

KAERI/RR-2167/2001

접촉손상 분석기술 개발

- 최종 보고서 -

Development of Contact Failure Analysis Technology

- Final Report -

KAERI

한국원자력연구소

KAERI/RR-21672001

제 출 문

한국원자력연구소장 귀하

본 보고서를 2001 년도 “접촉손상 분석기술 개발” 과제의 최종연구보고서로 제출
합니다.

2002 년 1 월

과제책임자: 김 형 규

참 여 자: 윤 경 호

강 흥 석

송 기 남

요 약 문

I. 제 목

접촉손상 분석기술 개발

II. 연구의 목적 및 필요성

본 연구는 원자력 관련 구조물 중 핵연료, 증기발생기 및 각종 배관부 등과 일반 산업기계 부분 중 기어 등의 동력전달 장치, 끼워맞춤부위 및 보울트, 리벳 등에 의한 체결부 등에서 광범위하게 발생하는 프레팅 손상과 같은 접촉 손상을 기계역학적 관점에서 분석하고 억제 방안을 도출하며 프레팅마멸 실험을 수행하여 이론적 분석 결과에 대한 검토를 수행하는 것이다. 기계 구조물의 접촉부는 구조 설계 상에서 피할 수 없으며 구조물의 작동 조건 하에서 접촉부에서 발생하는 손상은 궁극적으로는 피할 수 없다. 그러나 접촉 손상에 영향을 미치는 인자를 파악하고 각 인자의 영향도를 체계적으로 분석할 수 있는 도구가 마련된다면 접촉에 의한 손상을 크게 줄일 수 있을 것이며 아울러 구조물 설계 시 접촉부에 대한 설계 가이드라인을 갖게 되는 것이다. 본 연구의 근본적인 목적은 이와 같이 설계에 적용할 수 있는 실질적인 방법론을 개발하는 데에 있으며 이를 위해 접촉 손상의 분석 방법과 손상 방지 방안을 고체역학적 이론과 실험을 통하여 도출하는 데에 있다. 앞서 열거한 내용과 함께 접촉부에서 발생하는 마멸 그리고/또는 균열에 의한 손상은 구조물의 설계 수명을 현저히 단축시키므로 구조물의 수명 평가와 수명 연장의 기술을 도출하는 데에 있어서도 본 연구의 필요성은 매우 크다.

III. 연구의 내용 및 범위

본 연구에서는 접촉 손상의 형태로 마멸과 균열성장을 고려하고 있다. 이를 이론적으로 설명할 수 있는 파라미터로서 마멸의 경우는, 접촉면에서 두 접촉 물체의 상대 운동에 의한 마찰에너지 방출로 고려하고 있으며, 균열 진전에 있어서는 프레팅 피로 현상에서 주로 관찰되는 접촉부 경계로부터 물체 내부로 전파하는 균열에 대한 응력확대계수를 고려하고 있다. 따라서 접촉면에서의 응력장을 우선적으로 구하여야 하며 접촉면에서의 마찰에너지 방출과 물체 내부의 응력 계산, 그리고 내부응력을 이용하여 접촉물체 내부로 진전하는 균열을 해석하여

정량화하는 것이 본 연구의 이론적 해석 부분의 범위가 된다. 한편 핵연료봉과 지지격자체 사이의 상대운동에 의한 핵연료봉 프레팅마멸 연구를 위해 이미 보유 중인 시험장비를 활용하여 실제 접촉손상 실험을 수행하고 이에 대한 결과를 분석하며 해석결과와 비교하는 것이 본 연구의 실험적 분석 부분의 범위이다.

이를 위해 연구 1 차 년도에는 이론적 해석 부분에서 Square Punch, Wedge 및 Cylinder 의 기본적인 형상에 대한 접촉해석을 수행하였으며, 특히 양단 모서리가 라운딩된 펀치에 의한 접촉의 경우 접촉면에서의 수직 및 전단 응력장을 구하는 방법을 확립하였다. 이때 부분미끄럼의 경우, 접촉면 중 미끄럼 영역에서 방출되는 마찰에너지를 해석하였으며 또 접촉부 경계에서 성장하는 균열의 해석을 수행하였다. 2 차 년도에는 접촉면 응력장이 접촉부의 형상에 직접적으로 영향을 받는다는 것을 중점적으로 고려하여 1 차 년도에서 분석한 접촉부 형상(양단 모서리가 라운딩된 펀치)을 일반화할 수 있는 해석 방법을 제시하였으며 이와 함께 접촉부가 기울어진 경우 발생하는 비대칭 접촉응력에 대해 고찰하고 이에 영향을 받는 접촉면 마찰에너지 방출, 균열 해석 등으로 연구 범위를 확장하였다.

실험적 분석 부분에서는 연구 1 차 년도에 이론적 해석에서 사용한 양단이 라운딩된 펀치에 의한 접촉의 프레팅마멸 실험을 수행하고 부분미끄럼 현상을 분석하는 것이 연구 범위였으며, 접촉부에서의 마멸을 정량화하기 위해 마멸량 계산에 있어 기존 연구자들이 주로 사용하는 형상의 가정을 탈피하여 보다 정확한 마멸량을 계산할 수 있는 방법을 개발하는 것을 연구 범위에 포함하였다. 2 차 년도에는 이에 덧붙여 접촉부 주위의 분위기가 마멸량에 미치는 영향을 검토하는 것과 마멸면의 재료적 분석을 포함하도록 하였으며 마멸의 거동을 분석하기 위해 Workrate Model 을 이용하여 실험 결과를 정리하는 것을 포함하여 연구 범위를 확장하였다.

IV. 연구 결과

연구 1 차 년도의 결과는 1 차 년도(2000 년도) 결과 작성한 연차보고서 (KAERI/RR-2078/2000)에 기술되었으므로 본 보고서에는 2 차 년도(2001 년도)의 결과에 대해서만 작성한다.

