한국공작기계학회 2002 춘계학술대회 논문집 pp. 134~139

모터사이클 브레이크의 열변형 해석을 위한 지원 프로그램의 개발

Development of Motorcycle Brake Design Aided Program for Thermal Analysis

박시형*, 강석현* 이성수**

* 건국대학교 대학원 기계설계학과 (E-mail : parksh@kkucc.konkuk.ac.kr)
** 건국대학교 공과대학 기계설계학과 (E-mail : sslee@kkucc.konkuk.ac.kr)

ABSTRACT

Motorcycle industry, for its competitive position, depends on part design technology. This part design has a bulky amount of data and asks the accumulation of advanced technical skill and experience, and fragmentary technical application is not enough to get to the kernel of a problem.

Therefore, the improvement of proper productivity - the starting point of engineering design - and useful Design Methodology for products manufacturing are needed.

Thus this paper is aimed to create a program that outputs dynamic characteristics of a vehicle when the data from fully understanding on motorcycle's brake system and induced formula for brake design are inputted.

Keyword : Motorcycle(이륜차), Simulation Program(시뮬레이션프로그램), Braking Force(제동력), Line Brake Pressure, Stopping Distance(제동거리), FEM, Heat Transfer(열전달), Heat Flux(열속)

1. 서 론

모터사이클 산업의 경쟁력은 부품설계기술에 의하여 좌우된다고 할 수 있다. 부품설계는 모터사이클의 동적 특성 뿐 아니라 제동 시 발생하는 여러 가지 열에 의한 응력 및 변형률 그리고 진동에 의한 소음까지도 고려해야 한다. 그러나, 디스크 브레이크의 여러 해석은 메이저 회사인 자동차 회사에서만 이루어져 왔으며 따라서 해석은 모터사이클을 제외한 차량에 국한되어 왔다. 모터사이클 부품생산의 저변을 이루는 국내 중소 기업의 경우 가공 설비 관련 자동화 투자에는 많은 진전이 있었으나 설계기술 확보를 위한 투자엔 미흡한 실정이다. 그러므로, 모터사이클 브레이크를 생산하는 부품생산회사들은 제품의 특성 및 사용범위에 대한 정확한 이해 없이 부품을 생산할 수 밖에 없었다. 따라서, 본 논문은 모터사이클 브레이크의 특성을 이해하여 브레이크 설계에 필요한 수식을 유도하고, 이를 바탕으로 하여 차량의 제원을 입력하면 차량의 동적인 특성을 출력하는 프로그램을 개발하였으며 이 프로그램을 기초로 하여 설계자가 FMVSS 122에 적합한 디스크 브레이크를 설계할 수 있다. 그리고, 위 프로그램에서 출력된 디스크의 설계변수를 기준으로 하여 디스크를 설계한 후 차량의 동적 특성을 초기조건으로 ProEngineer™의 모델링 및 메쉬기능, ANSYS™의 FEM 해석[1]을 통해 디스크 브레이크의 열응력 및 열변형 해석을 수행하였다.

2. 모터사이클 브레이크 해석

2.1 모터사이클 브레이크 설계에 필요한 부품

치수들

모터사이클 브레이크 시스템은 wheel에 부착되어 있는 disc와 master cylinder, 또 master cylinder와 hose로 연결되어 있는 caliper로 이루어져 있다. 브레이크는 caliper에 부착된 pad가 disc에 압력을 가함으로써 운동에너지가 열에너지로 변환하는 과정에서 제동력이 발생한다. 브레이크는 레버와 페달에 의해 힘이 전달되는 기계요소와 master cylinder와 caliper cylinder 그리고 이 둘 사이를 연결하는 hose로 구성되는 유압요소가 있으며 이 유압요소는 Pascal의 법칙이 적용된다.

이러한 브레이크 요소들 중 여러 가지 변경이 가능한 요소들은 master cylinder 직경 및 stroke, disc의 직경 및 두께, caliper cylinder의 type, caliper cylinder piston의 개수 및 직경 등이 있다.

