

원통 결합부의 열특성 최적설계를 위한 예측 시뮬레이션 방법

(Simulation Method for Thermal Appropriate Design of Compound Cylinder using Bondgraph Modeling)

민승환*, 박기환, 이선규(광주과학기술원 기전공학과)

Seung Hwan Min*, Kyi Hwan Park, Sun Kyu Lee(K-JIST)

Keywords : Bondgraph(본드그래프), Thermal resistance(열저항), Thermal capacitance(열용량), Shrink fitting(열박음), Negative clearance(부간극), Contact pressure(접촉압력), Thermal contact resistance(열접촉저항)

Abstract : A thermo-elastic system in the production machine has highly nonlinear dynamic characteristics. In general, the finite element method is utilized for accurate analysis. However, it requires large computing time. Thus, thermo-elastic systems are usually modeled as electric and fluid system using lumped parameter. In this paper, we propose the bondgraph model and transient simulation methodology of thermo-elastic system in consideration of various boundary and joint contact conditions. Consequently, the proposed method ensures a possibility of its on-line compensation about undesirable phenomena by using real time estimate process and electronic cooling device for thermal appropriate behavior. Thermo-elastic model consisting of bush and shaft including contact condition is presented.

1. 서론

공작기계의 열특성 적합설계를 하는데 있어서 가장 어려운 점은 공작기계에 가해지는 운전부하가 단속적이고 그 크기가 자주 변하며 기계를 둘러싼 주위 환경의 변화가 매우 크다는 것이다. 공작기계 기본설계 단계에 있어서 이러한 복잡한 조건변화에 대한 구조물의 열특성 예측을 위해서는 유한요소법과 같은 정밀한 해석방법은 훨씬 비효율적이기 때문에 오래 전부터 전기회로모델¹⁾과 수조모델²⁾이 제시되었다. 이는 열전달현상을 모델링(modeling)하는데 있어서는 역학적인 물리량과 전기적인 물리량이 상사성(analogy)을 갖듯이 열적시스템의 물리량과 전기적인 시스템 또는 유체시스템의 물리량과의 상사성을 이용한 모델링 방법이다. 그러나 이와 같은 모델의 경우 순수한 열전달 현상을 모델링하는데는 충분하지만, 열변형이나 열응력 및 접촉결합부의 역학적 특성 변화를 포함하는 열탄성 특성을 예측하는 데는 다음과 같은 점을 고려해서 새로운 모델의 사용이 요구된다.

1. 열탄성 시스템에 있어서는 열변형이나 열응력과 같이 물리적인 단위계가 상호교차하는 경우를 포함한다.
2. 정밀기계의 열적특성에 있어서는 열의 흐름(heat flow) 뿐만 아니라 열변형(thermal deformation)과 열응력(thermal stress) 변화를 수반하므로 그에 따른 결합부의 변형도(compliance) 및 접촉열저항(thermal contact resistance)에 비선형적인 변화를 가져온다.

위와 같은 점을 바탕으로 열특성 모델링에 본드그래프(bondgraph) 소자를 정의하여 사용하기로 한다. 무엇보다도 본드그래프를 이용하는 경우의 이점으로는 여러 가지 물리량과의 호환성과 모델을 구성하는 소자의 추가 삭제가 편리하고, 비선형적인 가변성의 원인과 결과 관계의 모델링이 용이하다는 점을 들 수 있다. 이러한 성질을 이용하여 본 연구에서는 공작기계의 열특성에 대한 예측수단으로서 특히 부시(bush)-축(shaft)과 같은 이중원통결합부 구조를 본드그래프 모델링(bondgraph modeling)한 후, 열전달에 의한 결합부의

접촉압력 및 접촉열저항 변화에 대한 검토 결과와 모델의 유효성을 제시하고자 한다.

2. 본드그래프(Bondgraph) 열 소자의 구성

본 절에서는 열탄성시스템 모델링에 적합한 본드그래프 소자를 정의하고 기본적인 해석방법을 제시하고자 한다. 열탄성시스템에 있어서의 기본적인 본드그래프 소자로는 다음과 같은 것이 있다.

