

## 박용 디젤기관 캠-롤러 접촉부의 표면 상승 온도

김남식\* · 김민남\* · 구영필\*

### Flash Temperature of the Cam-Roller Contacting Surface in a Marine Diesel Engine

N-S Kim\* · M-N Kim\* · Y-P Koo\*

**Key words** : Flash temperature(표면상승온도), Elastohydrodynamic lubrication(탄성유체윤활), Cam-roller(캠-롤러)

#### Abstract

The flash temperature of the cam-roller contacting surface for a marine diesel engine was analysed numerically. The elastohydrodynamic lubrication pressure and film thickness were adopted to get more accurate frictional coefficient, heat flux and temperature distribution. The maximum flash temperature was increased with both the increasing slip ratio of the contacting surfaces and increasing external load. This study tells that the temperature analysis is an indispensable procedure in designing elastohydrodynamic lubrication contacts on which the slip occurs.

#### 기 호 설 명

$c$ : specific heat of solid [J/kgK]	$q_2$ : heat flux transferred to surface 2 [W/m <sup>2</sup> ]
$F$ : traction force [N]	$r_c$ : the real contact area ratio
$k$ : thermal conductivity [W/mK]	$s_r$ : slip ratio
$l_x$ : half contact width [m]	$T$ : temperature [K]
$P$ : surface pressure [Pa]	$T_f$ : maximum flash temperature [K]
$P_o$ : maximum surface pressure [Pa]	$\overline{\Delta T}$ : dimensionless flash temperature
$p_a$ : asperity contact pressure [Pa]	$t$ : time [s]
$p_h$ : fluid pressure [Pa]	$V$ : velocity [m/s]
$q$ : heat flux [W/m <sup>2</sup> ]	$V_s$ : sliding velocity [m/s]
$q_1$ : heat flux transferred to surface 1 [W/m <sup>2</sup> ]	$W$ : external normal load [N]
	$x$ : Cartesian coordinate in moving direction
	$y$ : Cartesian coordinate in transverse direction

\* 부경대학교 기계공학부

- $z$  : Cartesian coordinate in film thickness or depth direction from surface of a body
- $\alpha$  : thermal diffusivity of solid  $=k/\rho c$  [m<sup>2</sup>/s]
- $\gamma_1, \gamma_2$  : heat partition factors
- $\eta_v$  : viscosity of the lubricant [Ns/m<sup>2</sup>]
- $\mu$  : frictional coefficient
- $\mu_l$  : frictional coefficient for shearing lubricant
- $\mu_a$  : frictional coefficient for shearing asperity contact
- $\xi, \eta$  : Cartesian coordinates for the heat source on the surface
- $\rho$  : density of solid [kg/m<sup>3</sup>]
- $\tau$  : time [s]

것도 매우 관심이 가는 문제이다. 캠-롤러 접촉면은 non-conformal 접촉이므로 하중에 비하여 접촉 압력이 상당히 높아지는 경향이 있다. 더구나 캠-롤러에 작용하는 외부하중의 형태는 주기적으로 그 크기가 변동하는 동하중이다. 이러한 운전조건 하에서는 캠-롤러 표면에 미끄럼이 발생할 수 있고 따라서 국부적인 마찰열이 발생하여 표면온도를 상승시킬 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 캠-롤러 기구에 대하여 발생할 수 있는 접촉표면의 상승 온도 분포를 해석적으로 알아보고자 한다.

## 1. 서 론

상대 운동하는 두 기계요소에서 접촉부의 표면 온도 상승은 표면의 성능과 수명에 영향을 미치므로 온도상승을 예측하는 것은 접촉부의 안전성을 평가하는데 있어서 중요하다. 표면온도가 상승하면 두 표면사이에 존재하는 윤활제의 점도가 낮아지므로 유막 두께가 작아지고 여기에 하중이 가해지면 유막이 파손되어 두 고체면의 직접 접촉이 발생하여 접촉면이 전반적으로 파손되는 스커핑에 이르기까지 한다.