2.2 페달 Force에 따른 감속도 및 Line Brake Pressure계산

braking force F_x는 brake line pressure를 구하는 식을 이용하여 구한다.

$$F_x = n_B(p_l - p_0)A_{wc}\eta_c BF(r/R), \quad [N] \qquad ----(1)$$

n_B brake의 개수

A_{wc} caliper cylinder의 단면적, cm2

BF brake factor

p_l brake line pressure

p_o pushout pressure (브레이크를 밟을 때 생기는 여러 가지 저항압력)

R 타이어의 반경

r disc의 effective반경

η_c wheel cylinder의 효율

뉴턴의 제 2법칙을 적용하면

$$aW = n_B(p_l - p_0)A_{wc}\eta_c BF(r/R), \quad [N] \qquad ----(2)$$

a 감속도, g - units

W 차량 중량, N

즉, 페달 Force에 따른 감속도를 구할 수 있다.

전, 후륜의 Line Brake Pressure는 식 (2)를 이용하여 다음과 같은 식을 유도할 수 있다.

$$p_{lF,opt} = \frac{(1-\Psi+x_a)aWR}{2(A_{wc}BFr\eta_c)_F} + p_{0F}, \quad [N/cm^2] \qquad ----(3)$$

$$p_{lR,opt} = \frac{(\Psi-x_a)aWR}{2(A_{wc}BFr\eta_c)_F} + p_{0R}, \quad [N/cm^2] \qquad ----(4)$$

Ψ $F_{zR,static}/W$

x h(무게중심의 높이) / L

A_{wc} wheel cylinder area, cm^2

p_{0F} pushout pressure, front brakes, [N/cm^2]

p_{0R} pushout pressure, rear brakes, [N/cm^2]

η_c wheel cylinder 효율

2.3 정지거리

정지거리 S(m)는 실제로 제동력이 차량에 작용해서 차량을 정지시키는 제동거리이며 인간의 반응 시간(페달을 밟는 시간)이나 브레이크의 작동지연에 따른 공주행거리를 포함한 것이다. 제동 초속도를 V_o(m/s), 최대 감속도를 a_{max}(m/s^2), reaction time을 t_r, application time을 t_a, deceleration rise time을 t_b라고 하면 Total Stopping Distance S는

$$S = V_0(t_r + t_a + t_b/2) + V_0^2/2 * a_{max} - a_{max}t_b/24, \ [m] \qquad ----(5)$$

3. 프로그램 GUI 및 출력 결과

3.1프로그램입력창

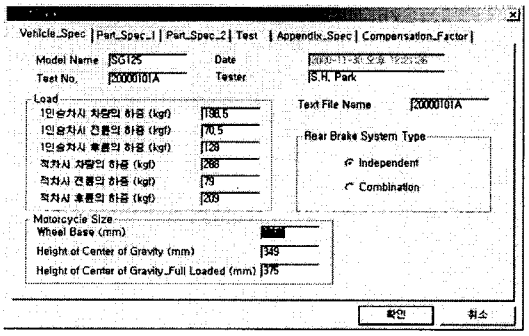

Fig. 1. 6개의 입력 데이터 창(Tab Sheet로 되어있음)

프로그램 입력창 구성은 모터사이클의 제원 및 부품 치수를 다음과 같이 6개 입력창으로 나누어 입력하도록 하였다.

3.2 프로그램의 출력 결과

출력은 기본적으로 데이터 시트 형태이며 필요할 경우 그래프의 형태로 출력할 수 도 있다. 모터사이클의 최초속도 및 차량의 제원, 파트의 사양을 입력하면 차량의 감속도 및 전륜과 후륜의 제동력 비, 차량의 동적 축하중, Tire-Road Friction Utilization, 시간에 따른 차량의 속도, Limiter Valve나 Reducer Valve의 적절한 knee-point등이 데이터 시트 형태로 출력된다.

4. 응력해석

4.1 디스크와 패드의 열응력 및 변형해석을 위한 초기 조건

Table 1. 모터사이클 제원

	제 원
축 간 거 리(mm)	1,357
차 량 중 량(kg)	132
탑 승 인 원(명)	2
배 기 량(cc)	125
타 이 어 크 기	(전)90/(후)110

위의 차량특성 출력 데이터를 디스크 해석을 위한 초기조건으로 사용한다. 입력 초기조건은 Table 1과 같으며 제동력, 최대 감속도, 정지거리, 제동시간 등은 위의 프로그램에서 계산된 값을 이용한다. 여기서, 디스크나 패드는 주변의 공기와 접촉하면서 냉각되며, 마찰면에서 복사열은 없다고 가정한다. 또한, 디스크와 패드의 마찰 표면에서는 마찰열이 균일하게 발생되어 디스크에 입력되고 그 후에 냉각된다고 가정하였다. Table 2는 디스크 브레이크의 물성치다. 디스크의 재질은 주철이고, 패드는 비석면 계통의 복합재료를 사용하였다. 디스크와 패드 사이에서 열의 유입이나 방열 과정은 마찰면에 수직하게 발생된다고 가정하며, 차량의 모든 운동에너지는 완전 제동 시 100% 열에너지로 전환 된 다고 가정한다.