Table 1. Basic bondgraph elements of thermal system

Element Type	Notation
Source Element	$Q \longrightarrow T \longrightarrow$
Junction Element	$\longrightarrow 0 \longrightarrow \longrightarrow I \longrightarrow$
Resistance Element	$\longrightarrow R$
Capacitance Element	$\longrightarrow C$
Contact Resistance Element	$\longrightarrow MRc$

이 모델들은 기존의 기계시스템이나 전기기시스템의 모델과 유사하지만 열모델 적용에 있어서 각 소자를 결정하는 물성치와 결정방법은 다르다. 따라서 각각의 소자에 대해서 정의를 내리고 그 물성치에 대해서 알아 볼 필요가 있다.

i. 소스소자(Source Element)

본드그래프란 본질적으로는 파워(power)의 흐름을 도식화해서 나타낸 것이다. 이 파워의 흐름은 흔히 에포트(effort)와 플로우(flow)라는 두 변수로 나타내어 진다. 여기서 전달되어지는 파워를 $\Phi(t)$ 라고 할 때 에포트와 플로우 변수사이에는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\Phi(t) = e(t) f(t) \tag{1}$$

where $e(t)$: effort variable
 $f(t)$: flow variable

제안하는 열탄성 시스템모델에서는 온도를 에포트로 열량을 플로우로 사용하기로 한다.

$$\begin{aligned} e(t) &= T(t) [K] \\ f(t) &= Q(t) [W] \end{aligned} \quad (2)$$

where $K=Kelvin$

여기서는 식 (1)에서와 같이 에포트와 플로우의 곱이 파워가 되지 않는다. 플로우 자체가 파워의 단위이다.

$$\Phi(t) [W] = e(t) f(t) [WK]$$

위와 같이 곱이 파워가 되지않는 에포트와 플로우를 이용한 슈도본드그래프(pseudo bond graph)³⁾를 이용하여 열탄성 시스템을 모델링하기로 한다.



Fig. 1 Effort and flow source element

본드그래프에서 에포트와 플로우 소스는 Fig 1과 같이 모델링된다. 여기서 에포트와 플로우소스의 단위는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_m &: \text{Temperature [K or } ^\circ\text{C]} \\ Q_{in} &= q_{in} \times A : \text{Heat Flow Rate [W]} \end{aligned}$$

where $q_{in} : \text{Heat Flux [W/m}^2]$

$$A : \text{Cross-section Area [m}^2]$$

ii. 연결소자(Junction Element)

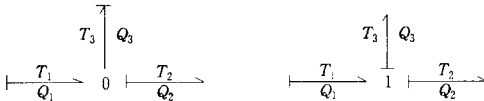


Fig. 2 Common effort and flow junction

Common effort junction이라고 불리우는 0-junction과 common flow junction이라고 불리우는 1-junction은 본드그래프의 effort term과 flow term간에 다음과 같은 관계식을 만족시킨다.

$$0\text{-junction : } \begin{aligned} T_1 &= T_2 = T_3 \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3 \end{aligned} \quad (3)$$

$$1\text{-junction : } \begin{aligned} T_1 &= T_2 + T_3 \\ Q_1 &= Q_2 = Q_3 \end{aligned} \quad (4)$$

iii. 열저항소자(Thermal Resistance Element)

Table 2. Contact resistance in each element

type	Resistance	Direction
Plane wall	$R_{th} = \frac{\Delta x}{kA} \quad [K/W]$	axial
Ring	$R_{th} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} \quad [K/W]$	radial
Cylinder	$R_{th} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} \quad [K/W]$	radial
	$R_{th} = \frac{L}{kA} \quad [K/W]$	axial
Convection	$R_{th} = \frac{1}{hA} \quad [K/W]$	radial or axial

where $A : \text{단면적(cross-section area) [m}^2]$

$\Delta x : \text{두께(thickness) [m]}$

$r_o : \text{outer radius of ring and cylinder [m]}$

$r_i : \text{inner radius of ring and cylinder [m]}$

$L : \text{width of ring and length of cylinder [m]}$

$k : \text{thermal conductivity of material [W/mK]}$

$h : \text{heat convection coefficient [W/m}^2\text{K]}$

열모델에 있어서 저항소자는 온도감소(temperature drop)가 발생하는 소자로서 그 종류는 Table 2에 제시한다. 이 열저항은 요소의 기구학적형상과 열전도 계수를 이용하여 결정한다. 실린더형상인 경우는 반경방향의 열전달인 경우에는 링과 같이 보고 축방향의 열전달을 고려하는 경우에는 평판과 같이 해석한다. 또 물체표면의 온도와 주위환경 즉, 대기의 온도차에 의해서 물체표면에서 대류 열전달이 발생하는데 이를 대류 열저항(convection resistance)으로 표현한다.

