

DOI <http://dx.doi.org/10.9725/kstle.2016.32.4.132>

박용엔진 피스톤 스커트 프로파일 변경에 의한 마찰손실(FMEP) 저감 연구

안성찬^{1,*} · 이상돈¹ · 손정호¹ · 조용주²

¹현대중공업(주) 엔진기계사업본부 엔진기계연구소, ²부산대학교 기계공학부

Friction Power Loss Reduction for a Marine Diesel Engine Piston

Sung Chan An^{1,*}, Sang Don Lee¹, Jung Ho Son¹ and Yong Joo Cho²

¹Engine & Machinery Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., Korea

²School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Korea

(Received June 27, 2016; Revised July 28, 2016; Accepted July 29, 2016)

Abstract – The piston of a marine diesel engine works under severe conditions, including a combustion pressure of over 180 bar, high thermal load, and high speed. Therefore, the analyses of the fatigue strength, thermal load, clamping (bolting) system and lubrication performance are important in achieving a robust piston design. Designing the surface profile and the skirt ovality carefully is important to prevent severe wear and reduce frictional loss for engine efficiency. This study performs flexible multi-body dynamic and elasto-hydrodynamic (EHD) analyses using AVL/EXCITE/PU are performed to evaluate tribological characteristics. The numerical techniques employed to perform the EHD analysis are as follows: (1) averaged Reynolds equation considering the surface roughness; (2) Greenwood_Tripp model considering the solid_to_solid contact using the statistical values of the summit roughness; and (3) flow factor considering the surface topology. This study also compares two cases of skirt shapes with minimum oil film thickness, peak oil film pressure, asperity contact pressure, wear rate using the Archard model and friction power loss (i.e., frictional loss mean effective pressure (FMEP)). Accordingly, the study compares the calculated wear pattern with the field test result of the piston operating for 12,000h to verify the quantitative integrity of the numerical analysis. The results show that the selected profile and the piston skirt ovality reduce friction power loss and peak oil film pressure by 7% and 57%, respectively. They also increase the minimum oil film thickness by 34%.

Keywords: asperity contact(돌기 접촉), EHD(elasto-hydrodynamic, 탄성윤활), friction power loss(마찰손실), minimum oil film thickness(MOFT, 최소유막두께), skirt profile(스커트 프로파일)

Nomenclature

A : Dimensionless film parameter (유막계수)
 h_{min} : Minimum oil film thickness (최소유막두께)
 $\sigma_{1,2}$: R.M.S of surface 1, 2
 p_{asp} : Asperity contact pressure (돌기접촉압력)
 F_{s2} : Form function

σ_s : R.M.S value of surface
 $\bar{\beta}_s$: Mean summit radius
 η_s : Number of summits in the nominal area
 E^* : Composite elastic modulus
 H_s : Nondimensional summit clearance
 $\bar{\delta}_s$: Mean summit height
 h : Nominal clearance
 h_v : Normal wear depth
 k : Wear coefficient
 p_a : Mean asperity pressure

*Corresponding author : scan@hhi.co.kr

Tel: +82-52-203-8628, Fax: +82-52-250-9646

H : Surface hardness
 x : Sliding distance

1. 서 론

선박용 엔진이나 육상용 발전기에 적용되는 피스톤은 최대 연소실 압력이 180 bar 이상 되며, 매우 높은 열부하를 받는 가혹한 환경하에 운용되는 부품이다. Fig. 1의 구조에서도 알 수 있듯이 높은 연소하중과 열부하를 견디기 위하여 연소가스가 직접 접촉하는 크라운 부분은 저합금강(low alloy steel)으로 단조(forging) 과정에 의해서 제작되며, 상대적으로 고하중과 열하중에 의한 영향이 작은 스커트 부분은 커넥팅 로드와의 연결과 실린더 라이너와 접촉하는 스커트 면의 제작을 용이하게 하기 위하여 주철 중에서도 고강도 특성을 나타내는 구상흑연주철(nodular graphite cast iron)로 제조되며 이러한 두 부품은 볼트 또는 스터드(stud)에 의해서 조립되는 체결구조를 이루게 된다.

따라서, 충분한 내구성을 가지기 위한 피로강도 평가기술, 열부하 저감 해석기술, 분리방지를 위한 체결력 평가기술, 스커트 내마모(anti-wear) 형상 설계기술은 피스톤 설계를 위한 매우 중요한 평가기술이라고 할 수 있다[1, 2].

