

## 압출성형을 위한 마찰수식 모델에 관한 연구

오박균<sup>#</sup>

### A Study on the Numerical Friction Model for Extrusion

P. K. Oh

(Received April 16, 2004)

#### Abstract

To carry out perfectly the forming analysis of the extruding products, it is necessary that the friction boundary condition between dies and blanks should be worked out the accurate numerical friction models. But, the existing numerical models of the extrusion may be large different from the actual conditions. In this study, accurate analysis of the extrusion forming for the variation of pressure and velocity should be subjected. It is to develop the accuracy of the numerical friction models and potentialize to apply for the high speed forming work in the extrusion. Therefore, the results should improve the accuracy, cause the energy saving for the extrusion and finally expand the applying areas of the results.

**Key Words :** Extrusion, Tribology, Hydrodynamic Lubrication

#### 1. 서 론

기계 구동부에서 접촉하여 동력이 전달되는 경우에는 접촉면에서의 온도의 급격한 변화는 마찰에 의한 접촉 열저항에 의해 생긴다[1]. 이와 같은 현상에 대해 다음과 같이 표현할 수 있다.

기체에서 압력이 감소되면 분자의 평균 자유행로는 커진다. 만일 분자의 평균 자유행로가 공극의 크기보다 더 크게 될 때까지 주위기체의 압력을 감소시켰다면 접촉 열저항은 증가한다. 이것은 이러한 조건하에서는 기체의 열전도계수가 감소하기 때문이다. 즉 구동부의 접촉압력이 증가할수록 고체간의 접촉면적은 증가하기 때문에 접촉 열저항은 감소한다. 접촉문제는 실제의 경우 매우 복잡하기 때문에 모든 형태의 물질에 대한 예측 가능한 만족할만한 이론이나 실험식은 존재하지 않는다 [2].

접촉문제는 접촉부위의 형성과 작용하는 외력의 크기에 따라 변하고, 접촉응력도 그에 따라 변하

는 이동 경계 문제이다. 또한 마찰을 고려할 경우에는 접촉영역에서 마찰에 의하여 두 물체가 상대변위를 갖는 미끄럼 영역과 상대변위가 없는 접합영역으로 나누어 진다. 마찰효과는 접촉응력의 분포에 영향을 주고, 그 효과는 접촉 물체의 물성치, 기하학적 형상 및 마찰계수의 크기에 따라 다르게 되어 해석하기가 어렵다.

접촉 구동부의 동력전달을 효과적으로 이루기 위해서는 접촉 구동부 사이의 마찰경계조건을 정확히 수식 모델화하는 작업이 필요하다. 그러나 기존의 마찰계수를 구하기 위한 실험적 방법은 2m/s 이상 되는 고속 실험장치의 경우 상업용을 구할 수 없어 자체적으로 개발하여 측정해야함으로 제작비가 고가이며 기술적으로 어려운 관계로 마찰계수 측정이 쉽지 않아 저속에서 측정한 값을 고속에 그대로 적용함으로써 실제 조건과는 상당한 차이를 보이고 있다[3].

본 연구에서는 압출성형 구동부의 마찰조건을 정확히 수식 모델화하여, 접촉 구동부에서 마찰에

# 교신 저자: 호서대학교 기계공학과  
E-mail: pakoh@office.hoseo.ac.kr

의해 낭비되는 에너지를 절감하고 기존의 실험방법에 비해 상당한 양의 비용과 시간을 절약하고자 한다.

## 2. 본론

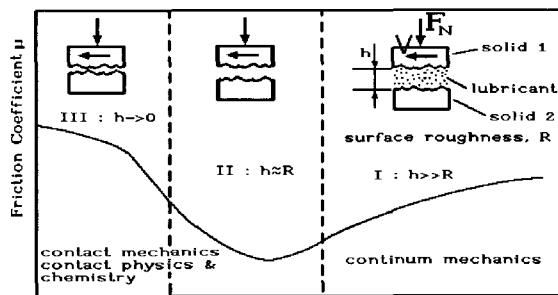
### 2.1 윤활해석과 마찰의 영향에 대한 고찰

#### 2.1.1 스트리벡 곡선과 윤활 영역

하중과 속도 그리고 점도를 고려한 스트리벡(striebeck)곡선과 이에 따른 윤활영역을 나타내면 Fig. 1과 같다.