접촉역학을 이용한 이론적 해석 부분에서 일반화된 접촉형상에 대한 접촉면 트랙션과 접촉부가 기울어진 경우의 분석을 수행한 결과, 접촉면에서 방출되는 마찰에너지는 접촉물체가 기울어져 접촉할 때와 기울어지지 않았을 경우에서 차이가 있으며 이것은 접촉부의 형상에 대해서도 영향을 받는다는 것을 알 수

있었다. 즉, 라운딩 편치의 경우에는 기울어져 접촉하는 경우의 마찰에너지 방출이 더 컸으나 Wedge의 경우에는 그렇지 않았다. 한편 물체가 기울어져 접촉하면 물체 내부 응력장이 기울어진 방향으로 치우치게 된다. 따라서 접촉부 설계 또는 손상 해석 및 평가 시 물체가 기울어져 접촉하는 경우를 주의 깊게 고려해야 할 필요가 있다. 프레팅피로에서 대부분 발견되는 접촉부 경계에서의 균열 성장을 해석한 결과에서는 접촉 트래션 만에 의해서는 물체가 기울어진 현상이 균열전파 거동에 미치는 영향은 거의 없으나, 인장 하중이 작용할 때에는 K_{II} 의 변화는 거의 없으나 K_I 은 인장 방향으로의 내부 응력이 증가하므로 값이 크게 증가하고 균열 길이의 증가에 따라 지속적으로 증가하게 된다.

접촉손상을 억제할 수 있는 방안으로서 접촉형상 개선을 고려한 연구에서는 부분미끄럼 범위 내에서 동일한 전단하중이 작용하는 경우, 라운딩 편치에 의한 접촉일 때가 양단이 모따기되어 있거나 모따기 후 라운딩이 되어 있는 편치에 의한 접촉에서보다 미끄럼 영역의 크기가 작으며 전단하중의 증가에 따른 미끄럼 영역의 증가 속도도 더 느리다. 한편 미끄럼 영역은 전단하중이 증가할 때 수직 트래션의 최대점 위치까지 확장될 수 있으며, 이때가 부분미끄럼 상태가 유지될 수 있는 한계이다. 이후 전단하중의 증가에 의해서는 순간적으로 전미끄럼 상태가 되며, 따라서 부분미끄럼 상태를 유지시키기 위해서는 수직 트래션의 최대값이 발생하는 위치를 접촉부의 중앙의 위치로 가져올 수 있는 접촉부의 형상 설계가 필요하다.

실험적 분석 결과에서는 우선 수중에서의 마멸 발생은 공기 중에서보다 현저히 심하게 발생하는 것을 발견하였다. 이것은 마멸입자의 크기 및 이탈 형태가 상이한 때문으로 판단되었으며 접촉면의 산화는 발생하지 않은 것으로 관찰되었다. 전단하중을 고려한 Workrate 마멸모델에서 마멸계수 K 값은 부분미끄럼 상태에서보다 전미끄럼일 경우에 현저히 크다. 따라서 프레팅마멸을 억제하기 위해서는 부분미끄럼 상태를 가능한 오래 유지되도록 하는 것이 요구된다. 한편 수중에서의 마멸이 심한 것은 마멸 기구가 응착마멸로부터 시작하여 접촉면에 마멸입자가 개재된 연마로 진행되며 이러한 주기의 반복속도가 빠를 경우 마멸이 더욱 심하게 나타난다는 것으로부터 수중에서 마멸입자의 방출이 공기 중에서보다 쉽다는 것으로 설명할 수 있다.

또 다른 결과로서, 접촉면에서의 마멸 형태와 Workrate 마멸모델을 이용한 마멸 거동은 접촉물체의 형상에 영향을 받는다. 한편 Workrate 모델이 의미하듯이 일률과 마멸부피의 증가율 사이에 항상 선형적 비례관계가 있다고 보기는 어

려우며 재질 및 실험의 조건, 그리고 미끄럼 상태에 따라 달라지는 것으로 관찰되었다.

V. 연구결과의 활용계획 및 건의사항

접촉응력장 및 내부응력장의 계산 방법을 확립한 것은 한전원자력연료(주)에서 관심을 갖는 핵연료 프레팅손상 문제의 분석에 적용할 수 있으며 한국전력(주) 및 기타 산업기기 관련 기관에서 구조물의 접촉부에 대한 설계 시 해석에 활용할 수 있다. 또한 상기 열거한 유관기관에서 필요할 마멸실험 등에 활용가능하며 접촉손상에 관련한 설계 가이드라인의 생산, 접촉부를 갖는 구조물의 수명 평가 등과 같은 내용의 대형과제화로 추진할 수 있을 것으로 생각한다.

SUMMARY

I. Project Title

Development of Contact Failure Analysis Technology

II. Objective and Importance of the Project

This research focuses primarily on the mechanical analysis of contact failure, and the experimental analysis is also carried out to support the theoretical analysis. Fretting failure is mainly considered for the contact failure, which has been widely found in the nuclear industry (e.g., fuel, steam generator, piping systems etc.) as well as in the mechanical industry (e.g., gear, press fits, joints with bolt and nuts, etc.). It is generically impossible to avoid the contacting part in the mechanical components, and therefore the failure due to the contact is intrinsically inevitable during service of the components. However, if we can identify the parameters that affect the failure and procure a tool for analyzing the parameters, the failure can be controlled and reduced. So to speak, a design guideline for alleviating the contact failure can be implemented in this way. The purpose of this research is to develop such a realistic methodology. To this end, it is intended to draw a method of analyzing and controlling the contact failure using solid mechanics theory as well as experiments. Including the above, since contact failures such as wear and cracking reduces the design life of the mechanical components considerably, the importance of present research cannot be underestimated. This technology can be used for evaluating and extending the design life.

III. Scope and Contents of Project

In this research, wear and cracking failure are considered as two forms of the contact failure. As for the parameters in theoretical analysis to explain these failures, friction energy dissipation from the contact surface is referred to for wear, while stress intensity factors of a surface breaking crack is concerned for the fretting fatigue cracking failure. Contact traction is the very fundamental parameter to achieve them. From it, the friction energy and the stress intensity factors can be evaluated. Therefore, the scope of theoretical research includes the analyses of the contact tractions, the surface friction energy dissipation and the crack initiated under the contact surface. On the other hand, the scope of experimental research

consists of fretting wear experiment using the fretting wear tester that has been developed for fuel rod fretting damage. It also includes the comparison and verification of the theoretical results.

To this end, studied were contact analysis in the case of the contact of a punch, wedge and cylinder with a semi-infinite plane in the first year (2000). The contact normal and shear tractions were evaluated for the rounded punch. The surface friction energy dissipation and the stress intensity factors were also analysed. Fretting wear experiment was conducted using the specimen of rounded punch shape. Partial slip phenomenon was primarily investigated in the experiment. A good achievement was the development of wear volume evaluation program.