이러한 평가기술들은 대부분 수치해석이나 계측을 통해 초기 설계단계부터 적용이 되고 있고, 적용된 초기 피스톤 설계안은 proto-type test에서 짧은 시간 안에 검증될 수 있다. 하지만, 내마모 설계는 경험적인 접근법이 주를 이루고 있고 검증을 위해서도 매우 장시간의 field test가 요구된다. 특히, 내마모 설계분야에서 발생된 문제는 이미 제품의 개발이 완료되고 많은 시간이 흐른 뒤에 나타나므로 문제 해결에 많은 어려

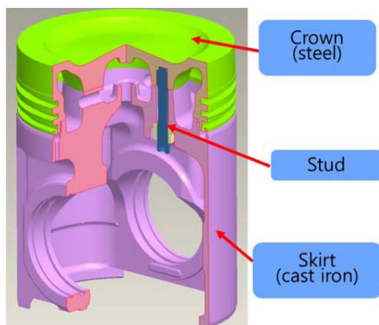


Fig. 1. Piston configuration of marine diesel engine.

Table 1. Representative friction loss items for engine

· 효율계산 항목		· 추정 % (for example)	
· Primary Energy (total fuel energy) = 연료량 × 발열량	· 배기손실 : exhaust(thermal) losses → 20도 물입장기를 800도 배기온기로 내보낼때 손실 · 냉각손실 : cooling circuit losses (진도, 대류, 복사) → 엔진부품의 냉각시 냉각수로 전달된 열 · Gas circuit 손실 : pumping losses from intake to exhaust	약 50%	
	· IMEP Frictional losses Mean Effective Pressure	5%	
	· Crank shaft group · Piston group (reciprocating group)		25%
	· Valve train & Timing drive		45%
	· Auxiliary components		15%
· BMEP : Brake Mean Effective Pressure (dynamo에서 계측 혹은 연진 출력)		약 45%	

움과 고비용이 소모되며, 원인 제거를 위한 설계변경에 대한 명확한 평가 또한 어려운 상황이 대부분이다.

또한 마찰은 미세한 마모현상이라고 일반적으로 알려져 있다. 따라서 내마모 설계가 적절히 이루어진다면 엔진에서의 마찰손실 저감 또한 가능하다는 의미이다. 마찰 손실은 엔진에서 발생하는 다양한 손실 중의 하나이다. 이론적으로 100%의 효율을 가지고 있다고 한다면 일정양의 연료가 가지고 있는 발열량이 모두 출력으로 변환되어야 한다. 하지만 기계부품들의 상대 운동 면에서의 마찰 손실이나 냉각손실 등으로 인하여 실제로는 40%~50%의 제동효율을 가지게 된다. 이러한 각 마찰 손실 항목과 비율은 Table 1에 나타내었다[3, 4]. 상당히 높은 마찰손실 비율이 피스톤 그룹에서 발생함을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 경험적 접근법이 아닌 정량적인 평가를 통해 엔진에서의 마찰손실 기여도가 높은 피스톤 스커트에서의 저감에 대한 가능성을 검토하고자 하였으며 추가적으로 내마모 성능 또한 향상 하고자 하였다.

이를 위해 피스톤 윤활해석을 수행하였고 수 천시간 동안의 field test결과와 비교하여 해석의 정도를 정성적으로 검토해 보았으며, 이를 토대로 피스톤 스커트 형상을 제안하고 마찰손실을 어느 정도 저감할 수 있는지 검토해 보았다.

2. 피스톤 동적해석 및 윤활해석

2-1. 윤활해석에 적용된 이론

피스톤의 거동을 예측하기 위한 동적해석은 유연 다물체 동역학해석(FMBD, flexible multi-body dynamic analysis)과 탄성유체윤활해석(EHD, elasto-hydrodynamic analysis)을 동시에 수행가능 한 AVL EXCITE/PU를 이용하여 수행되었다[5, 6].

본 연구에 사용된 수치해석프로그램에서의 윤활성능 계산은 유체윤활 영역(HD, hydrodynamic lubrication regime)에 의한 부분과 경계윤활 영역(BL, boundary lubrication regime)에 의한 부분을 구분하여 계산하게 된다. 이것은 피스톤 스커트는 유체윤활상태에서 구동 되는 것이 아니라, 운동 표면(running surface)의 돌기(asperity)들간에 접촉도 발생하므로 혼합윤활 영역(mixed lubrication regime)에 대한 해석을 수행해야 하기 때문이다.