iv. 열용량소자(Thermal Capacitance Element)

한 소자에 유입된 열량은 일부는 그 소자의 온도를 높이는 데 사용되고 일부는 다음 소자로 빠져나가게 된다. 이때 온도상승을 일으키는 열량의 축적을 열용량 소자를 사용해서 표현할 수 있다. 어떤 물체의 열용량은 다음과 같이 결정된다.

$$C_{th} = cpV = mc \quad (5)$$

where $c : \text{specific heat of material [J/kgK]}$

$\rho : \text{density of material [kg/m}^3]$

$V : \text{volume [m}^3]$

이 열용량은 앞에서 언급한 열저항과 각각 분리되어 존재하는 것이 아니고 물체에는 열저항과 열용량이 항상 동시에 존재한다.

v. 접촉열저항소자(Thermal Contact Resistance Element)

한 물체내에서 구분된 요소 간의 열전도와는 달리 두 물체의 접촉면에서는 접촉면의 접촉상태에 의해서 온도구배의 점프(jump)현상과 열전달량의 비선형적인 변화가 발생한다. 접촉면의 이러한 특징을 모델링할 수 있는 접촉열저항소자를 아래와 같이 정의한다.

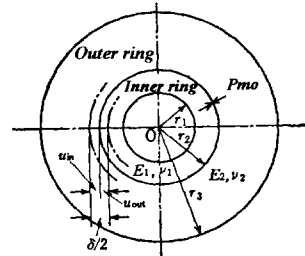


Fig. 3. Shrink fitting of bush and shaft

다음의 Fig 3 과 같은 두 링의 반경방향으로의 접촉을 생각해 보자. 이 접촉은 베어링 부쉬와 축의 억지끼워맞춤(shrink

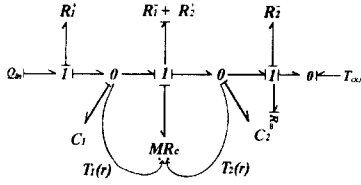


Fig. 4 Bondgraph model of two compound ring with contact surface.

fitting)에 의한 것이다. 이것을 MR_C 과 액티브본드(active bond)³⁾로써 본드그래프 모델에 사용하였고 Fig. 4에 나타내었다. 초기 열박음에 의한 접촉부의 부간극(negative clearance) δ ,는 두 링의 접촉면에 P_C^{SH} 의 접촉압력을 걸리게 한다. 운전상태에 따라서 링의 반경방향으로의 온도분포가 계속해서 변하는 경우 이에 따른 부간극의 변화와 접촉압력의 변화를 야기시킨다. 이 접촉압력 P_C 는 정밀기계요소와 구조물의 강성 및 동특성과 바로 직결되기 때문에 열탄성 모델에 있어서 아주 중요한 요소가 된다. 접촉열저항요소 MR_C 에 대해서 다음과 같이 정의하기로 한다.

step 1. 초기접촉조건(Initial Contact Condition)

부간극을 δ 라고 할 때 접촉압력 P 는 식 (6)과 같이 결정된다.

$$P = \frac{\delta}{2r_2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_1} \left[\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu_1 \right] + \frac{1}{E_2} \left[\frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} - \nu_2 \right]} \quad (6)$$

where P : contact pressure [Pa = N/m²]
 E_i : Modulus of Elasticity of material i [N/m²]
 ν_i : Poisson's ratio of material i

이때 접촉압력 P 를 이용해서 접촉 열저항을 구하는 방법은 Jerzy Jedrzejewski⁵⁾의 실험식을 사용하기로 한다.