4.2 테스트 조건

패드와 디스크가 장착된 모터사이클에서 시속 97.56km/h의 속도가 나올 때까지 가속하다가 주행 중 차량의 최대 감속도로 감속하여 정지한다.

Table 2. 디스크와 패드에 대한 물성치

	Pad (Asbestos free friction material)	Disk (Cast Iron)
Young's modulus	820GPa	125GPa
Poisson's ratio	0.25	0.25
Mass density	3660kg/m^3	7100kg/m^3
Specific heat	1034 J/kg · k	586J/kg · k
Thermal conductivity	1.01W/m · k	54W/m · k
Thermal expansion coefficient	20μm/m · k	12μm/m · k

이후 16초 동안 가속을 하여 시속 97.56km/h의 속도에 이르면 4.71초 동안 등속 운동을 한다. 전체적으로 25초가 1 cycle 이며, 6회 반복하여 표면온도 변화와 시간에 따른 온도 분포를 살펴보았다.

4.3 FEM 해석을 위한 입력조건

디스크와 패드의 마찰에 의해 열에너지가 발생, 단위면적 당 입력되는 열에너지를 계산한다. 열이 발생하는 때는 모터사이클이 감속하는 구간에서 발생하며, 열속(Heat Flux)의 계산은 차량이 주행 중에 발생하는 운동에너지를 이용하여 계산한다.

초기속도 96.56 km/h에서 시작해서 차량이 완전히 멈추는 동안 브레이크에서 발생하는 운동에너지를 이용하여 차량이 완전히 제동되는 순간까지 브레이크에 입력되는 에너지를 구한다. 이때 발생된 전체 열에너지는 디스크와 패드에 각각 나누어져 입력이 되는데 브레이크 온도 해석은 브레이크에 흡수된 총 에너지와 이 에너지가 패드 또는 디스크 사이에 어떻게 배분되어 있는가에 대한 정확한 결정을 필요로 한다. 디스크와 패드 사이의 제동에너지의 배분은 용이하게 예측할 수 있다. 제동 또는 열에너지 배분은 열이 발생된 환경 양면에 속해 있는 열 저항과 직접적으로 관련되어 있다. 디스크와 패드 내에서의 열전달은 동등한 저항 망상조직(equivalent resistance network) 으로부터 결정되며, 일정 상태 조건들의 경우, 이것은 다음과 같이 표현된다.

$$q_D / q_P = \sum R_P / \sum R_D \quad \text{----(6)}$$

여기서,

q_D = Disk 내의 열플럭스(heat flux) ,[Nm/hm^2]

q_P = pad 내의 열플럭스(heat flux) ,[Nm/hm^2]

R_P = pad 내의 전도 열유동(conductive heat flow) 에서의 열저항, [hK/Nm]

R_D = Disk 내의 전도 열유동(conductive heat flow) 에서의 열저항, [hK/Nm]

브레이크 작동시간이 짧은 경우, 디스크과 패드는 반무한고체(semi-infinite solids)로 생각할 수 있다. 이런 조건들 하에서 냉각 표면에서의 온도가 증가하지 않았기 때문에, 브레이크에 온도 변화가 일어나지 않는다.

$$\frac{q_D}{q_P} = \left(\frac{\rho_D C_D k_D}{\rho_P C_P k_P}\right)^{1/2} \quad ----(7)$$

여기에서,

C_P = 패드 비열(pad specific heat), [Nm/kg K]

C_D = 디스크 비열(disk specific heat), [Nm/kg K]

k_P = 패드 열전도율, [Nm/mh K]

k_D = 디스크 열전도율, [Nm/mh K]

ρ_P = 패드 밀도, [kg/m³]

ρ_D = 디스크 밀도, [kg/m³]

를 의미한다.