혼합윤활 영역은 탄성유체윤활 영역과 부분탄성유체 윤활 영역으로 구성된다. 이러한 윤활 영역에 대한 구분은 학자마다 다를 수 있지만 기본적으로 유막두께와 표면거칠기의 비인 유막 계수(film parameter)에 따른 마찰력의 변화에 대한 Stribeck 곡선으로 설명된다[7].

$$\Lambda = \frac{h_{min}}{\sigma} = \frac{\text{Minimum Oil Film Thickness}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (1)$$

표면의 거칠기를 고려하기 위하여 유체윤활계산에서는 평균 레이놀즈 방정식(average Reynolds equation)과 유동계수(flow factor)의 고려가 필요하다[8]. 이러한 유동계수가 도입된 이유는 불규칙한 돌기와 골의 높이 분포를 가지는 표면들 사이에서 형성되는 유막에서의 국부적인 압력은 랜덤(random)한 양이 되므로 이를 통계적으로 처리하여 평균적인 압력으로 계산하기 위함이다. 압력유동계수는 매끈한 표면에 대한 압력분포와 거친 표면에서의 압력분포 특성 차이를 나타내는 계수이며, 전단유동계수는 미끄럼 운동하는 표면의 거칠기로 인한 추가적 유동을 고려한 계수이다. 이러한 유체윤활해석 모델은 하기 3개의 식(Fig. 2)과 같이 구조물(저널과 베어링 구조)의 탄성변형을 고려한 동적 해석 모델의 변형량과 간극(clearance)을 고려한 윤활 압력이 서로 힘의 평형이 이루어질 때까지 반복계산을 하게 된다.

유체윤활 영역과 관련된 부분은 위에서 설명한 방식

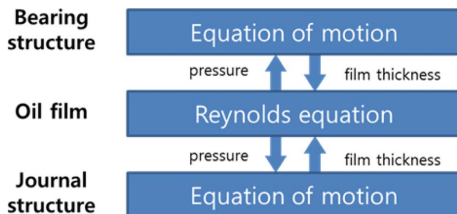


Fig. 2. Equilibrium iteration scheme for lubrication analysis and dynamic analysis.

에 의해서 계산되지만, 혼합윤활 영역에 있다면 돌기 접촉을 고려한 해석이 수행되어야 한다. EXCITE/PU에서는 거친 표면의 돌기간의 접촉으로 인한 상호작용으로 발생하는 접촉압력은 표면 특성치가 통계적으로 표현된 Greenwood-Tripp 모델이 사용되었다. 따라서, 두 물체간의 접촉은 미시적인 돌기들이 통계적으로 처리되어 평균적인 압력으로 식 (2)와 같이 표현된다. 여기에서 함수 $F_{5/2}$ 는 두 접촉면의 접근거리에 따라서 접촉압력의 발생 정도를 결정하는 함수인데, H_s (non-dimensional summit clearance) 값이 4이상이면 zero가 되어서 돌기접촉압력이 발생하지 않는다는 의미이며, 접근거리가 가까워져서 H_s 값이 4이하이면 돌기접촉압력이 지수함수 경향으로 커지게 된다는 의미이다. 식 (3)은 Stribeck 곡선의 유막계수와 유사한 형태의 식이지만, 여기에서는 봉우리(summit)의 높이분포를 이용한 무차원수를 사용한다. 그 이유는 돌기접촉압력의 발생원인이 돌기간의 접촉에 의해서 일어나는데, 두 물체의 접근거리가 가까워질수록 돌기 상호간의 접촉의 가능성은 높아진다. 따라서 이러한 돌기들의 통계적인 분포를 식 (4)에서 고려하는 것이다. 식 (4)에서의 값들은 표면의 3차원 측정에 의해서 얻어지는 값이지만, 그 값을 정의하기가 쉽지 않다. 따라서 elastic factor “K”를 도입하여 대체적인 돌기접촉의 거동을 모사하고 있는데, 값이 작으면 동일한 간극에서의 접촉압력의 상승이 크지 않다는 의미이고 이것은 표면이 덜 단단하다는 의미(soft, less stiff, flexible)이며 일정시간 사용된 베어링에서 이러한 작은 값이 나타난다. 반대로 K 값이 크다는 의미는 표면이 단단하다는 의미(rigid, more stiff)이며 표면의 상태도 사용품에 비하여 더 거칠다는 의미이며 이것은 신품 베어링 표면에서 나타나는 값이 된다[4].

$$F_{5/2} = \text{the form function} = \begin{cases} 4.408610^{-5} (4 - H_s)^{6.804}, & H_s < 4 \\ 0, & H_s \geq 4 \end{cases} \quad (2)$$

$$H_s = \frac{h - \bar{\delta}}{\sigma_s} \quad (3)$$

$$p_{asp} = \frac{16\sqrt{2}\pi(\sigma_s \bar{\beta} \eta_s)^2}{15} \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E^* F_{5/2}(H_s) = K \cdot E^* F_{5/2}(H_s) \quad (4)$$