In the sequel, the contact configuration is generalized in this year (2001) for the theoretical analysis. Studied is the influence of tilting of the contacting bodies on the energy dissipation and the stress intensity factors, which is regarded as the actual condition of the mechanically contacting components. In the experimental analysis, the influence of air and water environment is studied. The investigation of the worn surface from material science viewpoint is included. The workrate model is applied for the obtained data.

IV. Result of Project

This report is dealing with the results obtained in the second year (2001) only although it is the final report. The results in the first year (2000) is not reproduced here since it has been already published (KAERI/RR-2078/2000).

In the theoretical analysis using contact mechanics, analyzed are the tractions induced by the generalized contact configuration and the tilting of the contacting body. The friction energy dissipation from the contact surface differs if the contacting body is tilted and the end profile of it changes. For instance, the energy dissipation increases in the case of the tilting of the rounded punch, which is not the case of wedge. The internal stress is found to move to the direction of the tilting. Therefore, it is thought that a special concern needs to be given during the contact design in the point of tilting (and alignment). From the crack analysis, it is found that the influence of the tilting on the cracking behaviour is negligible. When a bulk tension is applied, however, K_I increases considerably even though the variation of K_{II} is very small. In that case, K_I increases as the crack length increases.

The improvement of contact configuration is taken into consideration as one of the approaches to restrain the contact failure. As for the configurations, a rounded punch (R-punch), a truncated punch (T-punch) and a rounded and truncated punch (RT-punch) are considered. It is found that, by the R-punch, the slip region is the smallest, and so is its expansion velocity. In the case of partial slip, it is found that the slip region can expand to the location of the peak normal traction. If shear force exceeds further, gross slip immediately occurs in the whole contact area. So, the limit of the shear force is the one by which the location of shear peak reaches that of normal peak to form the partial slip. To restrain the contact failure, especially wear damage, it is required to confine the shear force less than the limit. It is necessary to design the shape of contact end profile such that the normal peak occurs at the center of the contact as close as possible.

The wear in water environment is more severe than that in air. This is explained by the size and the dispersion of the wear debris, which is affected by the environmental difference. No oxidation is found on the worn surface. The wear coefficient K of the workrate model is larger in the case of gross slip compared with K of partial slip. So, it is again thought that to sustain partial slip condition is necessary to restrain the contact failure. The mechanism of fretting wear has been said that it starts from the adhesive wear, then abrasive wear prevails after wear debris is produced. Since this cycle can be accelerated in water due to the ease of the debris dispersion, the severe wear in water may be explained such a way. On the other hand, it is found difficult to say that the wear volume increase rate is always linear to the workrate, which the workrate model implies. It may be influenced by the material difference, the experimental condition (e.g., environment) and the slip regime.

V. Proposal for Application

Methods developed for the contact tractions and the internal stresses can be used not only for the analysis of the fuel fretting failure which fuel vendor and utility are interested in, but also for the design of the contacting components. Possible institutes, which may be interested in this research, are KNFC and KEPCO in the nuclear industry in Korea. Present fretting wear experiment technology can be used for the similar experiments, which may be planned by the above-mentioned industries where wear is brought into focus. Procurement of a design guideline and evaluation of the structure lifetime using contact mechanics can be candidates of new projects. Present work can take a major role in such projects.

CONTENTS

SUBMISSION	
SUMMARY	
CONTENTS	
LIST OF TABLES	
LIST OF FIGURES	
CHAPTER 1 Introduction	1
CHAPTER 2 Research Subjects	3
SECTION 1 Theoretical analysis incorporating generalized contact configuration	3
1. Overview	3
2. Contact normal traction in the case of tilting	4
3. Contact problem of tilted punch with rounded corners	9
4. Partial slip analysis	11
5. Internal stress analysis	14
6. Generalization of contact configuration	16
7. Evaluation of contact width ($2b$) and normal traction	17
8. Shear traction and slip region in partial slip regime	23
9. Crack analysis in the case of non-symmetrical contact tractions	26
10. Internal stresses and cracking behaviour	30
SECTION 2 Experimental analysis of contact failure	34
1. Transition of slip regime	34
2. Experiment overview	35
3. Theory of partial slip	37
4. Experimental results and discussions	39
5. Consideration of fuel vibration	44
6. Influence of water environment on wear damage	46
7. Study of wear model (Workrate Model)	53
CHAPTER 3 Conclusions	58
CHAPTER 4 References	60

목 차

제출문	
요약문	
SUMMARY	
CONTENTS	
목 차	
표 목차	
그림 목차	
제 1 장 서 론	1
제 2 장 본 론	3
제 1 절 접촉형상의 일반화에 따른 이론적 해석	3
1. 개 요	3
2. 접촉물체가 기울어져 접촉하는 경우의 접촉면 수직 트랙션	4
3. 기울어진 라운딩 편치에 의한 접촉문제	9
4. 부분미끄럼 상태의 해석	11
5. 물체 내부의 응력 분석	14
6. 접촉형상의 일반화	16
7. 접촉폭(2b) 및 수직 트랙션의 계산	17
8. 부분미끄럼 문제에서의 전단 트랙션 및 미끄럼 영역	23
9. 비대칭 접촉 트랙션에 의한 균열전파 거동의 해석	26
10. 내부응력 및 균열전파 거동	30
제 2 절 접촉손상의 실험적 분석	34
1. 미끄럼 조건의 변화에 대한 실험적 분석	34
2. 시 험	35
3. 부분 미끄럼 이론	37
4. 시험 결과 및 고찰	39
5. 핵연료봉의 진동에 대한 고찰	44
6. 수중분위기가 마멸에 미치는 영향	46
7. 마멸모델(Workrate Model)의 검토	53
제 3 장 결 론	58
제 4 장 참고문헌	62

표 목 차

Table 1-1. Comparison of dissipated energy.

Table 1-2. $h_o'(x)$ for each edge shape.

Table 2-1. Mechanical and chemical properties of Zircaloy-4.

Table 2-2. Wear depth, volume and type on tube specimen in the case of the contact with truncated wedge.

Table 2-3. Wear depth, volume and type on tube specimen in the case of the contact with rounded punch.

Table 2-4. Characteristic of spacer grid spring specimen for water environment test.

Table 2-5. Wear result (in the case of 30 N, 200 μm).

Table 2-6. Wear depth and volume from tube-to-tube wear test.