상대 운동하는 접촉면의 온도 상승을 예측하기 위하여 많은 연구가 이루어져 왔다. Jaeger<sup>[1]</sup>는 일정속도로 이동하는 열원과 반무한체 사이의 미끄럼 접촉 계면의 표면온도 상승을 표현하는 식을 제시하였다. Wang과 Cheng<sup>[2]</sup>은 Jaeger의 식을 이용하여 스퍼어 기어 표면의 온도를 계산하였다. Gao와 Lee<sup>[3]</sup> 등은 거친 표면의 접촉에서 고속 푸리에 변환을 이용하여 표면의 상승 온도를 계산하였다. Liu와 Wang<sup>[4]</sup>은 non-conformal 거친 표면에 대하여 온도분포를 계산하는 모델을 제시하였다. Xu와 Sadeghi<sup>[5]</sup>, Kim과 Sadeghi<sup>[6]</sup> 등은 접촉부의 표면 압력이 높아서 표면의 탄성변형이 유막 형태에 영향을 미치는 탄성유체 윤활상태의 원형접촉에 대하여 접촉표면의 압력과 온도를 구하였다.

탄성유체 윤활상태로 운전되는 캠과 롤러형 중동자에 대하여 접촉면의 온도 상승을 예측해보는

## 2. 온도분포 관계식

### 2.1 열 유속

열은 일과 함께 에너지의 일종이다. 수직하중이 작용한 상태로 하중과 직각 방향으로 운동이 일어날 경우에 마찰이 없으면 에너지의 손실도 없다. 그러나 마찰이 존재하면 에너지가 손실되어 열이 발생한다. 접촉부에서의 열유속은 식(1)과 같이 점성 발열과 접촉면의 전단에 의한 발열로 구성된다.

$$q = [\mu_l p_h (1-r_c) + \mu_a p_a r_c] V_s \quad (1)$$

### 2.2 마찰 계수

탄성유체 윤활상태에서 Newton 유체에 대한 두 접촉면 사이의 속도분포는 Kim과 Sadeghi<sup>[7]</sup>에 의하여 식(2)와 같이 주어진다.

$$V(x, y, z) = \frac{\partial P}{\partial x} \int_0^z \frac{z}{\eta_v} dz + \frac{V_2 - V_1 - \frac{\partial P}{\partial x} \int_0^h \frac{z}{\eta_v} dz}{\int_0^h \frac{1}{\eta_v} dz} \int_0^z \frac{1}{\eta_v} dz + V_1 \quad (2)$$

한편, 점성저항력은 Newton의 점성법칙에 의하여 다음과 같이 표현된다.

$$F = \int \int \eta_v \frac{dV}{dz} dx dy \quad (3)$$

마찰계수는 수직하중에 대한 점성저항력의 비이므로 식(4)와 같이 계산된다.

$$\mu = \frac{F}{W} \tag{4}$$

2.3 표면 상승 온도

Carslaw와 Jaeger<sup>[8]</sup>는 Fig. 1의 상대운동이 있는 두 물체 사이에서 대류에 의한 열 손실이 없다고 가정하여 기준시간  $\tau$ 에 표면의 접촉점( $\xi, \eta$ )에서의 입력 열량  $q d\xi d\eta d\tau$ 에 의하여 유한시간  $t$ 가 경과한 후 물체 내부의 임의 위치의 상승온도를 다음과 같이 제시하였다.

$$dT(x, y, z) = \frac{q(\xi, \eta, \tau) d\xi d\eta d\tau}{4\rho c [\pi\alpha(t-\tau)]^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + z^2}{4\alpha(t-\tau)}\right] \tag{5}$$

식(5)를 무차원화하여 표현하면 다음과 같다.

$$d\bar{T}(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \frac{\bar{q}}{(\bar{t}-\bar{\tau})^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{(\bar{x}-\bar{\xi})^2 + (\bar{y}-\bar{\eta})^2 + \bar{z}^2}{\bar{t}-\bar{\tau}}\right] d\bar{\xi} d\bar{\eta} d\bar{\tau} \tag{6}$$

여기에 사용된 무차원 변수는 다음과 같다.

$$\bar{T} = \frac{\pi^{3/2} \rho c}{2 P_o} T, \quad \bar{q} = \frac{l_x}{4\alpha P_o} q, \quad \bar{x} = \frac{x}{l_x}$$