2.2. 윤활해석 모델 구성

AVL/EXCITE/PU에서의 피스톤 다물체 동역학 해석은 Fig. 3에 나타낸 과정을 거쳐서 진행된다. 다물체동

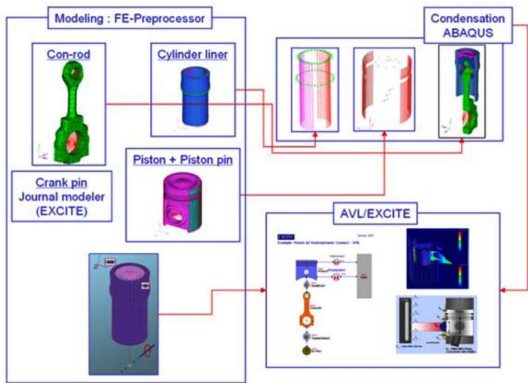


Fig. 3. Condensation model and analysis procedure.

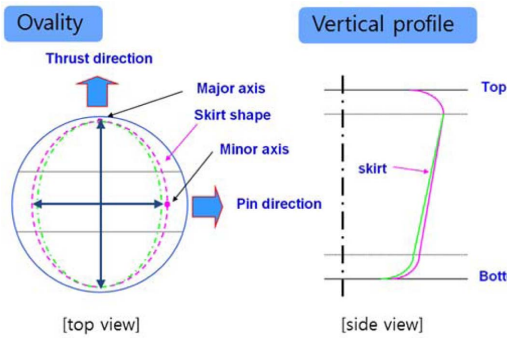


Fig. 4. Definition of ovality and vertical profile for skirt.

역학해석의 첫 번째 단계는 condensation과정이다. 이것은 대상부품의 전체 질량 및 강성행렬을 모두 사용하지 않고 간략화 된 질량 및 강성 행렬을 구성하는 방법을 말한다. 이렇게 함으로써 다물체동역학해석과 운할해석이 함께 진행됨으로 인해 발생하는 과도한 해석시간과 무거운 해석 모델의 문제를 해결할 수 있게 된다. 해석에서는 스커트의 프로파일(profile)과 오벌리티(ovality)가 해석 모델에 적용되었으며 피스톤의 강성뿐 아니라, 실린더 라이너, 콘로드, 피스톤 핀의 강성도 함께 고려되었다. 스커트의 프로파일과 오벌리티는 Fig. 4에 나타난 것과 같이 타원형태 혹은 높이 방향의 곡면 형상을 지칭한다.

이러한 형상이 스커트에 사용되는 이유는, 프로파일의 경우는 피스톤과 실린더 라이너 사이의 간극과 인접부품과의 공차로 인해 발생하는 피스톤 슬랩 운동(slap motion)에 의한 상/하단부에서의 과도한 마모를 방지하기 위한 것이고, 오벌리티는 스커트 원주면 끝단 모서리 효과(edge effect)에 의한 과도한 마모를 방지

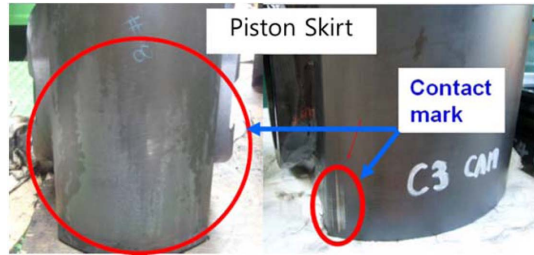


Fig. 5. Severe wear phenomenon for running surface and side edge of piston skirt.

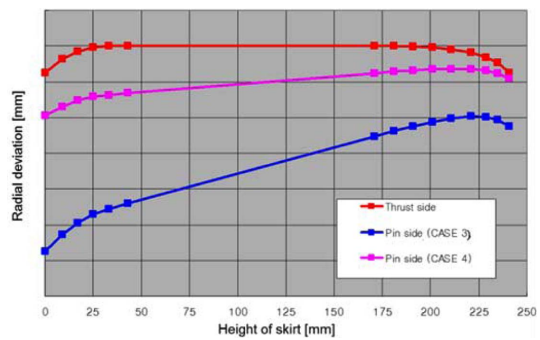


Fig. 6. Comparison of skirt profile/ovality for CASE3 and CASE4.

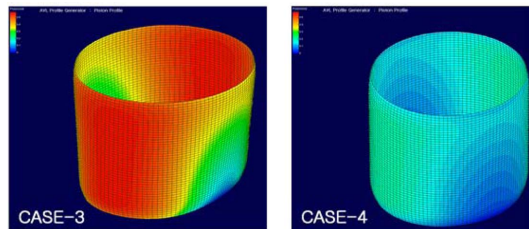


Fig. 7. 3-dimensional shapes of skirt shape.

하기 위한 것이다. 적절하지 못한 스커트의 형상이 적용되면 Fig. 5와 같은 과대 마모현상이 발생하게 된다.