그림 목 차

- Fig. 1-1 Geometrical configuration of a tilted punch with rounded corners.
- Fig. 1-2 Normal traction by a rounded punch (non-tilting).
- Fig. 1-3 Normal traction Q_y by a rounded punch ($a/b = 0.5$). The influence of tilting is shown for $\alpha/\alpha_b = 0$ to 0.4.
- Fig. 1-4 Variation of the shear traction in y and x directions (q_y and q_x , respectively) in the case of tilted punch with rounded corners ($a/b = 0.5$; $\alpha/\alpha_b = 0.3$). (a) Q_y increase (b) hold Q_y , Q_x increase (c) hold Q_x , Q_y decrease (d) hold Q_y , Q_x decrease.
- Fig. 1-5 Variation of internal stress distribution in the cases of non-tilting ((a), (b) and (c)) and tilting ((d), (e) and (f)).
- Fig. 1-6 Generalized geometry of present contact problem.
- Fig. 1-7 Variation of contact region with respect to different edge shape.
- Fig. 1-8 Normal traction profiles by R, C and CR-type punches.
- Fig. 1-9 Normal traction profiles with varying radius and chamfering angle.
- Fig. 1-10 Normal tractions near contact edge.
- Fig. 1-11 Variation of normal traction of CR-type punch as the radius increase (in the case of $\theta = 15^\circ$).
- Fig. 1-12 Variation of shear traction for each type.
- Fig. 1-13 Expansion rate of slip region for each type.
- Fig. 1-14 Configuration of crack problem.
- Fig. 1-15 Variation of shear traction with tilted punch ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$).
- Fig. 1-16 Variation of shear traction affected by tilting and bulk tension ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $Q/\mu P = 0.5$).
- Fig. 1-17 Internal stress distribution in the case of indentation by a tilted punch ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $Q/\mu P = 0.5$).
- Fig. 1-18 Internal stress distribution in the case of indentation by a tilted punch and far field bulk tension ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $Q/\mu P = 0.5$, $\sigma/p_m = 0.01$).
- Fig. 1-19 Variation of stress intensity factors incorporating tilting ($a/b = 0.5$, $Q/\mu P = 0.5$, $\theta = 0^\circ$).
- Fig. 1-20 The effect of bulk tension on K_I and K_{II} ($a/b = 0.5$, $Q/\mu P = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $\theta =$

0°).

- Fig. 2-1 Different end profiles of support in the experiment.
- Fig. 2-2 Schematic diagram of wear tester;
- Fig. 2-3 Present test condition in the fretting map [10].
- Fig. 2-4 Wear scar on tube specimen induced by the contact with truncated wedge (Fig. 1(a)).
- Fig. 2-5 Wear scar on tube specimen induced by the contact with rounded punch (Fig. 1(b)).
- Fig. 2-6 Wear profiles of Fig. 2-4 (i.e., wear induced by the contact with truncated wedge).
- Fig. 2-7 Wear profiles of Fig. 2-5 (i.e., wear induced by the contact with rounded punch).
- Fig. 2-8 The boundary between partial and gross slip for the present contact.
- Fig. 2-9 SEM View of worn surface (X 500): (a) in Air (b) in Water.
- Fig. 2-10 Chemical composition on the worn surface by EDX: (a) in Air (b) in Water (No oxygen is detected for both cases).
- Fig. 2-11 Alignment of the tube specimen.
- Fig. 2-12 Typical wear shape on the tube specimen.
- Fig. 2-13 Comparison of wear in the environment of air and water.
- Fig. 2-14 Application of the workrate model using shear force for each spring-tube contact (normal letter: partial slip; italic letter: gross slip).

제 1 장 서 론

접촉손상이란 수직 하중을 갖고 서로 접촉하는 두 물체에 반복적인 전단 하중이 가해지는 경우 접촉면에 발생하는 마멸손상이나 물체 내부로 균열이 성장하는 손상을 의미한다. 일반적으로 접촉손상의 원인은 두 물체 사이의 상대운동 진폭이 매우 작을 때 발생하는 프레팅(fretting) 현상과 두 물체 중 하나 또는 둘 다 상대적으로 이동할 때(구를 때) 발생하는 구름(rolling) 현상으로 구분할 수 있다. 이와 같은 접촉조건은 실제 구조물에서 많이 나타나며 예를 들면, 치차의 접촉면, 보울트 또는 너트 및 리벳과 모재와의 접촉면, 억지 끼워 맞춤에 의한 관 이음에서의 접촉면, 키 및 키 홈과의 접촉면, 베어링 부, 타이어 등에서 쉽게 발견할 수 있다. 또한 원자력 분야에서 발견할 수 있는 프레팅 손상은 핵연료집합체의 핵연료봉과 지지격자체(스프링 또는 덤플) 사이 또는 안내관과 제어봉의 접촉이나 증기발생기 전열관과 진동방지봉 사이의 접촉 등이 주로 그 예로 거론된다.

접촉손상이 발생하기 위해서는 접촉면에서의 전단응력 발생이 필수 요건이다. 이때 접촉면의 미끄럼 거동은 전단하중의 크기에 따라 달라진다. 즉 접촉면에서의 마찰력 보다 큰 전단 하중이 작용할 경우 두 물체는 상호 미끄러짐에 의한 이동을 하게 되고 이를 전 미끄럼(Gross Slip 또는 Gross Sliding) 상태라고 한다. 그러나, 전단 하중이 마찰력보다 작아 전체적인 미끄럼이 발생하지 않을 때에는 전 미끄럼에서 나타나는 접촉물체의 전체적인 이동이 발생하지는 않으나 접촉면에는 두 물체 사이의 상대 운동이 없는 고착 영역과 상대 운동이 있는(미끄러지는) 미끄럼 영역이 동시에 존재하게 되며 이를 부분 미끄럼(Partial Slip) 상태라 한다. 대부분의 기계 구조물 접촉부는 체결 상태를 양호하게 설계하고 있으나 사용 중 발생하는 미세한 진동에 의해 접촉면에는 부분미끄럼의 상태가 되는 경우가 많다. 본 연구는 부분미끄럼 상태의 프레팅 손상에 대해 이론 및 실험적으로 분석한 것이다.

