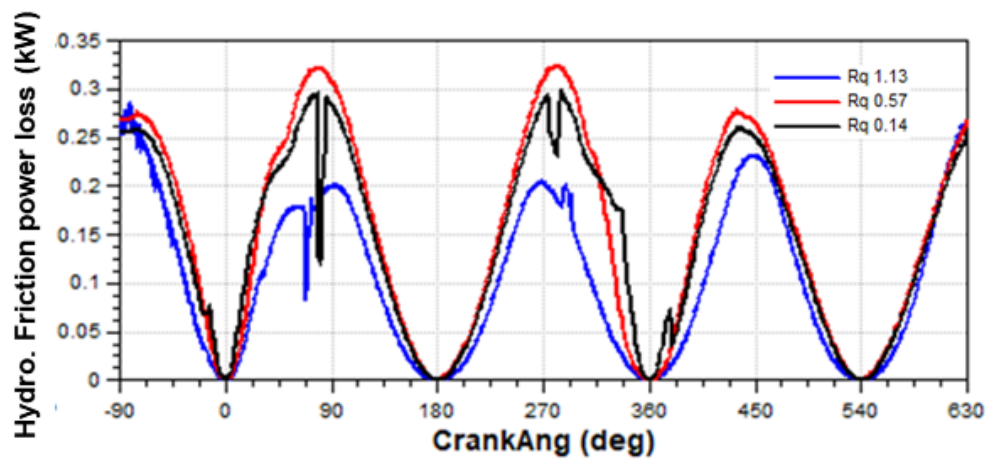


Fig. 19. Hydrodynamic friction power loss (kW).

제 4 장 결론

본 연구에서는 피스톤 링/라이너 시스템의 기초적인 마찰 및 마모 특성을 이해하고 실제 엔진 시스템 내에서의 피스톤 링과 라이너에 의한 마찰 손실을 예측해보고자 마찰 및 마모 실험과 윤활 해석 연구가 수행되었다. 마찰 및 마모 실험은 실제 피스톤 링과 라이너의 형상 및 접촉 조건을 고려하여 설계된 피스톤 링/라이너 tribo-tester를 통해 수행되었으며, 그 결과는 다음과 같다.

1. Hersey number를 고려하여 마찰 실험 조건인 피스톤 링과 라이너의 상대 운동 및 접촉 조건을 선정하였고, 선정된 운동 조건에서의 마찰력 수준을 파악하여 *stribeck curve*를 도출하였다.
2. 이를 통해, 피스톤 링과 라이너의 윤활 상태를 예측하고, 마찰 및 마모를 줄이기 위한 전략을 수립할 수 있는 기반데이터를 확보하였다.
3. 상대 운동 거리 21.6, 216, 432 km에 해당하는 10, 100, 200 시간 동안의 마모 실험을 통해 실제 엔진의 정상 운동조건에서의 라이너 마모 계수를 파악하였으며, 이는 각각 3.15, 0.94, 0.70 으로 측정되었다.

윤활 해석 연구는 AVL EXITETM piston & rings 모듈을 통해 실험 결과 데이터를 활용하여 128 mm 보어 사이즈 디젤엔진의 피스톤 링과 라이너를 대상으로 수행되었으며, 그 결과는 다음과 같다.

1. 피스톤 링/라이너 시스템에서 상대 운동에 따른 최대 마찰력은 연소압이 급격하게 증가하는 TDC 부근에서 발생하였으며, 돌기 접촉에 의한 마찰 손실 및 유체 윤활에 의한 마찰 손실 계산 결과를 고려하였을 때, 돌기 접촉에 의한 마찰 발생의 영향이 전체 마찰 손실에 지배적으로 영향을 끼치는 것으로 판단된다.
2. 이는 TDC 부근에서의 높은 접촉 하중 및 낮은 상대 운동 속도 인하여 유막 두께가 감소하고, 이로 인해 피스톤 링과 라이너 표면의 직접 접촉 면적이 증가함에 따라 돌기 접촉에 의한 마찰 손실이 증가하기 때문인 것으로 추측된다.
3. 피스톤 링과 라이너의 표면 조도 파라미터 R_q 0.14, 0.57, 1.13 μm 에 대하여 최대 마찰력은 각각 1.1, 1.7, 1.8 kN 수준으로 파악되었으며, 이는 피스톤 링과 라이너 표면

조도 가공 수준에 따라 마찰 손실을 줄일 수 있는 가능성을 보여준다.