본 연구에서는 총 4개의 스커트 형상이 해석되었다. CASE1~CASE3은 동일한 스커트 형상이 적용된 조건이나 해석 주기(cycles)를 달리하여 수행하고 결과 수치값이 정상상태(steady state)에 도달했는지를 평가하였으며, 최종적으로는 CASE3 주기조건을 선택하였다. Fig. 6에 나타난 것과 같이 현재 양산 모델에 반영중인 CASE3 조건과 달리 CASE4 조건은 프로파일의 상/하단 곡률을 줄이고, 오벌리티의 장축/단축비도 적절히 줄여서 형상의 급격한 변화가 완화되도록 선정하였다. 이러한 프로파일을 이용하여 스커트의 3차원 형

상을 Fig. 7에 나타내었다. 기준면에 비해 전체적으로 내경이 좁고 pin side로 갈수록 내경이 감소하는 것을 색깔로 확인할 수 있다.

3. 피스톤 유회해석 결과

3-1. 마모량 예측과 Field test 결과 비교

피스톤 동적해석의 결과는 다양한 파라미터로 표현될 수 있지만, 본 연구에서는 총 유회압력(total pressure), 유체유회압력(hydrodynamic pressure), 돌기접촉압력(asperity contact pressure), 최소유막두께(MOFT, minimum oil film thickness), 최대유막압력(POFP, peak oil film pressure), 스커트의 tilting angle, FMEP와 관련된 마찰손실(friction power loss), 마모량(wear rate)으로 2가지 profile/ovality에 따르는 유회특성을 비교해 보았다.

유회성능을 나타내는 파라미터에 영향을 주는 가장 주요한 인자는 역시 profile/ovality이지만, 그 외에도 스커트의 면적, top land의 면적, 그리고 스커트와 top land의 면적비에 따르는 하중 전달비도 주요한 설계인자라고 판단된다. 주요 크랭크 축 회전각에서의 스커트 표면에서의 총 유회압력분포는 Fig. 8~Fig. 9에 나타내었다. 각 그림에서 가장 좌측의 그림은 해석에 사용된 FE 모델을 나타내고 있다. 유회압력이 가장 크게

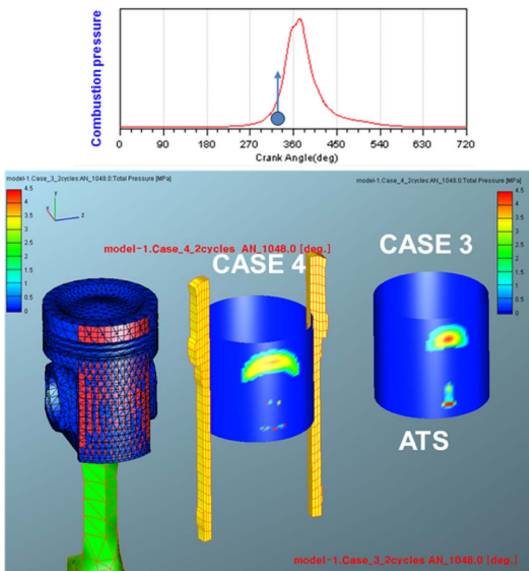


Fig. 8. Total pressure of skirt@crank angle 328deg (hydrodynamic pressure & asperity contact pressure).

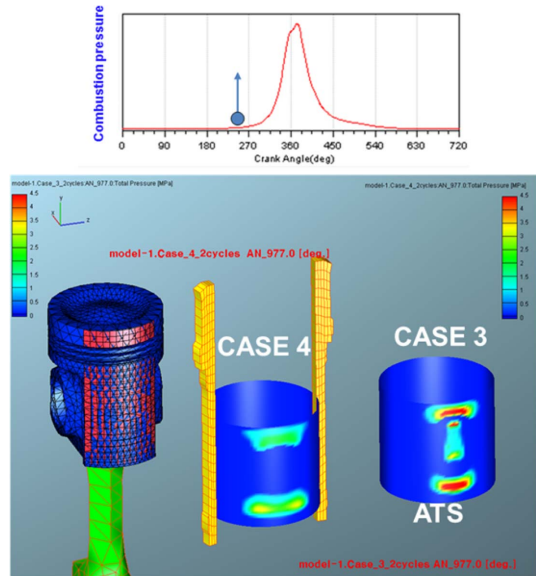


Fig. 9. Total pressure of skirt @ crank angle 257deg (hydrodynamic pressure & asperity contact pressure).