프레팅 손상으로써 접촉물체의 접촉면에 마멸이 발생하면 틈새 증가로 인한 정밀도 또는 기밀성의 저하를 가져올 뿐 아니라 이로 인하여 접촉면에서의 진동현상이 더욱 심화되어 마멸손상이 가속되게 된다. 한편 접촉물체가 피로하중을 받는 경우, 접촉면 경계에서 발생한 피로균열은 접촉면으로부터 물체 내부로 전파하는 균열의 속도가 접촉하중에 의해 가속되므로 피로수명은 현저히 줄어

들게 된다. 위에서 말한 원자력분야에서의 프레팅 손상은 주로 유체유발진동에 의해 발생하며 이중 핵연료에서 발생할 수 있는 심각한 프레팅 손상은 핵연료봉이 마멸되어 내부의 핵분열 생성물이 원자로 내부로 유출될 경우 발전소의 정지와 핵연료의 교체 등 막대한 경제적 손실을 가져 올 뿐 아니라 최악의 경우 방사능이 외부로 유출되는 사고가 발생할 수도 있다. 따라서 타 기계공학 분야와 마찬가지로 원자력 분야에서도 프레팅 손상에 대한 연구는 설계의 경제성 및 안전성 제고를 위해 매우 중요하다.

본 연구에서 수행한 이론적 연구로서 가장 중요한 것은 부분미끄럼 상태에서의 접촉면 응력장을 구하는 방법을 확립한 것이다. 접촉면에서의 마멸, 접촉물체 내부로의 균열 전파 등의 접촉손상을 분석하기 위해 접촉 응력을 알아야 하는 것이 중요하다. 이것은 접촉손상을 받는 물체 내부의 응력은 접촉응력으로부터 구할 수 있기 때문이다. 즉, 접촉 전단응력으로부터 접촉면에서 방출되는 마찰에너지를 구하였으며 이는 마멸 분석을 위한 파라미터로 활용할 수 있고, 물체 내부의 응력으로부터는 접촉면 경계에서 물체 내부로 진전하는 균열을 해석할 수 있다. 이로서 프레팅마멸 또는 프레팅피로 손상을 분석할 수 있으며 이를 역으로 이용하면 접촉손상을 억제할 수 있는 방안을 도출하는 능동적인 도구로 사용할 수 있다. 한편 이론적 연구의 검증에 위해 실험적 연구도 중요하다. 본 연구에서는 접촉손상 중 수행한 프레팅마멸의 실험을 수행하도록 하였으며 이를 통해 실험장비를 개발하고 측정장비를 확보하며 마멸량의 계산 알고리즘 개발 등 마멸분석 기술을 보유하는 것을 또 다른 목적으로 하였다.

본 연구는 2년간 수행하도록 되었으며, 본 보고서는 1차 년도(2000.1.1. ~ 2000.12.31.)의 연구에 이어 좀 더 확장된 연구범위로 2차 년도(2001.1.1. ~ 2001.12.31.)에 수행한 연구 결과를 수록하고 있다. 본 보고서는 “접촉손상 분석기술 개발”의 최종 연구보고서이나 1차 년도에 수행한 연구내용에 대해서는 중복을 피하기 위해 신지 않았다. 이에 대해서는 1차 년도 연구보고서(KAERI/RR-2078/2000)를 참고로 할 수 있을 것이다. 본 보고서의 본론은 크게 이론적 해석부분(1절)과 실험적 분석부분(2절)으로 나누어져 있다. 1절에는 일반적 접촉형상 및 비대칭 접촉응력이 발생할 경우에 대해 이론적 해석을 수행한 결과를 기술하였으며 2장에서는 공기중 및 수중에서의 마멸량 비교분석, 마멸면의 재료학적 분석 및 마멸모델에 대한 검토 등이 수록되어 있다. 1차 년도보고서와 함께 본 보고서는 향후 관련 연구과제의 도출 및 수행에 중요한 기초자료로 활용할 수 있을 것이다.

제 2 장 본 론

제 1 절 접촉형상의 일반화에 따른 이론적 해석

1. 개 요

물체의 손상을 고체역학적으로 분석하는 것은 외력(또는 변위)에 의해 물체 내부에 발생하는 응력장을 구하는 것이라 요약할 수 있다. 이때 프레팅피로 또는 프레팅마멸 등과 같이 접촉에 기인한 손상의 경우에는 물체 내부의 응력이 접촉력에 의해 형성되는 접촉면에서의 트랙션으로부터 구해진다. 따라서 접촉 손상의 분석을 위한 첫 단계는 접촉 응력장을 정확하게 구하는 것이라 할 수 있다.

접촉 트랙션에 영향을 미치는 인자로서는 접촉 물체의 기계적 성질, 접촉력으로서 수직력 및 전단력 그리고 물체 접촉부의 기하학적 특징을 들 수 있다. 이 중 접촉부의 기하학적 특징에 의해 접촉 물체 내부의 응력이 결정된다는 것은 접촉 물체(특히 접촉부)의 형상을 변경하여 주어진 하중 및 재료적 조건 하에서 접촉에 의한 손상을 억제할 수 있다는 것을 의미한다. 이를 위해 접촉부의 형상에 따른 접촉 응력장의 변화를 구할 수 있는 일반적인 도구를 마련할 수 있다면 공학적으로 이용할 가치가 클 것이다.

접촉 문제에서 많이 이용하고 있는 접촉 물체의 형상은 원통이나 구, 편치 또는 Wedge이며 이들이 반 무한 평판 또는 반 무한체를 누르고 있는 경우를 대부분 고려하고 있다. 이때 접촉부가 원통 또는 구와 같이 2차원 곡선으로 정의할 수 있는 경우를 제외하고는 접촉 물체가 접촉부 경계에서 날카로운 모서리를 가질 경우(예를 들어 사각형 편치와 같이) 접촉 트랙션은 접촉 경계에서 특이점을 갖게 된다. 그러나 이러한 경우는 실제의 접촉에서는 발생되기 어렵다. 왜냐하면 구조물의 제작에서 모서리가 날카로울 경우, 모따기 또는 라운딩 처리를 하는 것이 일반적이며, 만일 날카롭게 가공하는 것이 요구되었다 하더라도 작동 중 날카로운 모서리에 응력이 집중되어 일찍 마멸될 가능성이 높고, 이때의 마멸에 의해서 모서리가 라운딩 되기 때문이다.