이것은 재질 특성들에 의해 디스크 또는 패드로 흡수된 총 열발생량을 표현하는 것이다. 발생된 총 열은 q_D/q_P 와 같고 방정식 $\frac{q_D}{q_P} = \left(\frac{\rho_D C_D k_D}{\rho_P C_P k_P}\right)^{1/2}$ 로부터 디스크나 패드에 의해 흡수된 상대적 제동에너지 Υ 가 얻어진다.

$$\Upsilon = \frac{q_D}{q_D + q_P} = \frac{1}{1+\left(\frac{\rho_P C_P k_P}{\rho_D C_D k_D}\right)^{1/2}} \quad ----(8)$$

지속 또는 반복 제동시, 방정식은 보다 높은 브레이크 온도가 발생 되므로 서 대류 열전달이 일어나기 때문에 더욱 복잡한 형태를 이룬다.

이때 차량에 주입되는 열 속은 단위면적당의 열전달율이므로 식은 다음과 같다.

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = \frac{\text{주입된에너지}}{\text{단위면적}} [W/m^2] \quad ---(9)$$

$$q = \frac{a\Upsilon(m+\frac{I}{r^2})[2V_1 - a(t_2+t_1)]}{\text{단위면적}} \quad ----(10)$$

여기서,

Q_x = 차량의 운동에너지 , [W]

A = 디스크 패드의 단면적 , [m²]

r = 열배분율

a = 감속도 , [m/s²]

V_1 = 최초 속도, [m/s]

t_1 = 최초 시간, [sec]

t_2 = 감속 시간, [sec]

이다.

4.4 열대류계수

본 논문에서는 Rudolf Limpert[3]가 제안한 디스크 브레이크 표면의 대류 열전달 계수 실험식을 온도해석의 대류 경계조건으로 이용하여 그 값을 구했다.

대류 열전달계수는 층류와 난류에서의 그 값이 달라지며, Re에 의해 어느 속도에서 층류와 난류가 되는가를 보고, 그 값에 의해 대류 열전달계수를 구한다.

▶ 층류($Re<2.4\times10^5$)일 때 대류 열전달 계수

$$h = 0.70\left(\frac{k_a}{D}\right) Re^{0.55} \ [W/M^2℃] \quad ----(11)$$

▶ 난류($Re>2.4\times10^5$)일 때 대류 열전달 계수

$$h = 0.04\left(\frac{k_a}{D}\right) Re^{0.8} \ [W/M^2℃] \quad ----(12)$$

각각의 변수를 살펴보면 다음과 같다.

D = 디스크의 직경, [m]

Re : 레이놀즈 수

$$Re = \frac{V\rho L}{\mu}$$

V : 자동차의 속도 [m/s]

ρ : 공기의 밀도 [kg/m³]

μ : 공기의 점성계수 [kg/ms]

L : 특성길이 [m]

감속, 가속, 등속의 전체 1cycle은 총 41단계로 나누어 열속과 대류열전달계수를 입력하였다. 1단계부터 18단계 까지는 감속구간으로 브레이크 디스크와 패드와의 마찰에 의한 열속이 적용되며 동시에 대류 19단계부터 40단계까지는 감속 후 완전히 정지하여 초기 속도로 다시 가속하는 단계로 열속은 없고 대

류만 적용된다.

41단계는 등속도 구간으로, 마찬가지로 열속은 적용되지 않으며, 대류만 적용된다. 유한요소는 ANSYS 내에 있는 4 - node plane55 element를 사용하였다.

원래 브레이크 디스크는 3차원 모델이며, 응력문제의 해석은 3차원 모델로 요소를 충분히 분할하여 해석하는 것이 최상이나 컴퓨터의 용량과 계산시간 등을 고려하여 2차원 축대칭모델을 사용하였으며, Fillet부는 생략하여 모델을 단순화하였다. 이때 전체 node의 개수는 140개이다.