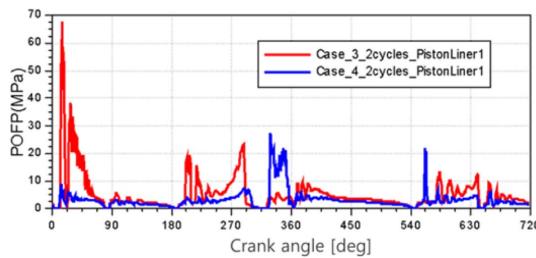


Fig. 10. Comparison of peak oil film pressure.

작용하는 TDC(top dead centre) 근방에서의 총 유회압력을 비교해 보면 CASE3에 비하여 CASE 4의 경우가 최대 유회압력이 낮고 전체적으로 넓게 분포하였음을 알 수 있다. 이것은 양산용에 비하여 CASE4의 프로파일 형상이 더 부드럽게 변화하고 곡률도 작기 때문이다. 위에서 설명된 영향으로 인하여 최대유막압력(Fig. 10)과 돌기접촉압력(Fig. 11) 또한 CASE3의 경우가 더 높게 나타났다. 높은 유회압력은 상대적으로 유막두께의 감소를 가져오므로 CASE 4의 경우에는 최소유막두께가 1.14 μm 이고 CASE3의 경우 0.85 μm 더 낮은 최소유막두께를 보이고 있다. 즉, 높은 유회압력이 계산된 CASE 3의 경우가 더 작은 최소유막두께 값을 나타냄을 확인할 수 있다. 또한 프로파일과 오벌리티가 작아진 CASE4의 경우 실린더 라이너와의 간극이 CASE3에 비하여 전체적으로 줄어들었으므로

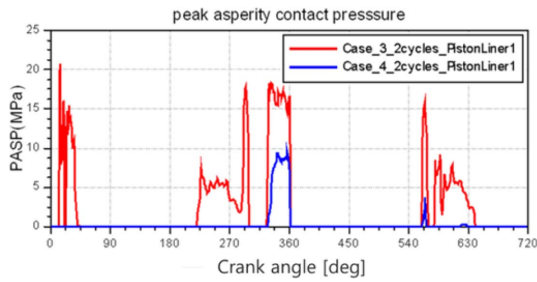


Fig. 11. Comparison of peak asperity contact pressure.

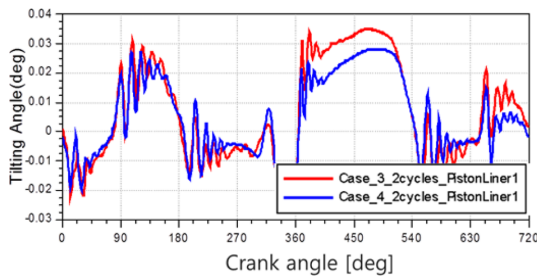


Fig. 12. Comparison of tilting angle for piston.

Fig. 12에 나타난 경사각(tilting angle) 또한 낮은 수준을 나타내고 있다. 모든 지표가 CASE3에 비하여 CASE4의 경우가 좋아졌다고 하여 일방적으로 윤회 성능이 지속적으로 유리해진다고는 볼 수 없다. CASE4의 경우는 마찰손실의 감소나 최대유막두께의 증가 효과를 얻을 수 있지만 오벌리티의 정도가 급격하지 않으므로 field test의 결과(Fig. 5)에 나타난 스커트의 모서리에서의 과도한 마모가 발생할 여지가 있다.

이러한 효과는 이미 해석결과에서도(Fig. 9) 상대적으로 최대유막압력의 크기는 작아졌지만 모서리에서의 최대유막압력은 상대적으로 높아졌음을 확인 할 수 있다. 현재 수치해석에서는 형상의 공칭치수를 기준으로 평가가 이루어졌지만 실제 생산공정에서는 치수공차(dimensional tolerance)에 의한 변동뿐만 아니라 피스톤과 조립되는 커넥팅로드와 실린더 라이너 그리고 피스톤 핀의 가공공차와 기하공차(geometric tolerance)가 함께 영향을 주게 되므로 해석 결과에서 나타난 모서리에서의 윤회압력증가 양상이 더 두드러져서 나타날 수도 있다. 또한 전체적인 피스톤과 실린더 라이너 사이의 간극의 감소로 인해 외부 이물질(foreign particles)에 의한 표면손상의 가능성은 오히려 증가할 가능성도 있다. 따라서 최종적으로 테스트 모델을 통한 field test는 반드시 필요하다고 할 수 있다.

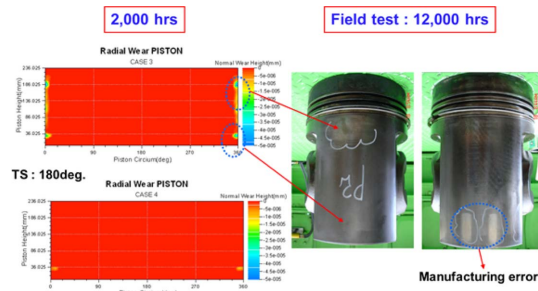


Fig. 13. Wear height based on Archard model.