스트리벡선도는 마찰면의 구동조건을 나타내는 값(윤활유 점도 $\times$  미끄럼속도/단위폭당 하중)과 마찰계수( $\mu$ )와의 관계를 나타내고 있다.

그림에서 나타낸  $h>>R$ 의 영역은 유체 윤활과 탄성 유체윤활영역(I)이며 그 좌측의  $h\approx R$ 은 유체윤활, 경계윤활, 고체윤활이 혼재되어 있는 영역으로 혼합윤활(mixed lubrication) 영역(II)이라고 하며  $h\rightarrow 0$ 인 영역은 경계윤활(boundary lubrication) 영역(III)이다. 본 논문은 유체윤활, 탄성유체윤활 및 혼합 윤활영역에서의 마찰계수 산출에 따른 압출해석에 국한하였다.



- I : Hydrodynamic lubrication and EHD lubrication
- II : Partial EHD lubrication or mixed lubrication
- III: Boundary lubrication
- EHD : Elastohydrodynamic

Fig. 1 Striebeck curve and lubrication region[1]

그리고 Fig. 2에서 마찰계수( $\mu$ )는

$$\tau = \eta \frac{U}{h} \quad (1)$$

$$\mu = \frac{\tau}{P_N} = \frac{\eta U}{P_N \cdot h} \quad (2)$$

이 성립하고 이에 의해

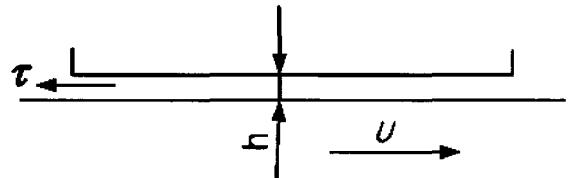


Fig. 2 Friction in Slider

$$\mu(\text{마찰계수}) = \frac{\eta(\text{점도})U(\text{속도})}{P_N(\text{법선 방향하중})} \cdot \frac{1}{h_L(\text{유막두께})}$$

이때

$$P_N = \frac{F_N}{A} = \frac{\text{하중}}{\text{면적}} \quad (3)$$

이 됨을 알 수 있다.

#### 2.1.2 유체막중의 전단응력과 마찰력

윤활 기능의 하나는 마찰력의 경감에 있으나 윤활막이 아무리 두꺼워도 운동에 저항하는 접선력이 남는다. 마찰계수의 현저한 감소는 유체 막을 형성함에 따라 가능하게 되고 전형적으로는 1에서 0.001정도로 작게 할 수 있다. 그러나 이렇게 비교적 작은 마찰력으로도 에너지의 소비를 일으켜 기계효율의 손실을 받게 된다. 따라서 설계자의 목적은 이러한 힘을 가능한 한 작은 값으로 감소시키는데 있다. Fig. 3에서 나타난 윤활접촉을 한 고체의 저항을 평가하기 위해 다음식으로 나타나는 Newton의 접성식을 사용한다.

$$\tau = \eta \frac{du}{dz} \quad (4)$$

여기서  $\tau$  : 표면의 전단응력

$$\frac{du}{dz} : \text{전단 속도}$$

단위 폭당의 저항은 상면과 하면에서 축 길이에 따라 전단응력을 각각 적분하면

$$F_1 = \int_0^L \eta \left( \frac{du}{dz} \right)_{z=0} dx \quad (5)$$

$$F_2 = - \int_0^L \eta \left( \frac{du}{dz} \right)_{z=h} dx \quad (6)$$

$$+ 6h \frac{\partial}{\partial x} (U_1 + U_2) + 12(V_2 - V_1) \quad (9)$$

마찰력의 방향은 Fig. 3의 시스템을 생각하면 곧 알게 된다.