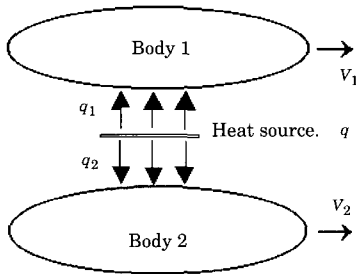


Fig. 1 Schematic diagram of heat partition in line contact

$$\bar{y} = \frac{y}{l_x}, \quad \bar{z} = \frac{z}{l_x}, \quad \bar{\xi} = \frac{\xi}{l_x}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{l_x}, \tag{7}$$

$$\bar{t} = \frac{4\alpha}{l_x^2} t, \quad \bar{\tau} = \frac{4\alpha}{l_x^2} \tau,$$

좌표  $(x, y)$ 가 고정되어있고 좌표 $(x_1, y)$ 가 표면 1에 부착되어 이동된다면 표면 1의 상승온도는

$$d\bar{T}(x_1, \bar{y}) = \frac{\bar{q}}{(\bar{t}-\bar{\tau})^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{(\bar{x}_1-\bar{\xi}_1)^2 + (\bar{y}-\bar{\eta})^2}{\bar{t}-\bar{\tau}}\right] d\bar{\xi}_1 d\bar{\eta} d\bar{\tau} \tag{8}$$

기준시간에 고정좌표와 이동좌표를 일치시키면 시간  $t$  만큼 경과하였을 때 다음의 관계가 성립한다.

$$\bar{x}_1 = \bar{x} - \bar{V}_1 \bar{t} \tag{9}$$

여기에서  $\bar{V}_1$ 는 Peclet number로서 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{V}_1 = \frac{V_1 l_x}{4\alpha} \tag{10}$$

식(8)은 두 표면 사이에서 발생된 전체열량에 의한 온도 상승을 의미한다. 실제의 열량은 표면 1과 표면 2로 분할되어 전달되며 이 때 그 비율을 각각  $\gamma_1, \gamma_2$ 라고 하면 다음의 관계가 성립한다.

$$\gamma_1 + \gamma_2 = 1 \tag{11}$$

표면 1과 표면 2의 상승온도는 식(8), (9), (11)의 관계를 이용하고 모든 미소 열원이 표면 전체에 미치는 영향을 중첩함으로써 얻어진다. 식(12)와 식(13)에 표면 1과 표면 2의 상승온도를 각각 나타내었다.

$$\Delta\bar{T}_1(\bar{x}, \bar{y}, \bar{t}) = \int_0^{\bar{t}} \int_{\Omega_c} \int_{\Omega_c} \frac{\gamma_1 \bar{q}}{(\bar{t}-\bar{\tau})^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{[\bar{x}-\bar{\xi}-\bar{V}_1(\bar{t}-\bar{\tau})]^2 + (\bar{y}-\bar{\eta})^2}{\bar{t}-\bar{\tau}}\right] d\bar{\xi} d\bar{\eta} d\bar{\tau} \tag{12}$$

$$\Delta T_2(\bar{x}, \bar{y}, \bar{t}) = \int_0^{\bar{t}} \int_{\Omega_c} \frac{\gamma_2 \bar{q}}{(\bar{t} - \bar{\tau})^{3/2}} \times \exp \left[ -\frac{[\bar{x} - \bar{\xi} - \bar{V}_2(\bar{t} - \bar{\tau})]^2 + (\bar{y} - \bar{\eta})^2}{\bar{t} - \bar{\tau}} \right] d\bar{\xi} d\bar{\eta} d\bar{\tau} \quad (13)$$

여기에서  $\Omega_c$ 는 접촉영역을 의미한다.

### 3. 해석 대상 및 해석 조건

디젤기관 밸브기구용 캠-롤러 접촉부에 대하여 미끄럼이 존재할 경우에 발생할 수 있는 접촉 표면의 상승온도를 계산하였다. Fig. 2에 해석 대상의 캠-롤러 기구에 작용하는 하중과 접촉점의 속도를 나타내었다. 하중과 접촉점의 속도는 주기적으로 그 크기가 변화한다<sup>9)</sup>.