$$\dot{h}_C = \frac{6.67 \times 10^4 \times \left(\frac{P}{Hb} \right)^{0.75}}{\frac{r_{z1}}{k_1} + \frac{r_{z2}}{k_2}} + \frac{5.65 \times 10^4}{\left(\frac{r_{z1} + r_{z2}}{k_{air}} \right)^{0.4} + [1 + 0.178 \times \left(\frac{K}{k_{air}} \right)^{0.25}]} \quad (7)$$

where h_C : convection coefficient of contact area [w/m²K]
 E_i : modulus of elasticity [Pa]
 r_{z_i} : roughness of contact area [μ m]
 k_i : thermal conductivity of material [W/mK]
 k_{air} : thermal conductivity of air 0.02533 [W/mK]
 k_{oil} : thermal conductivity of oil 0.1435 [W/mK]
 HB : Brinell hardness [Pa]
 $K=0$ when $w_{z1} + w_{z2} < r_{z1} + r_{z2}$
 w_{z_i} : waveness of contact surface [μ m]

따라서 접촉 열저항은 다음과 같다.

$$MR_C = \frac{1}{h_C \times A} \quad [K/W] \quad (8)$$

where A : contact area

즉, 주어진 부간극 δ 로부터 식(6)~ (8)을 통해서 접촉열저항 요소의 초기 상태 P 와 MR_C 를 구할 수 있다.

step 2. 과도상태(Transient State)

운전상태에 따라서 링의 반경방향으로의 온도구배가 변하면서 부간극이 변하는 경우, 부간극의 변화량과 접촉압력의 변화를 계산해야한다. 이는 중공축에 관한 Love의 변위 관계식⁶⁾으로부터 구할 수 있다.

• 반경방향 임의의 위치 r 에서의 열변형 변위 U_r

$$U_r = \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha}{r} \cdot \int_0^r \Delta T(r) r dr + D_1 r + \frac{D_2}{r} \quad (9)$$

$$D_1 = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha}{b^2 - a^2} \cdot \int_a^b \Delta T(r) r dr - \nu k_2$$

$$D_2 = \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha a^2}{b^2 - a^2} \cdot \int_a^b \Delta T(r) r dr$$

where a : inner radius of ring [m]

b : outer radius of ring [m]

ν : poisson's ratio

k_2 : When axial deformation considered ,

$$k_2 = -\frac{2\alpha}{b^2 - a^2} \int_a^b \Delta T(r) r dr. \text{ In other case, } k_2 = 0$$

α : thermal expansion coefficient [m/K]

식(9)에서 사용되는 적분식은 다음과 같다.

$$\int_0^r \Delta T(r) r dr = \frac{\Delta T(a) a^2}{2} + \frac{\Delta T(b) - \Delta T(a)}{\ln(b/a)} \cdot \frac{r^2}{2} \cdot \left(\ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} \right)$$

$$\int_a^b \Delta T(r) r dr = \frac{\Delta T(b) b^2 - \Delta T(a) a^2}{2} - \frac{\Delta T(b) - \Delta T(a)}{4 \ln(b/a)} (b^2 - a^2)$$

$$\int_0^a \Delta T(r) r dr = \frac{\Delta T(a) a^2}{2} - \frac{\Delta T(b) - \Delta T(a)}{\ln(b/a)} \cdot \frac{a^2}{4}$$

따라서 Fig. 3에 대한 과도상태에서의 부간극의 변화를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta = \delta_i - 2 \times [U_{r_i, out} - U_{r_i, in}] \quad (10)$$

where $U_{r_i, out}$: 바깥쪽 링의 온도구배에 의한 r_i 의 변화량

$U_{r_i, in}$: 안쪽 링의 온도구배에 의한 r_i 의 변화량

위 식을 식 (6)에 대입하면 링의 온도 분포에 따른 접촉압력의 변화를 구해 낼 수 있다. 접촉열저항을 구하는 알고리즘을 Fig. 5에 플로우차트(flow chart)로 정리하였다.

T.F.Lemezck와 M.M.Yovanovich⁷⁾가 다음의 열탄성 경계 조건을 이용하여 Compound Cylinder에 대해 제시한 열탄성 변위식과 비교해보면 다음과 같다.