피스톤의 스커트에 돌기접촉압력이 존재(Fig. 11)한다는 의미는 윤회면에 마모가 발생한다는 의미이다. 응착마모(adhesive wear)를 예측하는 대표적인 방법인 Archard 식(식 5)을 이용하여 2,000시간 동안 운전하였을 때의 마모량을 계산하였다. 마모는 유체윤회압력에 의해서는 물리적인 접촉이 일어나지 않으므로, 돌기접촉압력에 기인한 미끄러짐 양을 고려하여 누적된 마모량을 계산하였다(Fig. 13).

$$h_v = k \frac{P_a}{H} x \tag{5}$$

돌기접촉압력이 높은 CASE3의 경우가 마모 수준도 높음을 알 수 있다.

특히 anti-thrust side 쪽의 곡률이 큰 부분에서 마모량이 상대적으로 많음을 확인 할 수 있었다. 피스톤 슬랩운동이 없다면 연소압이 높은 thrust side에서의 마모량이 높아야 하지만 tilting 운동에 의한 슬랩운동과 스커트 프로파일/오벌리티의 영향으로 오히려 anti-thrust side에서의 마모량이 높게 계산되었다.

해석의 정도를 검증하기 위하여 12,000시간 운전된 피스톤 field test 결과와 비교해 보았다(Fig. 13). Archard모델을 사용한 마모예측 패턴과 실제 마모가 진행된 양상이 유사함을 확인 할 수 있다. 물론 실제 마모량 정밀계측으로 비교해야 하나 스커트는 부적합 접촉(non-conformal contact)이 아닌 적합접촉(conformal contact)에 가까운 상황이므로 마모량이 크지 않아서 정량적인 비교가 난해하다고 판단된다.

다만 스커트 표면에는 상대적으로 무른 상태의 인산염 피막이 도포되어있어서 마모예측 모델의 건전성 평가에는 오히려 정도 있는 기준이 될 것으로 판단된다.

Fig. 13의 스커트 마모 사진에서 특이한 점은 Manufacturing error로 표기된 것과 같은 바둑판 모양이 스커트의 프로파일 형상과 무관하게 나타난 것으로

서 초기 양산품에서만 나타난 현상으로 스커트 형상 제작 과정 중의 가공기기 축 떨림에 의해서 나타난 것으로 추정된다.

3-2. 스커트 프로파일 변경에 의한 마찰손실 저감

전술한 바와 같이 윤활특성이 좋지 않다는 것은 엔진의 효율에도 악영향을 끼칠 수가 있다. CASE 3의 경우가 엔진 효율 측면에서도 불리함을 friction power loss에 대한 그림인 Fig. 14~Fig. 15에서 확인 할 수 있다. CASE3과 CASE4의 마찰손실 차이가 극명하게 크게 나타나지는 않았으나 피스톤 그룹에서의 손실 기여도가 높은 편이며 다중 실린더(multi-cylinder)의 경우에는 그 효과가 배가 되므로 이러한 스커트 형상을 최적화하는 작업은 의미가 있다고 판단된다.

마찰손실(friction power loss)는 그래프에서 kW단위로 표기가 되어있는데, 이것을 FMEP로 환산한 값은 Table 2에 나타내었다. MEP와 kW의 변환은 식 (6)에 나타내었다.

$$MEP[bar] = \frac{1.2 \times 10^9 \times power[kW]}{\frac{\pi}{4} \times Bore^2 [mm] \times Stroke[mm] \times Speed[rpm]} \quad (6)$$

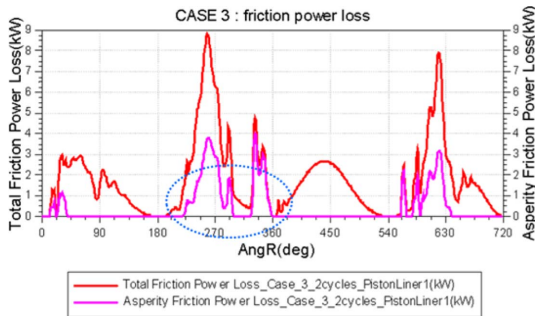


Fig. 14. Total and asperity friction loss (CASE3).

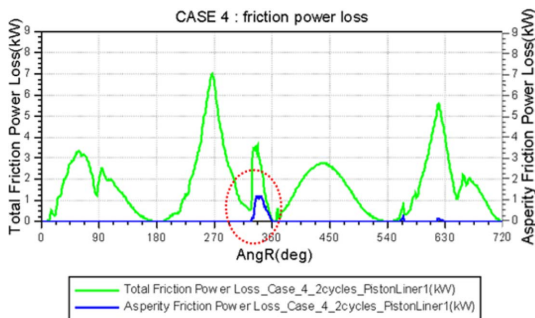


Fig. 15. Total and asperity friction loss (CASE4).