기존의 온도분포 연구에서는 건 마찰 상태로 가정하여 Hertz의 접촉 압력을 온도 해석에 적용하였지만 본 연구에서는 해석의 정밀성을 기하기 위

하여 윤활상태의 표면압력을 이용하고자 한다. 윤활상태의 캠-롤러 접촉부의 표면에 작용하는 압력은 Koo<sup>(10)</sup>등의 탄성유체 윤활 해석결과를 적용하였다. 탄성유체 윤활은 접촉압력이 크게 나타나 윤활면의 탄성 변형량이 유막 형상에 영향을 미치는 형태의 윤활을 말하며 이 경우에 윤활유의 점도와 밀도는 높은 압력에 의하여 그 값이 변화한다고 알려져 있다. Fig. 3에 탄성유체 윤활 해석으로 구한 최대 하중에 대한 캠-롤러 접촉 표면에서의 3차원 압력분포를 나타내었다.

온도 계산 영역의 격자 수는 구름방향으로 80개, 롤러 길이방향으로는 30개로 하였고 격자 크기는 각각 0.02 mm, 0.5 mm로 하였다.

윤활유, 표면 재질 등의 물성치는 Table 1과 같이 실제 사용 조건의 값을 적용하였다.

Table 1 Material and lubricant properties

Thermal conductivity of solid	54	W/mK
Density of solid	7833	kg/m <sup>3</sup>
Specific heat of solid	465	J/kgK
Elastic modulus of solid	$2.0 \times 10^{11}$	Pa
Poisson's ratio	0.3	
Viscosity of lubricant	0.07	Ns/m <sup>2</sup>
Specific heat of lubricant	2000	J/kgK

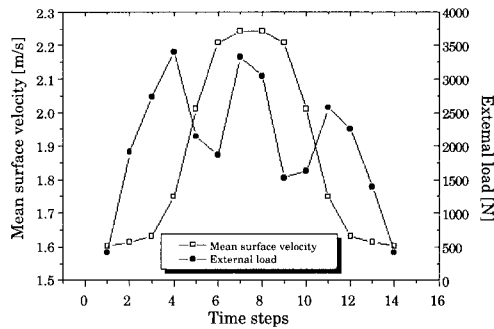


Fig. 2 External load & mean surface velocity

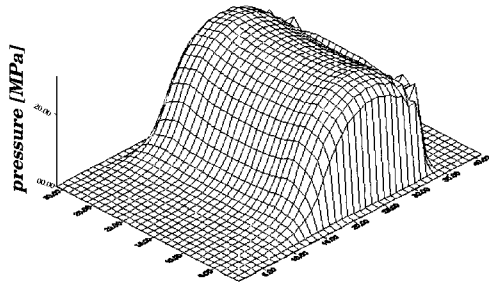


Fig. 3 3-Dimensional pressure on the contacting surface, W=3400N

미끄럼 속도는 식(14)와 같이 두 표면의 접촉점에서 순간속도의 차이로 정의된다.

$$V_s = V_2 - V_1 \quad (14)$$

식(14)에서  $V_1$ 은 롤러 표면속도,  $V_2$ 는 캠 표면속도를 의미한다. 이상적인 캠-롤러 기구의 접촉면에는 상대운동이 존재하지 않는다. 기구학적으로 접촉점에서 구동자인 캠과 종동자인 롤러는 순간속도가 동일하다. 그러나 실제에는 롤러의 회전중심을 제공하는 핀과 롤러 사이의 마찰, 캠-롤러 접촉부의 탄성변형 등에 기인한 미끄럼 운동이 존재한다고 여겨진다. 캠-롤러 기구에서 미끄럼 운동은 하중의 크기, 접촉점의 접선속도, 마찰력 차이 등에 의하여 결정된다고 가정할 수 있다. 본 연구에

서는 식(15)의 미끄럼을 즉, 캠 표면속도에 대한 미끄럼 속도의 비를 0.1, 0.5, 0.7, 0.9 등 4단계로 가정하여 온도 해석을 수행하였다.

$$s_r = \frac{V_s}{V_2} = 1 - \frac{V_1}{V_2} \quad (15)$$

캠-롤러의 접촉을 Fig. 1의 선접촉 모델로 가정하면 두 표면이 모두 움직이는 경우에 표면 1에 대한 열분할계수는 다음과 같다<sup>11)</sup>.

$$\gamma_1 = \frac{n}{n+1} \quad (16)$$

$$\text{단, } n = \sqrt{\frac{k_1 \rho_1 c_1 V_1}{k_2 \rho_2 c_2 V_2}}$$

식(16)에서 캠 재료와 롤러 재료의 열전도도, 밀도, 비열은 거의 같으므로 열분할계수는 미끄럼율만의 함수가 된다. 미끄럼율 0.1, 0.5, 0.7, 0.9에 대응하는 열분할계수,  $\gamma_1$ 은 각각 0.49, 0.41, 0.35, 0.24 이다.