Elastic Boundary Conditions

$$\begin{aligned}
 r = r_1, & \quad \sigma_{rr} = P_{INT} \\
 r = r_2, & \quad \sigma_{rr} = P_C \\
 r = r_2, & \quad U_{r_2, out} = U_{r_2, in} \\
 r = r_3, & \quad \sigma_{rr} = P_{EXT}
 \end{aligned}$$

Thermal Boundary Conditions

$$\begin{aligned}
 r = r_1, & \quad h_1(T_1 - T_\infty) = k_1 \frac{dT_1}{dr} \\
 r = r_2, & \quad k_1 \frac{dT_1}{dr} = h_c [T_2 - T_1] \\
 r = r_2, & \quad k_1 \frac{dT_1}{dr} = k_2 \frac{dT_2}{dr} \\
 r = r_3, & \quad k_2 \frac{dT_2}{dr} = h_o(T_\infty - T_2(r))
 \end{aligned}$$

where P_{INT} : Internal Pressure
 P_{EXT} : External Pressure
 T_∞ : Internal and external convection temperature

T.F.Lemezck와 M.M.Yovanovich는 이를 이용하여 식(11)을 접촉압력의 변화를 계산하는 방법으로 사용하였다.

$$P_c = \sigma_{rr} + P_c^{SH} \tag{11}$$

where P_c^{SH} : Initial contact pressure resulted from shrink fitting

$$\sigma_{rr} = \frac{E_1}{(1 + \nu_1)(1 - 2\nu_1)} [(1 - \nu_1)\epsilon_{rr} + \nu_1\epsilon_{\theta\theta} - (1 + \nu_1)\alpha_1\Delta T_1(r)]$$

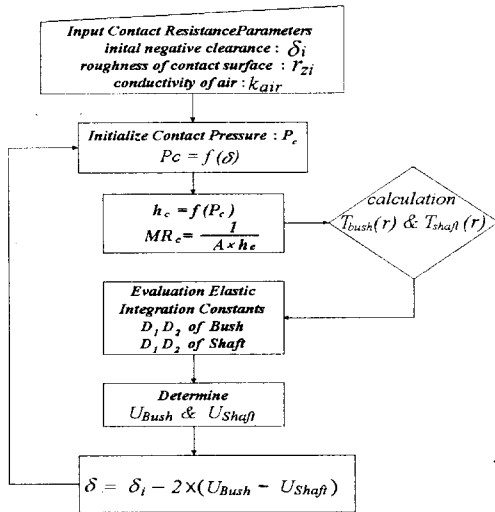


Fig. 5 Contact resistance calculation process

이에 비해서 Fig. 5에서 제시한 방법은 부간극량을 직접 상 대면위량으로부터 산출하여 이용하므로 직관적으로 이해하기 가 좋으며 이중원통결합부의 대표적인 식(6)으로 접촉압력을 계산해주므로 부간극의 거동을 정확히 예측할 수 있다면 실 제와 가장 비슷한 열탄성시스템의 거동을 예측할 수 있다.

3. 부쉬-축의 본드그래프 모델링과 시뮬레이션

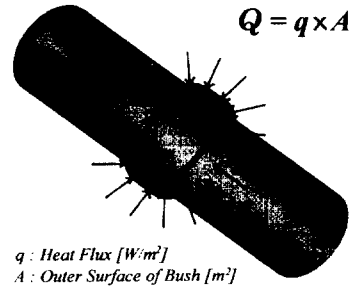


Fig. 6 Bush and shaft model

Fig. 6의 부쉬와 축으로 구성되어 있는 열탄성시스템을 고려 해보자.

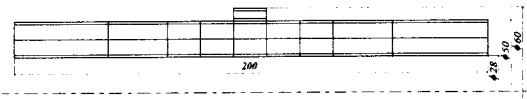


Fig. 7 Elements Structure of Bush and Shaft

이 모델에 대하여 Fig. 7 과 같이 요소를 구분하여 본드그 래프모델링과 해석방법에 대해 검토해보기로 한다.