이에 대해 전년도 연구에서 모서리가 라운딩 되어 있는 편치에 의한 접촉 수직 트랙션의 이론해를 소개하였으며, 부분미끄럼 상태에서의 접촉 전단 트랙션을 수치적 방법에 의해 구하였다[1]. 이때 라운딩 편치 및 이와 접촉하고 있는 물체(반 무한체)의 기준선은 평행한 경우를 고려하였다. 이것은 접촉부의 설

계 시에 접촉 물체가 기울어지지 않은 경우를 고려하는 것이다. 그러나 실제의 경우에는 접촉 물체의 제작 또는 조립 시에 설계에서 예상한 것과 같은 완벽한 정렬 상태가 되는 것을 보장하기는 매우 힘들 것이다. 접촉 트랙션은 접촉부의 형상에 의존하므로 물체가 기울어져 접촉하게 되면 기울어지지 않은 경우에 비하여 접촉 트랙션이 변하게 되고 따라서 내부 응력도 달라지게 된다. 따라서 물체가 기울어진 경우의 접촉을 고려한 연구는 그 응용 가치가 매우 높다.

이와 더불어 접촉부의 형상을 일반화할 수 있는 방법이 있다면 접촉 물체가 펀치, Wedge 또는 원통에 따른 접촉 트랙션을 각각 별도로 구하지 않고도 일반적인 해를 이용할 수 있게 된다. 이에 대해 최근의 연구에서 물체의 접촉부 형상을 다수 개의 2차 함수로 표현되는 형상으로 구간을 분리하고 접촉 트랙션을 구할 수 있는 방안이 발표되었다[2].

본 절에서는 접촉 수직 트랙션을 구할 때 일반적 형상의 접촉부와 기울어진 효과를 고려할 수 있는 방법을 보여 준다. 접촉 물체가 기울어진 경우에 대한 예로써 양단 모서리가 라운딩된 펀치를 고려하였으며 접촉 손상 분석을 위해 물체가 기울어져 접촉하는 경우와 그렇지 않은 경우에 대해 접촉면에서 방출되는 마찰에너지의 변화를 고찰하고 아울러 내부 응력장의 변화에 대해서도 분석하였다.

한편, 일반화된 접촉 형상에 대한 예로는 모서리가 라운딩, 모따기 및 모따기와 라운딩이 동시에 되어 있는 펀치를 고려하였다. 이것은 기계구조물에서 접촉부의 형상은 펀치 접촉의 형태를 갖는 경우가 많으며 이때 기계 가공에서 날카로운 모서리를 제거하기 위해 라운딩(rounding) 또는 모따기(chamfering) 가공을 하는 경우가 일반적이므로 분석의 이유가 타당하다고 사료된다. 이와 같은 모서리의 가공은 취급자의 안전을 그 일차적인 목적으로 하는 것이었으나 모서리의 가공으로 인한 형상 변경은 접촉 트랙션을 변화시키므로 접촉손상의 관점에서 또 다른 의미를 갖는다. 즉 접촉손상을 억제하는 방법으로 모서리 가공을 적극적으로 활용할 수 있다고 사료된다. 한편 각각의 경우에 대해 전단 트랙션을 분석할 때에는 전년도에 발표한 수치해석 방법을 이용하여 부분미끄럼 상태를 고려하였다.

2. 접촉물체가 기울어져 접촉하는 경우의 접촉면 수직 트랙션

Fig. 1-1에서 보여 주듯이 서로 접촉하고 있는 두 개의 탄성체에 수직 하중 P 와 전단 하중 Q 가 작용하는 평면 접촉문제에서 수직 및 전단 방향의 변위를 각각 $h(y)$, $g(y)$ 라 하고 접촉면에서의 트랙션을 각각 $p(y)$, $q(y)$ 라 할 때 이들 사이의 관계를 해석할 수 있는 지배 방정식은 다음과 같다[3].

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(y)}{dy} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\eta)}{y-\eta} d\eta - \beta q(y), \quad (1)$$

$$\frac{E^*}{2} \frac{dg(y)}{dy} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{q(\eta)}{y-\eta} d\eta + \beta p(y) \quad (2)$$

여기서, $\pm b$ 는 접촉부의 경계를 나타내며 E^* 및 β 는 각각 두 접촉 물체의 상이한 성질을 나타내는 복합 탄성 계수 및 Dunders 상수로서 평면 변형률의 경우에 다음과 같다.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left(\frac{\{(1-2\nu_1)/G_1\} - \{(1-2\nu_2)/G_2\}}{\{(1-\nu_1)/G_1\} + \{(1-\nu_2)/G_2\}} \right) \quad (4)$$

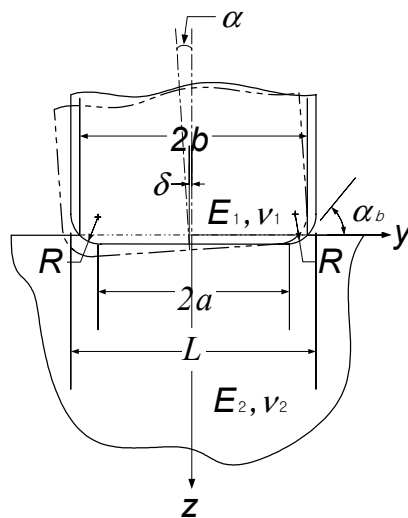


Fig. 1-1 Geometrical configuration of a tilted punch with rounded corners.

식 (3) 및 (4)에서, 하첨자 1, 2는 서로 다른 두 접촉 물체를 의미하며 β 는 프와송 비, 그리고 G 는 전단 강성 계수이다. 한편 식 (1)과 (2)에서 변위의 일차 미분을 사용하는 이유는 반 무한 평판의 가정을 이용하는 2차원 접촉 문제의 경우, 접촉면에서의 탄성 변위는 접촉 물체 내부의 기준점 위치에 의존하기 때문에 절대적인 값으로 명백하게 정의되지 않기 때문이다.

Couple되어 있는 식 (1)과 (2)를 풀기 위해 일반적으로 식 (1)에서 $q(y) = 0$ 로 하여 $p(y)$ 를 구한 후 식 (2)에 대입하여 $q(y)$ 를 구하는 uncoupling방법을 사용하며 이때 원래의 couple된 경우의 해와 그 차이가 매우 적다는 것이 밝혀져 있다[3]. 한편 실제 기계구조물의 접촉에서 두 물체의 탄성적 성질이 유사할 경우($\beta = 0$)가 많으며, 이때 역시 식 (1)과 (2)이 un-couple 된 형태가 된다.