캠-롤러의 접촉면은 매우 매끈하므로 돌기의 영향은 고려하지 않았다. 즉, 식(1)에서  $r_c=0$ 으로 두었다.

#### 4. 해석결과 및 검토

Fig. 4에 식(2), (3), (4)를 이용하여 계산한 마찰계수를 도시하였다. 평균 마찰계수는 0.04로서 얇은 유막의 유체유회 상태이며 미끄럼율과 외부하

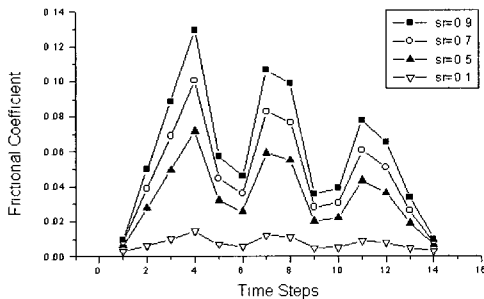
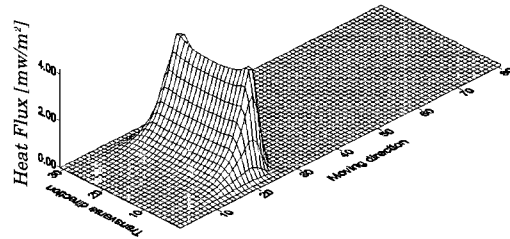


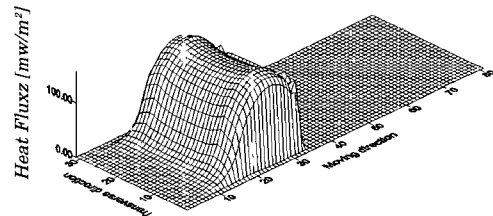
Fig. 4 Frictional coefficient for several slip ratio

중의 크기에 따라 변화하는 모습을 볼 수 있다. 미끄럼율이 작으면 하중에 무관하게 마찰계수는 거의 동일한 값을 나타내지만 미끄럼율이 커지면 마찰계수는 하중에 민감하게 변화한다.

온도분포를 계산하기 위하여 우선 열유속을 알아야 한다. 미끄럼율 0.9인 경우에 식(1)에 의하여 계산된 열 유속을 Fig. 5에 나타내었다. 캠-롤러에 작용하는 하중이 최소인 414N인 경우에 열유속의 최대치는 4.2MW/m<sup>2</sup>이고 최대하중 3400N인 경우



(a) W = 414N



(b) W = 3400N

Fig. 5 3-D heat flux distribution for sr=0.9

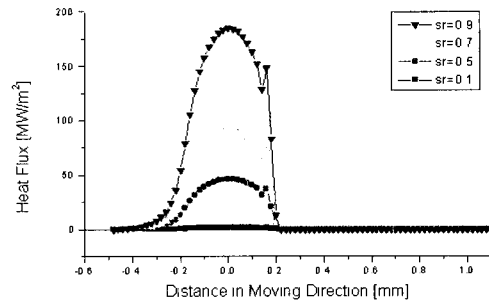


Fig. 6 Heat flux profiles for several slip ratio



에 열유속은 158MW/m<sup>2</sup>으로서 하중에 비하여 열유속의 변화 폭이 크게 나타나고 있다. Fig. 6에 최대 하중이 작용할 때 각각 다른 미끄럼율에 대한 운동방향으로 열유속의 프로파일을 나타내었다. 미끄럼율이 클수록 열유속도 크다.

Fig. 7, Fig. 8에 Fig. 5의 열유속에 의한 표면에서의 온도분포를 3차원으로 나타내었다. 최고 표면상승온도의 범위는 미끄럼율 0.1 및 최소하중인 경우에 약 0.1K, 미끄럼율 0.9 및 최대하중인 경우에 약 33K이다. 표면의 상승온도는 열유속과 열분할계수의 곱에 지배적인 영향을 받으므로 미끄럼율이 일정한 경우에 하중이 증가하면 표면 1의 상승온도는 증가하지만 미끄럼율이 증가하면 표면 1의 열분할계수는 감소하므로 Fig. 8의 (c), (d)에 나타난 바와 같이 표면 1의 상승온도는 반드시 미끄럼율에 비례적인 관계는 아니다.