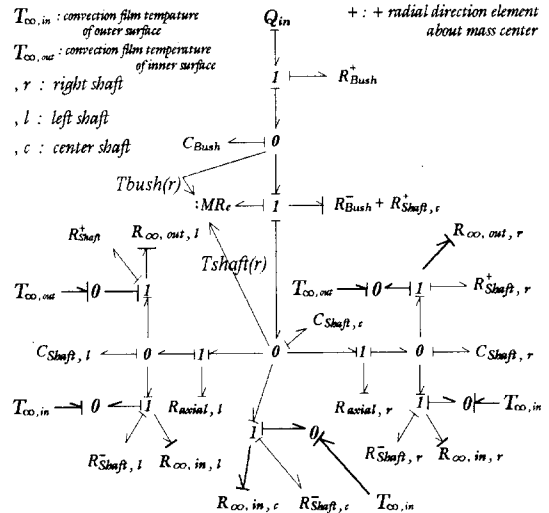


Fig. 8 Simplified bondgraph about bush-shaft model

두께 5mm의 부쉬는 반경방향에 대해서 1, 3, 1 mm 간격으 로 3개의 링 요소로 구성된다. 내외경 $\phi 28 \sim \phi 50$ mm의 축 (shaft)은 반경방향의 열전달 뿐만 아니라 축방향(axial direction)으로의 열전달도 고려해서 반경방향 1, 4.5, 4.5 1 mm 간격으로 4요소, 축방향 40, 25, 14, 14, 14, 14, 25, 40 mm 간격으로 9요소로 총 36개의 요소로 나뉘어 있으며, 열 적·역학적 경계와 접촉요소는 작은 크기로 구분하였다. Fig. 8에 열탄성시스템의 간략화된 본드그래프모델을 제시하였다.

4. 시뮬레이션 결과

본 절에서는 Fig. 8과 같이 모델링된 열탄성 시스템에 대하여 C language로 만든 열탄성 시뮬레이션 프로그램을 이용한 결과에 대하여 언급하고자 한다. 이 열탄성 모델의 경계조건은 Table 3 과 같다.

Table 3. Boundary Condition and Material Combination

	부위의 재질	축의 재질	Environmental Condition	유입열량
case a	SM45C	SM45C	$h_o : 75 [m^2W/K]$ $h_i : 5 [m^2W/K]$	$Q = 50 [W]$
case b	기능성부품 (Fe-Cu-6-4)	SM45C	$h_o : 75 [m^2W/K]$ $h_i : 5 [m^2W/K]$	$Q = 50 [W]$
case c	SM45C	SM45C	$h_o : 75 [m^2W/K]$ $h_i : 500 [m^2W/K]$	$Q = 50 [W]$
case d	기능성부품 (Fe-Cu-6-4)	SM45C	$h_o : 75 [m^2W/K]$ $h_i : 500 [m^2W/K]$	$Q = 50 [W]$

where h_o : convection coefficient of outer surface of shaft
 h_i : convection coefficient of inner surface of shaft

위 Table 3에서 h_o 가 $75[m^2W/K]$ 인 경우는 축의 회전에 의한 대류효과를 h_o 가 $500[m^2W/K]$ 인 경우는 냉각수 등에 의한 강한냉각을 고려해 준 경우이다. 여기서 기능성 부품이란 급속시작(RapidTooling Process)으로 제작된 Fe:Cu = 6:4 비율의 초두랄루민(super duralumin)의 경도를 지닌 부품으로서 급속시작에 의해 실용화가 시작된 이 기능성 부품에 대해 열탄성 시뮬레이션을 수행함으로써 열특성 개선을 위한 부품의 활용가능성에 대해 검토하려 한다. SM45C와 기능성 부품의 각각의 물성치를 Table 4에 제시한다.

Table 4. Material Properties of Bush and Shaft

Symbol	Material Property	SM45C	기능성부품
E	Modulus of Elasticity [G Pa]	190	145.6
ν	Poisson's Ratio	0.3	0.318
ρ	Mass Density [kg/m ³]	7850	8912
k	Thermal Conductivity [W/mK]	50.8	302.52
c_p	Specific Heat [J/kgK]	486	430
α	Thermal Expansion Coefficient [1/°C]	11.6×10^{-6}	13.8×10^{-6}
HB	Brinell Hardness [N Pa]	1667	1176.8

Table 5. Simulation Condition

Initial Negative Clearance	$\varphi 8 \mu m$
Roughness of Contact Surface of Bush and Shaft	$1 \mu m$
Conductivity of Air [W/mK]	0.02533
Room Temperature	20 °C
Time Step	0.01 sec
Simulation Time	30 min