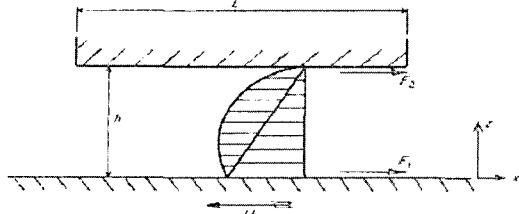


Fig. 3 Force equilibrium on the boundary of lubrication

다시 말해서 축 하면에 작용하는 마찰력  $F_1$ 은 운동의 역방향인  $x$ 의 정방향으로 작용하고 또한 상면에 작용하는 마찰력  $F_2$ 는 속도의 방향 즉  $x$ 의 (-)방향에 저항하도록 움직인다. Fig. 3에 표시한 속도분포에서 명확하게  $du/dz$ 의 값은 양쪽 경계면에서 반드시 같을 필요는 없다. 따라서 양 표면상의 마찰력은 다르다. 따라서 Fig. 3의 내부속도분포 그림은 선형적인 요소와 유체의 물리적 특성과 축 표면의 종류, 형상, 속도 등에 의존하는 비선형적 요소의 합으로 표시되는 것을 나타내주고 있다.

## 2.2 윤활의 기초이론

### 2.2.1 기초식

Fig. 4를 참조하여 간단히 Z방향의 흐름이 없는 2차원흐름 및 밀도일정(비압축성)의 점성유체로 가정하면

연속의 식 :

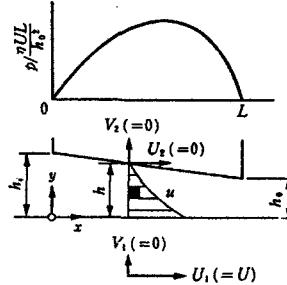
$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (7)$$

힘의 평형식 :

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \eta \frac{\partial U}{\partial y} \right) = \eta \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \quad (8)$$

압력  $P$ 를 지배하는 방정식 즉 Reynolds의 식을 얻게 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3 \partial P}{\eta \partial x} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x}$$



$$\begin{aligned} \tau &= \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \\ p &= p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \\ (x, y) &\end{aligned}$$

Fig. 4 Pressure distribution in the slider bearing

여기서 식(9)는 「점성계수  $\eta$ 는  $y$ 에 따라 변화하지 않는다」는 가정을 포함하고 있는 점에 유의하기 바란다. 식(9)를  $x$ 에 관해 2회 적분하면 압력분포가 얻어진다. 적분정수를 구하는 경계조건은 Fig. 4의 경우는  $x=0$ 에서  $P=0$ 과  $x=L$ 에서  $P=0$ 이 된다.

### 2.2.2 열효과에 따른 윤활해석[3~4]

유체 윤활에 관한 결론에는 그 근저에 작용하는 압력은 경사형 공간에 인입되는 윤활유에 따라 형성되는 것을 기초로 하고있다. 따라서 Fig. 3에 나타난 바와같이 수평방향으로 상대운동을 하는 2개의 평행한 평면은 경사 영역을 갖지 않음에도 불구하고 막내부에 압력이 발생하는 것은 놀라운 일이다. 이에 따라 평행 평면 베어링이라 불리우는 이러한 요소는 하중을 지지할수가 있다. 왜냐하면 일반형의 Reynolds식을 그러한 미끄럼운동에 적용하면 Fig. 3에서 압력은

$$\frac{dP}{dx} = 6\eta U \left( \frac{h - h^*}{h^3} \right) \quad (10)$$

으로 표시 할 수 있다. 이때 변수  $h$ 는 평행한 두 평면간의 평균 거리  $h^*$ 와 같은 값이므로

$$\frac{dP}{dx} = 0 \quad (11)$$

inlet을 통한 윤활유는 운동의 진행에 의해 열을 받아 온도가 올라감에 따라 점도는 떨어지고 유체의 체적이 증가함에 따라 제한 된 체적내에서 압력이 증가된다. 여기에 축면 흐름을 무시하

고 Reynolds Eq. 을 적용하면

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} \right) = \frac{d}{dx} \left( \frac{\rho Uh}{2} \right) \quad (12)$$

$x$ 에 관해 적분하면,

$$\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{dP}{dx} = \frac{\rho Uh}{2} + A \quad (13)$$

따라서

$$\frac{dP}{dx} = \frac{6\eta U}{h^2} + \frac{12A\eta}{\rho h^3} \quad (14)$$

$h$ 는 상수이므로 다시 한번 적분하면

$$P = \frac{6U}{h^2} \int \eta dx + \frac{12A}{h^3} \int \frac{\eta}{\rho} dx + B \quad (15)$$