온도 계산 결과의 정량적 비교를 위하여 Fig. 1

의 선접촉 모델을 도입한다. 두 표면이 모두 움직이는 선접촉인 경우에 최고 표면상승온도는 식 (17)과 같이 표현된다<sup>[11]</sup>.

$$\Delta T_f = 1.13 \left( \mu \frac{W}{L} \right) \frac{\sqrt{|V_1 - V_2|}}{\sqrt{2l_x k \rho c}} \quad (17)$$

식(17)에 의한 계산치와 본 연구의 계산 결과를 나타낸 Fig. 9에서 캠 회전각도별 최고온도를 비교하여 보면 그 경향이 일치함을 알 수 있다. Fig. 9에서 온도의 차이는 접촉 형태의 차이 즉, 선접촉과 3차원 접촉에 의한 것으로 여겨진다. 동일한 외부하중에 대하여 3차원 접촉의 경우가 선접촉에 비하여 최대접촉압력이 높게 나타나며 식(1)에서 열유속은 표면의 압력에 비례적이므로 본 연구의 최고온도가 더 높게 나타난다고 평가할 수 있다.

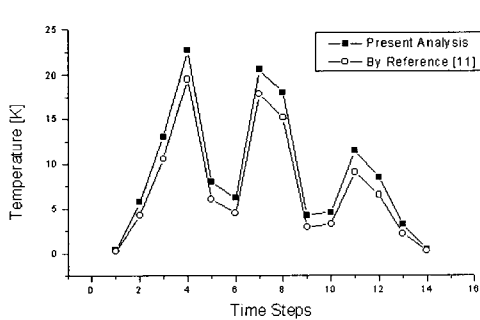
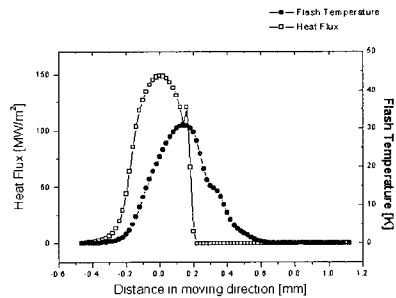


Fig. 9 Maximum flash temperature



(a) sr=0.9

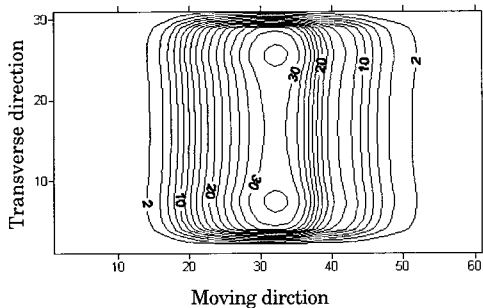
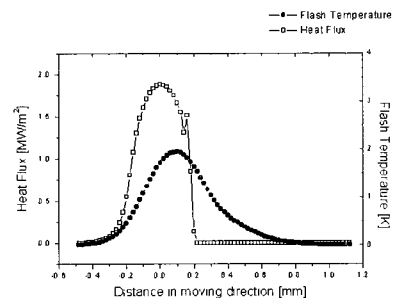
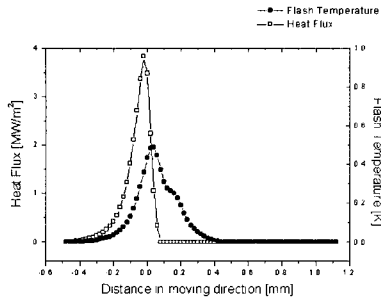