시뮬레이션 입력조건은 Table 5와 같다. 여기서 타임스텝(time step) dt 는 차분법계산의 안정조건에 의해서 식 (13)를 이용하여 결정하였다. 각 요소에 대하여 식(12)와 같은 상태방정식을 구한 경우,

$$\dot{T}_{[i][j]} = A_{[i][j]}T_{[i][j]} + B_{[i][j]} \quad (12)$$

안정 조건은 다음과 같다.

$$dt \leq \frac{-1}{\sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} A_{[i][j]}} \quad (13)$$

로써 계산간격을 0.01 sec 로 선정하였다.

먼저 각 경우에 대해서 부쉬와 축의 온도변화를 Fig. 9에 나타낸다. 이때 열유입 경과 30분후의 값을 정리하면 Table 6 과 같다.

Table 6. Volumetric average temperature change.

	Number	Name	Initial Temperature [°C]	Final Temperature [°C]
case a	i	bush	20	57.60
	iv	shaft(ring)	20	54.07
case b	ii	bush	20	57.00
	iii	shaft(ring)	20	54.22
case c	v	bush	20	37.21
	vii	shaft(ring)	20	33.52
case d	vi	bush	20	36.16
	viii	shaft(ring)	20	33.52

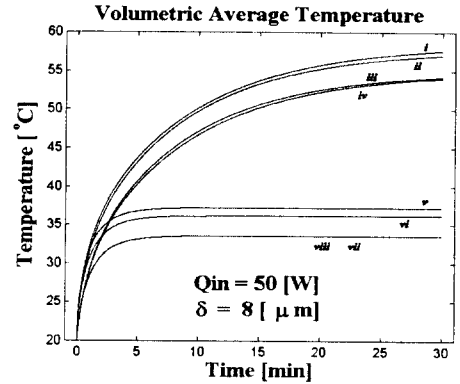


Fig. 9 Volumetric average temperature of bush and shaft(ring) in each case.

이때 각각의 경우에 대하여 부간극, 접촉압력, 접촉열저항의 변화를 Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12에 나타내었다.

Table 7. Several Phenomena in Contact Surface

	Negative Clearance [μm]		Contact Pressure [MPa]		Thermal Contact Resistance [K/W]	
	initial	final	initial	final	initial	final
case a	8	6.18	4.075	3.146	0.0168	0.0192
case b	8	2.55	3.286	1.044	0.0110	0.0204
case c	8	6.05	4.075	3.081	0.0168	0.0194
case d	8	4.88	3.286	2.004	0.0110	0.0146

Fig. 9와 Table 6으로부터 기능성부품 부쉬와 SM45C축을 사용한 경우(case b)는 부쉬-축에 모두 SM45C를 사용한 경우(case a)에 비해서 온도 상승이 $0.6^{\circ}C$ 정도 작으며 반면에 축의 온도상승은 약간 큰 편이다. 이는 기능성재료에 의한 접촉열전도율의 개선효과가 있음을 나타내고 있다. 반면 Table 7, Fig. 11, Fig. 12에 보이는 바와 같이 열유입이 경과함에 따라서 부간극의 크기가 감소하고 이와함께 접촉압력의 감소, 접촉열저항의 증가 현상에 현저한 차이를 보여주고 있다. 즉, case b의 경우에 있어서 접촉압력은 초기치의 30% 근방까지 저하함으로써 case a의 경우에 비하여 2배 이상의 압력저하를 보이고 정상압력에 도달하는 시간도 30분이상 걸리므로 case a에 비해서 5~6배 이상의 시간이 걸리는 특이한 현상을 보여주고 있다.

5. 결론

본 논문에서는 복잡한 기계운전중에 발생하는 열유입에 의한 접촉결합부의 접촉압력변화 및 접촉열저항의 변화를 예측하기 위해 본드그래프를 사용하여 열적시스템을 모델링하여 제시하였으며 제시된 모델을 사용하여 수치 시뮬레이션을 수행한 결과 여러 가지 경우에 대한 열탄성특성을 단시간에 검토할 수 있는 모델의 유효성을 확인하였다. 또한 시뮬레이션 결과 다음과 같은 유익한 설계 자료를 얻었다.