여기서  $A, B$ 는 적분상수 그리고 점도( $\eta$ )와 밀도( $\rho$ )는 운동에 따른 온도상승에 따라 변하므로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\rho = \rho_i + \alpha_i(t - t_i) + \beta_i(t - t_i)^2 + \dots \quad (16)$$

여기서  $\rho_i$ 는 입구에서의 밀도를 나타내며 3 번째항 이하는 무시할 수 있을 정도의 작은 영향을 끼치므로

$$\rho = \rho_i + \alpha_i(t - t_i) \quad (17)$$

여기서 밀도와 온도와의 관계는 선형적이며 베어링에 따른 온도변화 역시 선형적으로 변한다고 가정할 수 있다. 그러므로 밀도변화는

$$\rho = \rho_i + \frac{x}{L}(\rho_0 - \rho_i) \quad (18)$$

여기서  $\rho_0$ 는 출구에서의 밀도값이다.

점도의 경우 온도상승에 따른 저하와 체적의 상승에 따라 압력상승으로 인한 점도상승이 거의 상쇄 된다고 가정하여 점도는 일정하다고 보면 식(18)에서  $\rho' = \rho_0 / \rho_i$ 를 사용하면

$$P = \frac{6\eta Ux}{h^2} + \frac{12A\eta}{\rho_i h^3} \int \frac{dx}{[1 + \frac{x}{L}(\rho' - 1)]} + B$$

$$= \frac{6\eta Ux}{h^2} + \frac{12A\eta L}{\rho_i h^3 (\rho' - 1)} \log_e [1 + \frac{x}{L}(\rho' - 1)] + B \quad (19)$$

$x = 0, x = L$ 에서  $P = 0$ 이므로

$$A = \frac{-Uh\rho_i(\rho' - 1)}{2 \log_e \rho'} , B = 0$$

$$P = \frac{6\eta UL}{h^2} \left[ \frac{x}{L} - \frac{\log_e [1 + \frac{x}{L}(\rho' - 1)]}{\log_e \rho'} \right] \quad (20)$$

여기서

$$\rho' = 1 + \frac{\alpha_i}{\rho_i} (t_0 - t_i)$$

광유에 대해

$$\alpha_i \approx -0.00065 / ^\circ C$$

$$\rho_i \approx 0.9 g/cm^3$$

평행의 표면 베어링의 하중능력은 경사진 표면 베어링의 약 1/3.5[4]이며 베어링에 있어 온도상승 ( $t_0 - t_i$ )은 일반정밀기계 부품에서는  $100^\circ C$  이하이며 대부분의 낮은 하중능력의 경우  $2\sim20^\circ C$  정도이다. 그러나 소성가공의 경우에는  $200\sim450^\circ C$  정도까지 온도상승이 이루어지고 있다.

따라서 열 효과를 고려한 마찰계수는 유체 유통의 경우 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{\tau}{P} = \frac{\eta U}{Ph} = \frac{\eta U}{h} \frac{1}{\frac{6\eta UL}{h^2} \left[ \frac{x}{L} - \frac{\log_e [1 + \frac{x}{L}(\rho' - 1)]}{\log_e \rho'} \right]} \\ &= \frac{h}{6L} \cdot \frac{1}{\left[ \frac{x}{L} - \frac{\log_e [1 + \frac{x}{L}(\rho' - 1)]}{\log_e \rho'} \right]} \end{aligned} \quad (21)$$

## 2.3 마찰 수식 모델의 수치해석 결과

### 2.3.1 수치해석의 계산영역 [5~7]

압출가공의 해석은 가공재인 알루미늄봉과 공구로 구성하여 계산할수 있다. 알루미늄봉은 직경 100mm, 길이 300mm로 하였으며, 다이부의 다이각은  $40^\circ$ 로 하였다. 격자생성은 Hypermesh를 이용하였으며 ABAQUS/Viewer 모듈을 이용한 전처리를 Fig. 5에 나타내었다.

그리고 압출가공을 위한 알루미늄봉과 윤활재에 대한 물성치를 Table 1에 나타내었다.