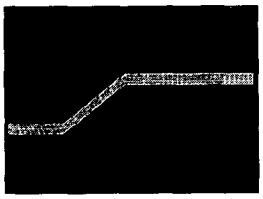

Fig. 2. 디스크와 패드사이의 마찰에 의한 열속 입력

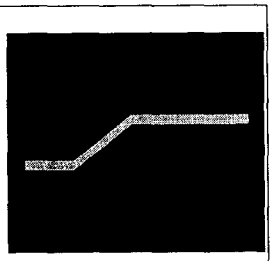

Fig. 3. 대류에 의한 열 방출

각종 물성치의 입력과 요소분할작업이 끝난 후 앞서 계산된 열속과 대류계수를 모델에 적용하였다. Fig. 2에서는 디스크 브레이크와 패드사이에는 마찰에 의한 열속을 적용하고 Fig. 3에서는 열속을 제외한 다른 부분에 대류값을 적용하였다.

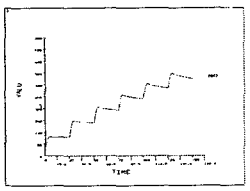

Fig. 4. 6cycle 제동 온도 그래프

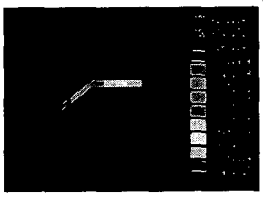

Fig. 5. 6cycle 후의 스크 온도 분포

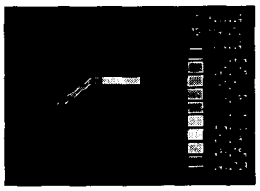

Fig. 6. 6cycle 후의 스크 온도 분포

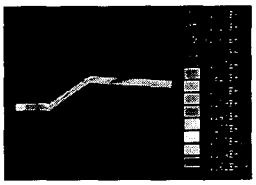

Fig. 7.시간에 따른 응력분포 (6 cycle후)

Fig. 4는 위에서 설명한 테스트 조건으로 6번 반복하였을 때 모터사이클 디스크 브레이크에서 발생되는 열발생을 그래프화 한 것이다.

5. 형상설계

열전달과 응력 해석 시 디스크 브레이크는 마치 집중하중을 받는 외팔보와 같이 바퀴에 고정된 부분은 구속되어 있고 외경으로 향하는 부분은 자유단 같이 구속되어 있지 않은 상태에서 열이 마찰면으로 유입되어 변형이 된다. 이때 최대 변형량은 유한요소 해석에서 보듯이 디스크의 외경 끝에서 발생한다. 이러한 변형은 패드를 주기적으로 때리며 소음을 발생시키고 마찰 면의 불균일로 브레이크의 제동 성능이 현저하게 떨어지는 결과를 가져온다.

이와 같이, 브레이크의 온도가 높으면 높을수록, 응력의 크기나 변형량 또한 크게 발생하여 불안전 요인이 발생하므로, 단면 형상에 변형을 주어 열 발생량을 줄이고자 한다.

디스크의 형상을 결정하는 일은 응력이나 변형량 이외에도 스타일과 성형성 등에도 관계된 것으로서, 단순히 응력 및 변형량 해석만을 통해 적정값을 결정할 수는 없는 문제이다. 본 연구의 목적은 형상변수에 따른 디스크 브레이크의 응력 및 변형량을 검토하여 디스크 설계시 근거 자료로 활용을 하고자 한다.

다음 그림에서 보듯이 디스크의 전체직경과 두께는 그대로 유지하고 디스크가 장착되는 부분과 디스크의 높이(Fig. 8에서 A, D)를 조절하여 두 가지 모델에 대한 해석을 수행하였으며, 이를 기준으로 형상변수에 따른 온도, 응력 그리고 변화량을 검토함으로써 설계 기준을 찾으려 한다.