결론적으로 본 연구에서는 마찰 및 마모 실험을 통해 운동 및 접촉 조건에 따른 피스톤 링과 라이너의 윤활 상태를 파악하고, 파손 수준을 예측하기 위한 설계 기반 데이터와 윤활 해석을 위한 입력데이터를 확보하였다. 또한, 실험 결과 데이터 및 실제 엔진내 가혹 환경을 고려한 피스톤 링/라이너 시스템에 대한 윤활 해석 모델을 통해 주요 설계인자에 대한 파라미터 스터디를 수행하였으며, 이를 통해 주요 설계 인자 변경을 통하여 마찰 손실 최소화시킬 수 있는 가능성을 타진하였다. 이러한 설계 기반 데이터 및 접근 방법은 친환경 선박 엔진 개발에 있어서 엔진 핵심 부품의 마찰 및 마모로 인한 에너지 손실 및 파손을 최소화하기 위한 기술 개발 및 연구에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

References

- [1] Fourth Greenhouse Gas Study 2020
(<https://www.imo.org/en/ourwork/Environment/Pages/Fourth-IMO-Greenhouse-Gas-Study-2020.aspx>).
- [2] IMO Strategy on reduction of GHG emissions from ships
(<https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/IMO-Strategy-on-reduction-of-GHG-emissions-from-ships.aspx>).
- [3] Global limit on sulphur in ships' fuel oil reduced from 01 January 2020
(<https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/pages/34-IMO-2020-sulphur-limit-.aspx>).
- [4] Čampara, Leo, Nermin Hasanspahić, and Srđan Vujičić. "Overview of MARPOL ANNEX VI regulations for prevention of air pollution from marine diesel engines." SHS web of conferences. Vol. 58. EDP Sciences, 2018.
- [5] Renz, Alexander, et al. "High-temperature sliding wear behaviour of Stellite® 12 and Tribaloy® T400." *Wear* 402 (2018): 148-159.
- [6] Forsberg, Peter, Patrik Hollman, and Staffan Jacobson. "Wear mechanism study of exhaust valve system in modern heavy duty combustion engines." *Wear* 271.9-10 (2011): 2477-2484.
- [7] What is a cylinder liner (https://tpr.co.jp/tp_e/products/powertrain/cylinderliners/about.html).
- [8] Ahmed Ali, Mohamed Kamal, et al. "An analytical study of tribological parameters between piston ring and cylinder liner in internal combustion engines." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 230.4 (2016): 329-349.
- [9] Johansson, Staffan, et al. "Experimental friction evaluation of cylinder liner/piston ring contact." *Wear* 271.3-4 (2011): 625-633.
- [10] M.D. Hersey, *Theory and Research in Lubrication*, John Wiley & Sons, New York, 1996, pp. 123-158.
- [11] Ahmed Ali, Mohamed Kamal, et al. "An analytical study of tribological parameters between piston ring and cylinder liner in internal combustion engines." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 230.4 (2016): 329-349.
- [12] Delprete, Cristiana, and Abbas Razavykia. "Piston dynamics, lubrication and tribological performance evaluation: A review." *International journal of engine research* 21.5 (2020): 725-741

Study on lubrication characteristics of piston ring/liner system for development of eco-friendly marine engine

Se-Jin Oh

School of Mechanical Engineering,
Graduate School, University of Ulsan

ABSTRACT

With the recent global increase in environmental protection awareness and the tightening of environmental regulations on ship engine emissions, the demand for eco-friendly ship engine technology has been growing. The degradation of friction performance among key engine components can lead to decreased engine efficiency, increased fuel consumption, and higher maintenance costs due to component wear and failure. Ultimately, this results in an increase in environmental pollutants. Therefore, for the development of eco-friendly ship engines, it is essential to study friction reduction technologies for key engine components.

In particular, the piston ring/liner system is exposed to rapid cyclic variations in load, speed, and temperature. To ensure the wear and friction resistance performance between the piston ring and liner, optimal lubrication design technology for this system must be applied. This requires experimental studies that consider the actual operating conditions between the piston ring and liner to systematically understand the friction and wear behaviors and secure design-based data. Moreover, to overcome the limitations of experimental studies, which cannot fully reflect the complex behaviors and harsh environmental conditions between the engine piston ring and liner, analytical models and studies that consider these severe conditions should be developed based on the experimental data.

This study aims to secure foundational data and derive approaches for optimal lubrication design of the piston ring/liner system through experimental and analytical research. The experimental research evaluated the basic lubrication characteristics between the piston ring and liner. Based on this experimental data, a lubrication analysis model was developed to predict friction losses between the

piston ring and liner. Additionally, the model was used to assess the impact of surface roughness, one of the key design factors, on friction losses.