Fig. 10 Contour plot of flash temperature at W=3400N, sr=0.7

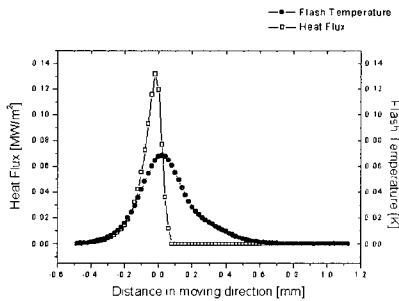


(b) sr=0.1

Fig. 11 Profile of heat flux and flash temperature at W=3400



(a)  $sr=0.9$



(b)  $sr=0.1$

**Fig. 12 Profile of heat flux and flash temperature at  $W=414N$**

Fig. 10의 등온선도에서 입구영역에 비하여 출구영역의 온도분포의 범위가 더 넓게 나타나고 있다. 즉, 표면의 열유속은 온도분포에 운동 방향으로 더 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. Fig. 11, Fig. 12에 상대적으로 큰 미끄럼율과 작은 미끄럼율에 대한 열유속과 표면상승온도의 프로파일을 나타내었다. 열유속에 비하여 온도 프로파일은 운동방향으로 이동되어 나타나고 있는데 이것은 속도의 영향으로 볼 수 있다. 즉, 미끄럼율이 클수록 온도 프로파일은 출구 쪽으로 더 많이 이동된 양상을 보이고 있다.

### 5. 결 론

탄성유체 윤활상태로 운전되는 디젤기관의 캠-롤러 접촉부에 대하여 미끄럼이 발생할 경우에 표면온도 상승을 해석적으로 구하였다. 마찰계수를

계산하고 몇 단계의 미끄럼율에 대하여 표면의 온도분포를 계산하였다. 정량적으로 작용하중이 클수록 표면의 상승온도는 높게 나타났다. 정성적으로 최고표면온도가 나타나는 지점은 최고 열유속 위치에서 운동 방향으로 약간 이동되어 나타났다. 실제로 미끄럼이 큰 경우에 온도상승은 크게 나타나므로 본 연구를 통하여 미끄럼 탄성유체윤활상태로 운전되는 기어, 캠-평판 증동자 등의 경우에는 온도 해석이 불가결한 설계 절차를 알 수 있다.

### 참 고 문 헌

1. Jaeger, J. C., "Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts," *J. of Proc. Roy. Soc. N.S.W.*, Vol.76, pp. 203-224, 1942.
2. Wang, H. A., and Cheng, H. S., "A Numerical Solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperature in Spur Gears Part I Analysis," *J. of Mechanical Design*, Vol 103, pp.177-187, 1981.
3. Gao, J., Lee, Si C., Ai, X., and Nixon, H., "An FFT-Based Transient Flash Temperature Model for General Three-Dimensional Rough Surface Contacts," *J. of Tribology*, Vol 122 pp.519-523, 2000.
4. Liu, S., and Wang, Q., "A Three-Dimensional Thermomechanical Model of Contact Between Non-Conforming Rough Surfaces," *J. of Tribology*, Vol 123 pp.17-26, 2001.
5. Xu, G., and Sadeghi, F., "Thermal EHL Analysis of Circular Contacts With Measured Surface Roughness," *J. of Tribology*, Vol 118 pp.473-483, 1996.
6. Kim, K. H., and Sadeghi, F., "Three-Dimensional Temperature Distribution in EHD Lubrication : Part I - Circular Contact," *J. of Tribology*, Vol 114 pp.32-41, 1992.
7. Kim, K. H., and Sadeghi, F., "Non-Newtonian Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contact," *J. of Tribology*, Vol 113 pp.703-711, 1991.
8. Carslaw, H. S., and Jaeger, J. C., "Conduction of Heat in Solids," 2nd ed., Oxford Press., 1959.
9. 구영필, 조민현, 조용주, "박용 디젤기관의 캠-밸브



기구 하중특성," 한국박용기관학회지, 제23권 제6호, pp. 778-784, 1999.

10. 구영필, "비정상상태의 3차원 탄성유체유회해석," 부산대학교, 박사학위논문, 2000.
11. Cowan, R. S. and Winer, W. O., "Frictional Heating Calculations," ASM HANDBOOK, Vol 18 pp. 39-44, 1992.

## 저 자 소 개



### 김남식(金南植)

1947년 2월생. 1972년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1981년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1993년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 현재 부경대학교 공과대학 기계공학부 교수.



### 김민남(金敏男)

1942년 7월생. 1971년 동아대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1979년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1997년 부산수산대학교 대학원 기관학과 졸업(박사). 현재 부경대학교 공과대학 기계공학부 교수.



### 구영필(具永必)

1959년 2월생. 1983년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 2000년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1985년~1999년 쌍용중공업(주) 기술연구소 선임연구원. 현재 부경대학교 공과대학 기계공학부 계약교수. 당학회 정회원