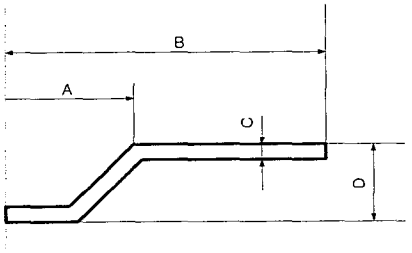

Fig. 8. 디스크의 형상 변수

Table 3. 브레이크 형상 변수

기준 브레이크	A: 70.75mm D: 22mm
Type A	A: 73.32mm D: 24mm
Type B	A: 68.20mm D: 20mm

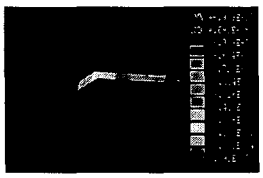

Fig. 9. A형 디스크의 변형 해석

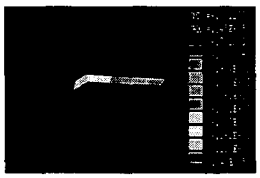

Fig. 10. B형 디스크의 변형 해석

Fig. 9은 형상 "A" 에 대한 실제 해석 데이터이다. 해석 전에 그 결과를 예측한데로 기준 디스크와 비교할 때 유입되는 열속의 양은 같지만 경사면의 단면적이 증가함으로 제동 후 최고점의 온도는 529.94。C 로 최초 해석을 수행한 기준 디스크에 비해서 10.77。C 감소하였다. 열에 의한 응력 역시 392MPa이며 이 역시 기준 디스크에 비해서 28MPa이 감소하였으며, 변형량은 기준 디스크의 최고변형량이 1.058mm인데 반하여 0.939mm로 0.119mm 감소하였다.

Fig. 10은 형상 "B"의 해석 데이터로 기준 디스크보다 폭의 길이를 2mm 낮게 설계한 형상이다. "B" 형상 역시 유입되는 열속은 기준 디스크와 같으나 경사면의 단면적이 기준 디스크와 비교하여 감소하기 때문에 상대적으로 단위 면적 당 열속량이 증가하는 결과를 가져온다. 최고점의 온도는 551.931。C로 기준 디스크와 비교해 11.212。C 증가하였으며 온도가 상승함에 따라 응력 역시 461MPa로 41MPa이 증가하였다. 변형량은 1.203mm로 기준 디스크의 1.058mm와 비교하여 0.145mm 증가하였다.

7. 결론

본 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 프로그램은 모터사이클의 차량제원 및 부품제원을 입력하게 되면 차량의 감속도 및 전륜과 후륜의 제동력 비, 차량의 동적 축하중, Tire-Road Friction Utilization, 시간에 따른 차량의 속도, Limiter Valve나 Reducer Valve의 적절한 knee-point를 구할 수 있다.

2. 차량의 제원을 입력하면 차량의 동적 특성을 알 수 있으므로 FMVSS 122의 Test의 만족조건을 확인할 수 있다.

3. 위 프로그램의 차량의 특성값을 바탕으로 하여 특정 차량에 맞는 디스크 브레이크의 형상을 결정하고 이 형상을 기준으로 해서 열응력과 변형량을 해석하였다.

4. 폭의 높낮이를 조절하여 단위면적 당 입력되는 열속의 양을 최소화함으로 써 열 발생에 의한 디스크의 변형을 감소시키는 방향을 알게 되었다.

5. 열응력에 의한 변형을 최소화 할 수 있도록 디스크가 장착 될 수 있는 공간 내에서 단면적을 최대로 넓히는 방향의 설계가 이루어져야 함을 알았다.

참고문헌

[1]ANSYS Inc.,2000, ANSYS User's Guide ver. 5.6

[2]Brembo, The Brake Manual, 1990

[3]Rudolf Limpert, Brake Design and Safety, SAE Inc., 1992

[4]Bosch 편집, Automotive Brake Systems, Bosch 4 ~ 29, 1995

[5]出射忠明, Bike Mechanism Illustrated, 1986

[6]Leon Aslan, The Development of A Motorcycle Disc Brake System Using Integrated Product Development, Califonia State University, 1999

[7]여태인, 이상국 "디스크 브레이크의 온도 해석 및 열변형 해석을 통한 형상 설계에 관한 연구" 울산대학교 공학 석사학위 논문, 1999

[8]박영철, 박동성 "유한요소법을 이용한 브레이크 드럼의 열응력 해석" 한국자동차공학회 논문집 제 8권 제 3호, pp.77~84, 2000

[9]Leon Aslan "The Development of a Motorcycle Disc Brake System Using Intergrated Product Development", California State University, 1999

[10]정상진, 이태희 "ModelCenter와 ANSYS에 의한 디스크 브레이크유한요소 모델의 열변형 최적설계" http://www.tsne.co.kr

[11]고영배, 김청균 " 디스크-패드의 접촉을 고려한 디스크 브레이크의 열적 거동에 대한 연구" 홍익대학교 트라이볼로지 연구센터. 2000