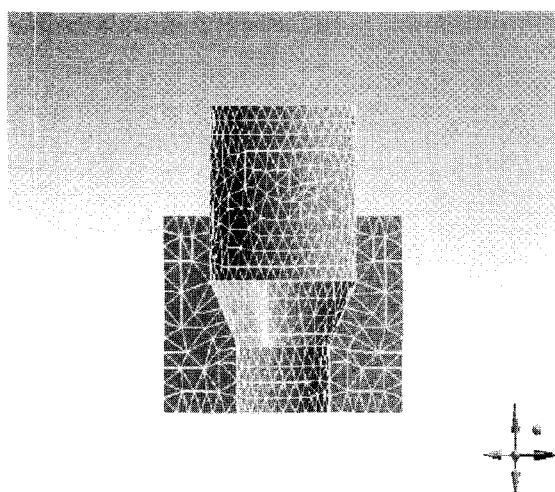


Fig. 5 SolidWorks of the model

Table 1 Property of Extrusion Process

Specific heat at constant pressure	$C_p = 5.86 \times 10^5 \text{ Nmm/kg}^\circ\text{C}$
Density	$\rho = 7.833 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Velocity	$v = 8 \text{ m/sec}$
Temperature difference	$\Delta T = 20 \sim 270^\circ\text{C}$
Stress-Strain	$\sigma = 527.9 \varepsilon^{0.171} \text{ N/mm}^2$
Dynamic viscosity of Lubricant	$\nu = 117.8 \text{ cSt}$ ( $1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ )

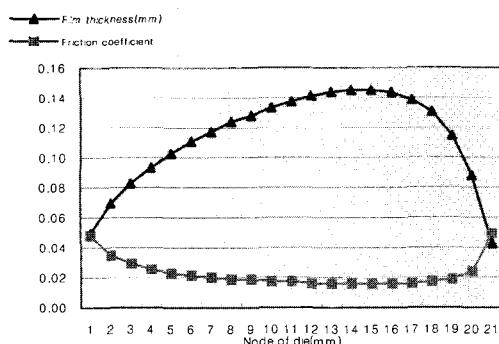


Fig. 6 Film thickness and friction coefficient on location of die length

### 2.3.2 산출코드에 의한 마찰계수산출

마찰계수 산출을 위한 산출코드[8]를 식(21)을 사용하여 작성하였으며 이는 접촉 위치에 따라 마찰계수를 산출하여 그 평균값을 구해 실제 압출가공해석에 적용하였다.

산출된 마찰계수는 Table 2 및 Fig. 6과 같이 0.02280이며, 이 값의 타당성을 위해 실험으로 구한 값[9] 0.023과 비교하면 거의 일치하는 것을 알 수 있다.

또한 이 결과를 소성가공해석 코드인 ABAQUS-Standard 모듈에 적용하였다.

### 2.3.3 산출 마찰계수를 적용한 압출가공 해석

산출코드에 의해 산출된 마찰계수 0.02280을 적용한 압출가공을 해석하였다.

처리과정은 ABAQUS/Standard모듈을 사용하였으며, 후처리는 ABAQUS/Viewer모듈을 사용하였고 결과로는 열발생에 의한 온도분포는 Fig. 7와 폰미세스 (Von Mises) 유효응력 결과는 Fig. 8에 각각 나타내었다.

## 3. 결 론

압출(Extrusion)에 있어서 재료의 변형은 재료와 공구 사이의 윤활에 커다란 영향을 받는다. 특히 압출 한계 및 주름살의 발생조건에 중대한 영향을 끼치며 압출 조건, 형상 등에 따라 크게 다르다. 현재까지 현장에서 사용하는 일률적인 마찰계수 적용을 탈피하고 적절한 마찰계수를 적용함으로써 효과적인 윤활방법을 가공에 적용하여 보다나은 소성가공 생산기술을 확립할 수 있다.

본 마찰계수 산출 수식모델은 다음과 같은 경우의 문제를 해결하는데 크게 이바지 할 수 있다.

(1) 유체 윤활영역의 평행표면의 온도 측정식을 개발하여 사용하는 경우 실험치와 잘 일치하는 마찰계수를 얻을 수 있음.

(2) 마찰계수의 산정으로 인해 압출을 위한 최대압축 압력, 윤활류 선정, 프레스 행정 속도 등을 최적의 상태로 조정할 수 있게 되어 경제적인 압출(Extrusion)가공이 가능함.