- 1) 이중원통 결합부에 있어서 열유입이 존재하는 경우 접촉압력은 재료조합에 따라 25%~75%의 변화를 초래할 수 있다.
- 2) 열전도성이 높은 기능성재료를 사용할 때에는 SM45C를 사용할 때보다 접촉압력의 변화가 3배 이상 크며 일정압력에 도달하는데 5배이상의 시간이 소요된다.
- 3) 이와 같은 접촉압력의 변화는 적절한 냉각방식에 의하여 크게 억제할 수 있다.

참고문헌(Reference)

- 1) 西脇信彦 : 熱變形の制御と評價技術, Proc. 3rd. IMEC(1988), 62.
- 2) 千輝淳二, 垣野義昭 : 工作機械の溫度制御に關する研究 (第5報, 主軸頭内の熱流分布), 精密工學會誌, 55-8 (1989), 1397.
- 3) Dean C. Karnopp, "System Dynamics - A Unified Approach" 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc. p56~61.
- 4) 木岡寛臣, "現代材料力學", 朝倉書店, p159 eq. (8-16)~(8.19)
- 5) Jerzy Jedrzejewski, Wojciech Modrzycki ; "A New Approach to Modelling Thermal Behaviour of a Machine Tool under Service Condition", Annals of the CIRP Vol. 41/1/1992. p 455.
- 6) Yoitiro TAKEUTI, "Analysis of Thermal Stresses", H 新出版, p.76~81.
- 7) T.F.Lemezck and M.M.Yovanovich, "New Models and Methodology for Predicting Thermal Contact Resistance in Compound Cylinders and Fin-Tubes", ASME Dec,1986.
- 8) NIKKEI MECHANICAL 1995. 12. 25 no 470 p67~69

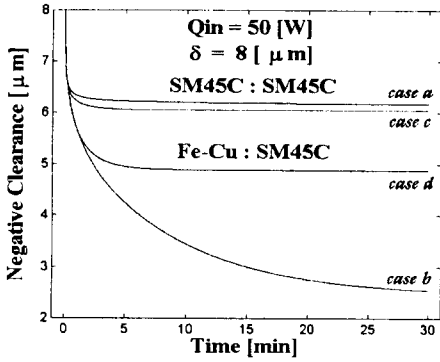


Fig. 10. Negative clearance change in each case

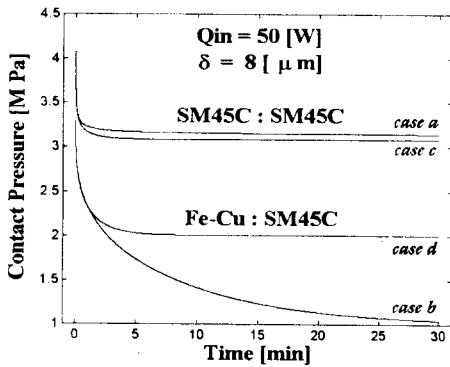


Fig. 11 Contact pressure change in each case

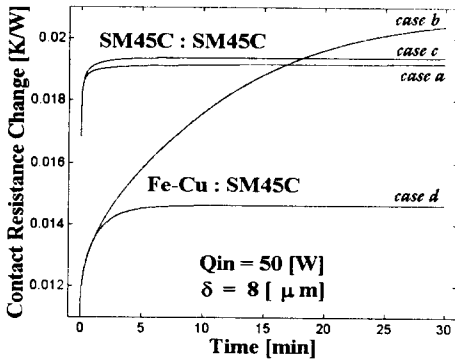


Fig.12 Contact resistance change in each case

다음으로 case c, d에서는 축 중공부내부에 $500 [W/m^2K]$ 정도의 냉각을 실시한 경우에 대해서 검토하였다. 그 결과 정상 온도까지 도달하는데 걸리는 시간이 약 30분에서 4분정도로 단축되었으며 특히 기능성부품을 부위로 사용한 경우에 있어서는 중공축에 냉각을 실시함으로써 접촉압력의 저하를 50% 까지 억제할 수 있으며 정상압력 도달시간 단축에도 크게 효과가 있음을 보여주고 있다.