접촉문제에서 전단 하중 Q 에 의한 $q(y)$ 를 구하고자 할 때에는 μ 를 접촉면에서의 정지마찰 계수라 할 때, $Q \leq \mu P$ 인 부분미끄럼일 경우에는 접촉면에서의 미끄럼 영역($q(y) = \pm \mu p(y)$)과 고착 영역($|q(y)| \leq \mu p(y)$)을 구분하여야 하며 Q 의 방향에 따라 $q(y)$ 의 방향을 결정하여야 하고 이때 비가역성까지 나타나므로, 엄밀해를 구하고자 할 경우, 까다로운 계산이 된다.

또한, Q 가 접촉면 상에서 임의의 방향으로 순차적인 이동을 할 때에(실제 구조물의 접촉에서 나타나는 프레팅 현상인 경우와 같이), 각 경로 상의 $q_x(y)$, $q_y(y)$ 를 이론적으로 구하는 것은 불가능하다. 이를 위해 수직 트랙션 $p(y)$ 를 알고 있으면 $q(y)$ 를 효과적으로, 용이하게 구할 수 있는 수치해석 방법이 개발되어 있다[1].

결과적으로, 접촉 트랙션을 구하기 위해 일차적으로 풀어야 하는 방정식은 다음과 같이 수직 트랙션을 구하는 것으로 귀착된다.

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(y)}{dy} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\eta)}{y-\eta} d\eta. \quad (5)$$

즉, 식 (5)에서 접촉 물체의 탄성적 성질을 알게 되면, 접촉 응력장을 구하기 위해서, 물체의 접촉부에 대한 기하학적 형상($h(y)$)이 결정되어야 한다는 것을 알 수 있다. 이것은 또한 함수 $h'(y)$ 의 형태에 따라 식 (5)의 특이적분 방정식 해를 엄밀한 방법으로 구할 수 있기도 하고 또는 수치적 방법에 의존하여야 하기도 하는 것이다.

한편, 본 연구에서 고려하는 것으로 Fig. 1-1에 나타난 것과 같이 두 물체의 초기 접촉상태에서 접선 방향의 정렬상태가 임의의 각으로 기울어져 있다면 이 때 기울어진 양은 식 (5)의 $h(y)$ 에 영향을 미치게 된다. 따라서 이러한 가장 일반적인 경우를 고려할 때 $h(y)$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h(y) = \alpha y + h_0(y) = \alpha y + C - \{f_1(y) - f_2(y)\} \quad (6)$$

여기서 α 는 접촉 물체가 기울어져 있는 각을 의미하며 $h_0(y)$ 는 두 접촉 물체의 접촉부 형상에 따라 결정되는 것으로서 두 접촉 물체가 서로 관통할 수 있다고 할 때의 중첩되는 양을 말한다. 따라서 두 물체의 접촉부 형상을 $f_1(y)$, $f_2(y)$ 라 하고 접촉 수직 하중에 의해 두 물체가 접근하는 양을 C 라 할 때 식 (6)의 우변과 같이 표현할 수 있다는 것이다.

한편 접촉물체가 기울어짐으로 인해 접촉 영역은 δ 만큼 수평 이동하게 되므로, 접촉 영역의 경계는 기울어지지 않았을 때의 접촉부 경계($\pm b$)로부터 다음과 같이 변하게 된다.

$$\begin{aligned} -b + \delta &\leq y \leq b + \delta, \\ -b &\leq y - \delta \equiv \xi \leq b. \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)을 고려하면 식 (5)를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(\xi + \delta)}{d\xi} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\tau + \delta)}{\xi - \tau} d\tau \quad (8)$$

식 (8)에 식 (6)을 대입하고 정리하면 다음과 같은 해를 얻는다.

$$p(\xi + \delta) = -\frac{1}{\pi\sqrt{b^2 - \xi^2}} \left(P + \frac{E^* \pi}{2} \alpha \xi - \frac{E^*}{2} \int_{-b}^b \frac{h_0'(\tau + \delta) \sqrt{b^2 - \tau^2}}{\tau - \xi} d\tau \right), \quad (-b \leq \xi \leq b) \quad (9)$$

식 (9)에서 알 수 있는 것은 접촉면의 수직 응력장은 수직 하중(P), 접촉 물체가 기울어진 양(α), 그리고 접촉부의 기하학적 형상에 의한 영향이 선형적으로

중첩되게 된다는 것이다. 이들 중, 접촉부의 기하학적 형상이 일반적인 경우를 고려하기 위해, 접촉부를 n 개의 포물선으로 구성되어 있다고 생각한다면

$$h_o(y) = \sum_{i=1}^n (k_i y^2 + l_i y + m_i) \quad (10)$$

$$\text{따라서, } h_o'(y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{2k_i}{2} y + l_i \right) \equiv \sum_{i=1}^n (K_i y + L_i) \quad (11)$$

이 된다. 여기서 K_i, k_i, L_i, l_i 및 m_i 는 상수이다.

이제 식 (11)을 식 (9)에 대입하면

$$p(\xi + \delta) = -\frac{1}{\pi \sqrt{b^2 - \xi^2}} \left(P + \frac{E^* \pi}{2} \alpha \xi - \frac{E^* b}{2} I(\xi) \right), \quad (12)$$

여기서,

$$bI(\xi) = \sum_{i=1}^n \int_{y_i - \delta}^{y_{i+1} - \delta} \frac{\{K_i(\tau + \delta) + L_i\} \sqrt{b^2 - \tau^2}}{\tau - \xi} d\tau \quad (13)$$

이 되며 이를 새로운 변수 φ 와 ψ 를 이용하여 $\sin \varphi = \xi/b$, $\sin \psi = \tau/b$ 로 치환하면 식 (12)를 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{bp(\varphi)}{P} = -\frac{1}{\pi \cos \varphi} \left(1 + \frac{E^* b}{2P} \{ \alpha \pi \sin \varphi - I(\varphi) \} \right) \quad (14)$$

여기서,

$$I(\varphi) = \frac{b}{2} \sum_{i=1}^n \left(K_i \frac{\Delta \sin 2\varphi_i}{2} + \frac{\Delta \sin 2\varphi_i}{2} \right) + \sum_{i=1}^n \{ K_i (b \sin \varphi + \delta) + L_i \} \times \left(\Delta \cos \varphi_i - \Delta \varphi_i \sin \varphi + \cos \varphi \ln \left| \frac{\cos((\varphi + \varphi_i)/2) \sin((\varphi - \varphi_{i+1})/2)}{\cos((\varphi + \varphi_{i+1})/2) \sin((\varphi - \varphi_i)/2)} \right| \right) \quad (15)$$

이며 $\Delta\varphi_i \equiv \varphi_{i+1} - \varphi_i$, $\Delta\cos\varphi_i \equiv \cos\varphi_{i+1} - \cos\varphi_i$, $\Delta\sin 2\varphi_i \equiv \sin 2\varphi_{i+1} - \sin 2\varphi_i$ 로 정의 된다. 한편, $\sin\varphi_i = \xi_i/b = (y_i - \delta)/b$ 가 되므로 $\varphi_1 = -\pi/2$, 그리고 $\varphi_{n+1} = \pi/2$ 이 된다.