위와 같이 적정 마찰계수를 선택 적용함에 따라 소성가공의 윤활조건을 효과적으로 적용할 수 있다는 장점이 있다. 본 연구에서는 소재와 공구사이의 마찰계수를 구하는 마찰계수산출 수식 모델을

Table 2 Result of friction coefficient by PFA(Plane Friction Analysis) calculation code

Description	Position of die (mm)	Temperature difference (°C)	Thermal influence density (kg/mm^3)	Viscosity(Pas)	Film thickness	Friction coefficient
Transfer distance (mm)	130.000	8.0811	61.9429	0.9553	0.000117	0.0498
Length of die (mm)	169.703	16.1622	62.4532	0.9549	0.000117	0.0690
Die angle (DEG)	40	24.2433	62.9635	0.9545	0.000117	0.0827
Density (kg/mm^3)	0.900	32.3244	64.1422	0.9537	0.000117	0.0937
Coefficient of thermal influence (a) (/°C)	-0.00065	40.4055	65.3209	0.9528	0.000117	0.1026
Velocity (mm/s)	8000.000	48.4866	67.3975	0.9513	0.000117	0.1105
Dynamic viscosity (cSt)	117.800	56.5676	69.4741	0.9498	0.000116	0.1171
Yielding stress (MPa)	500.000	64.6487	72.7149	0.9475	0.000116	0.1235
Die stress (MPa)	392.976	80.8109	80.7043	0.9417	0.000115	0.1338
Die/yielding stress ratio	0.7860	72.7298	75.9558	0.9451	0.000116	0.1286
	88.8920	85.4530	0.9383	0.000115	0.1377	0.0170
	96.9731	92.1391	0.9335	0.000114	0.1416	0.0164
	105.0542	98.8252	0.9286	0.000114	0.1439	0.0161
	113.1353	107.9419	0.9220	0.000113	0.1460	0.0158
	121.2164	117.0586	0.9155	0.000112	0.1457	0.0157
	129.2975	129.1023	0.9066	0.000111	0.1442	0.0157
	137.3786	141.1459	0.8981	0.000110	0.1391	0.0161
	145.4597	156.4171	0.8870	0.000109	0.1305	0.0170
	153.5408	171.6884	0.8760	0.000107	0.1147	0.0191
	161.6219	191.0746	0.8620	0.000106	0.0878	0.0245
	168.0059	210.4609	0.8480	0.000104	0.0431	0.0491
	Average temperature difference (°C)	Average thermal influence density (kg/mm^3)	Average viscosity (Pas)	Average film thickness (mm)	Average friction coefficient	
	98.6958	0.9287	0.00011384	0.1136	0.0228	