Table 2. Comparison of friction power loss

condition		skirt & liner		% (FMEP / BMEP)	note	
		[kW]	[bar]			
normal output		300	22.2	-	BMEP	
friction power loss	CASE 3	hydro dynamic	1.35	0.10	0.45%	FEMP Reduce 7%
		asperity	0.44	0.03	0.15%	
		total	1.79	0.13	0.60%	
	CASE 4	hydro dynamic	1.65	0.12	0.55%	
asperity		0.03	0.00	0.01%		
total		1.68	0.12	0.56%		

또한 표에서는 유체윤활에 의한 마찰손실과 돌기접촉에 의한 마찰손실을 각각 나타내었다. 최대 FMEP의 BMEP(brake mean effective pressure)에 대한 비율은 CASE 3의 경우에 0.6%로 계산되었다. CASE 4의 경우에 BMEP에 대한 FEMP의 비는 0.56%로 CASE 3에 비해서 개선이 되었음을 확인할 수 있다. 제안된 스커트 형상에서의 유체윤활에 의한 마찰손실은 오히려 증가하였음을 알 수 있다.

유체윤활에 의한 마찰손실은 유체의 전단유동에 의한 저항과 압력변동에 의한 저항으로 발생하게 되는데, 유체윤활에 의한 손실은 전술하였듯이 형상이 부드러워짐으로 인해 윤활압력은 낮아졌지만 전체적으로 유막분포가 넓어짐으로 인해 전단유동 손실이 높아진 것으로 판단된다.

결론적으로 유체윤활손실은 증가하였지만, 돌기접촉에 의한 손실이 더 많이 감소함으로 인해 최종적으로는 CASE4의 스커트 형상에서 7%의 마찰손실 저감을 이룰 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 기존 양산되고 있는 박용엔진 피스톤 스커트의 마찰손실을 저감하고 내마모성능을 향상하기 위하여 곡률변화의 정도가 낮은 스커트 형상 설계안이 제안되었고 각각의 형상을 윤활해석으로 평가해 보았다. 피스톤 스커트의 윤활특성을 모사하기 위하여 윤활면과 부품의 거시적/미시적 탄성변형과 돌기접촉이 고려된 탄성유체윤활해석을 실시하였고, 실제 field test의 결과와 비교하여 해석의 정도를 검증하였다. 해석 결과 마모량과 마찰손실을 함께 줄일 수 있는 적절한 설계 값을 확정 할 수 있었다. 제안된 스커트 형상은 유체윤활에 의한 마찰손실량은 증가하였지만, 돌기접촉에 의한 마찰손실값을 오히려 더 많이 줄여줌으로써

전체 마찰손실량을 7% 저감할 수 있었다. 향후 제안된 형상으로 실제 엔진에서의 테스트를 통하여 엔진 효율향상에 대한 정량적인 확인이 필요할 것으로 판단된다.

References

- [1] Son, J., Jung, S., Yoon, W., An, S. et al., "Design and application of composite piston for high power diesel engine", SAE Technical Paper 2009-01-0192, 2009.
- [2] Son, J. H., Ha, M. Y., et al., "Durability design of composite piston in marine diesel engines", Journal of the KSME A, Vol. 34, No. 5, pp. 651-657, 2010.
- [3] John B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGRAW-HILL International editions, Automotive Technology Series, 1988.
- [4] Paul Herster, "Powertrain Efficiency Enhancement - Mechanical Friction Analysis / Hybrid Drive Applications," AST Korea User Meeting, 22nd Sep, 2009.
- [5] Son, J. H., An, S. C. et al., "EHD Analysis and fretting damage prediction of marine engines's connecting rod", Proceedings of the KSTLE 2011 Spring Conference, pp. 53-54, 2011.
- [6] An, S. C., Lee, J. H., Lee, S. D., Son, J. H. "The durability evaluation for connecting rod of high speed diesel engine", Proceeding of KSME 2012 Spring Conference, pp. 303-306, 2012.
- [7] Bernard J. Hamrock, *Fundamentals of fluid film lubrication*, Second edition, Marcel Dekker, Inc., 2004.
- [8] Nadir. Patir and H.S. Cheng, "Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces," Transactions of the ASME, Vol. 101, pp. 220-230, 1979.
- [9] Greenwood, J. A., Tripp, J. H., "The contact of two nominally flat rough surfaces", Proceedings Institution Mechanical Engineers, Vol. 185, 1970-71.