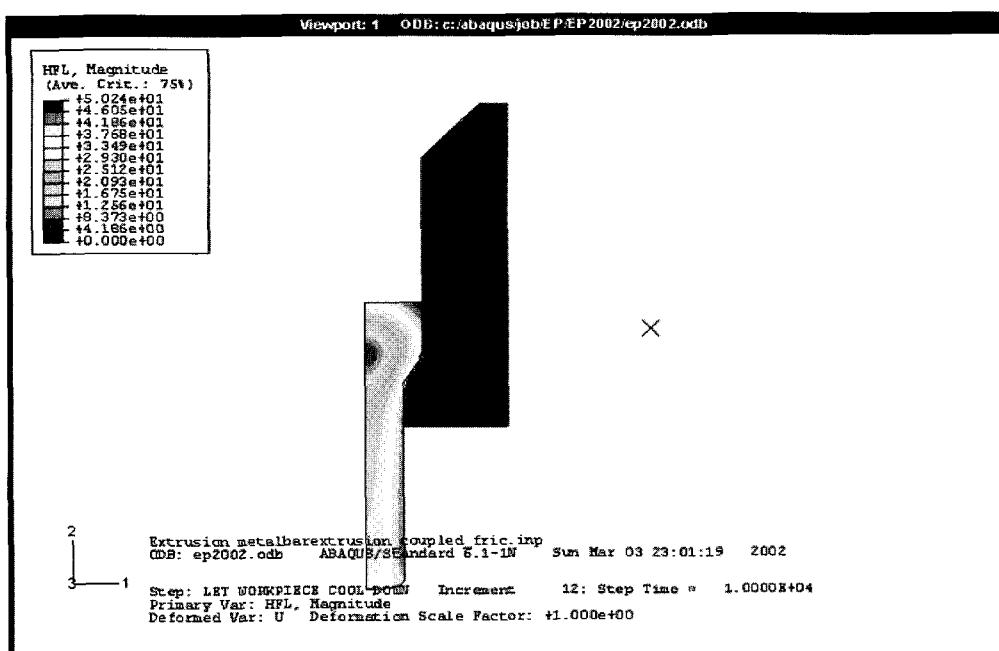


Fig. 7 Distribution of heat generation by Extrusion

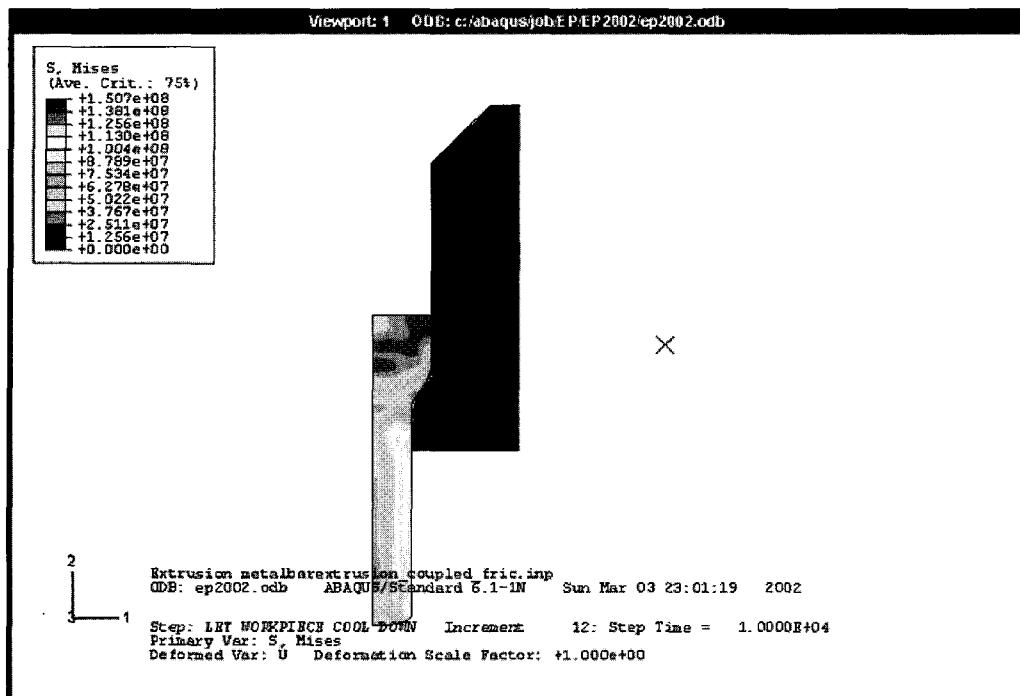


Fig. 8 Distribution of Von Mises effective stress

개발하였으며, 이는 압출가공의 최적 윤활조건을 제공하여 효과적으로 가공될수 있도록 도와주는데 기여 할 것이다.

### 참 고 문 헌

- [1] 오박균, 2002, 기계 부품 접촉 구동부의 에너지 절약형 마찰처리 수식모델 개발, 에너지 관리 공단 연구보고서, pp. 2~3.
- [2] 오박균 외 2 인, 2002, 압출성형을 위한 마찰수식모델에 관한 연구, 한국소성가공학회지, 2002년도 제 5 회 압출 및 인발 가공 심포지엄 발표 논문집, pp. 17~22.
- [3] Park kyoun Oh, 1999, A study on the Numerical Fiction Model Development For the Deep Drawing, KSME Choong chung Province Fall conference proceeding, pp. 142~151.
- [4] J. Halling, 1978, Principles of Tribology, Macmillan Press Ltd. p. 237.
- [5] G. D. S MacLellan, 1948, J. Iron & Steel Inst., 158, p. 347.
- [6] ABAQUS, 2001, User's Manual/ Standard/ POST, HKS.
- [7] Hypermesh , 2001, User's Manual. Altari Computing.
- [8] 프로그램 등록번호 2002-01-120-000915.
- [9] Tribology in Deformation process, 1988, (사)일본 소성가공학회 발간, p. 106.