식 (14)를 계산하기 위해서는 접촉부가 이동한 양 δ 를 결정하여야 한다. 이것은 접촉부 경계에서의 응력은 0이 되어야 하는 조건으로부터 유도되는 다음의 수식을 이용하면 구할 수 있다[2].

$$\alpha\pi - b \sum_{i=1}^n K_i \Delta\cos\varphi_i + \sum_{i=1}^n L_i \Delta\varphi_i + \delta \sum_{i=1}^n K_i \Delta\varphi_i = 0 \quad (16)$$

3. 기울어진 라운딩 편치에 의한 접촉문제

앞에서 소개한 이론에 대해 양단 모서리가 반지름 R 로 라운딩되어 있으며 중앙에 평탄부($-a \leq y \leq a$)를 갖는 편치의 문제를 예제로 하여 해석하여 보았다. 즉 여기서는 Fig. 1-1에서 나타내고 있듯이 라운딩 편치가 기울어진 경우에 대해 고려하고자 한다. 한편 기울어 지지 않은 라운딩 편치에 의해 접촉면에 형성되는 수직 트랙션은 결과의 비교를 위해 Fig. 1-2에 별도로 나타내었다[1].

반무한 평판과 접촉하는 편치의 접촉부 형상이 Fig. 1-1과 같을 때, 식 (14)를 이용하기 위해서 (왼쪽의) 접촉 경계로부터 편치의 평탄부가 시작되는 부분까지의 구간($-b \leq y \leq -a$), 평탄부의 구간($-a \leq y \leq a$), 그리고 평탄부가 끝나는 지점으로부터 또 다른(즉 오른쪽의) 접촉 경계까지의 구간($a \leq y \leq b$)으로 나눈다. 이때 각 구간에서의 $h'_o(y)$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$h'_o(y) = \begin{cases} -(a+y)/R, & -b \leq y \leq -a \\ 0, & -a \leq y \leq a \\ -(y-a)/R, & a \leq y \leq b. \end{cases} \quad (17)$$

한편 식 (17)에서 알 수 있는 것처럼 접촉부의 형상이 세 부분으로 나뉘게 되므로 식 (10), (11), (13), (15) 및 (16)에서 $n = 3$ 이 되며 따라서 $\varphi_1 = -\pi/2$, 그리고 $\varphi_4 = \pi/2$ 이고 φ_2 및 φ_3 는 다음과 같다.

$$\varphi_2 = \sin^{-1}(\xi_2/b) = \sin^{-1}((y_2 - \delta)/b), \quad (18)$$

$$\varphi_3 = \sin^{-1}(\xi_3/b) = \sin^{-1}((y_3 - \delta)/b) \quad (19)$$

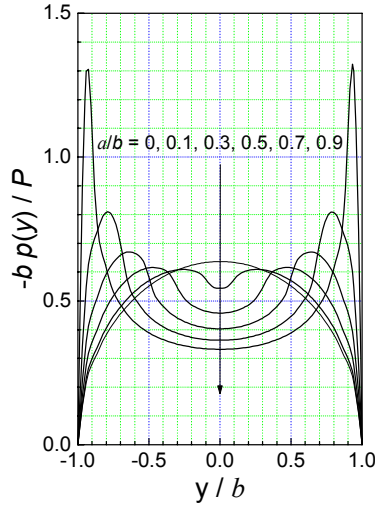


Fig. 1-2 Normal traction by a rounded punch (non-tilting).

여기서 $y_2 = -a, y_3 = a$ 가 된다. 또한 식 (11)에서

$$K_1 = K_3 = -1/R, K_2 = 0, L_1 = -L_3 = -a/R, L_2 = 0. \quad (20)$$

이제 편치가 기울어진 각(α)을 고려하기 위해 이에 대한 무차원화가 필요하다. 무차원화를 위한 변수로서 여기서는 접촉부 경계에서 두 접촉물체의 접선 각 α_b 를 택하였다. 이때 α_b 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\sin \alpha_b = (b-a)/R. \quad (21)$$

한편, α_b 는 모서리 반지름 R 과 수직 하중 P 에 의존한다. 그러므로 편치의 형상과 접촉 하중조건이 제시되면 α_b 는 하나의 값으로 정의될 수 있고 이를 α 의 무차원화를 위한 값으로 사용할 수 있다.

한가지 주의하여야 하는 것은 본 연구에서의 방법은 정의된 $h'_0(y)$ (여기서는 식 (17))가 적용될 수 있는 양 이내로 접촉 물체가 기울어 질 때에 한해 사용할 수 있다는 것이다. 예를 들어, 본 문제의 경우, 만일 기울어 진 양이 과다하여 접촉부 경계의 한쪽이 모서리의 라운딩 부위를 넘게 되거나 그 반대로 평탄부에 존재하게 될 경우에는 $h'_0(y)$ 가 식 (17)로 정의될 수 없으며 따라서 해가 존재하지 않게 된다. 이때에는 식 (16)에서 δ 가 실수 해로 구해지지 않게 되므로 쉽게 판단할 수 있다.

Fig. 1-3에는 a/b 가 0.5인 편치가 $\alpha/\alpha_b = 0 \sim 0.4$ 의 기울기로 기울어져 접촉하는 경우의 수직 트랙션의 변화를 보여준다. 편치가 기울어지는 경우 수직 트랙션의 최대값이 나타나는 위치가 접촉면의 안쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이것은 편치가 기울어짐에 의해 수직 하중에 의한 최대 변위가 발생하는 위치(여기서는 편치의 라운딩 부위와 평탄부가 만나는 지점)가 접촉면 내부로 이동하기 때문이다. 한편, 수직 하중의 크기가 일정하게 보존되기 위하여 최대 수직 트랙션의 크기가 기울어지지 않은 경우에 비해 상승하고 있음을 알 수 있다.

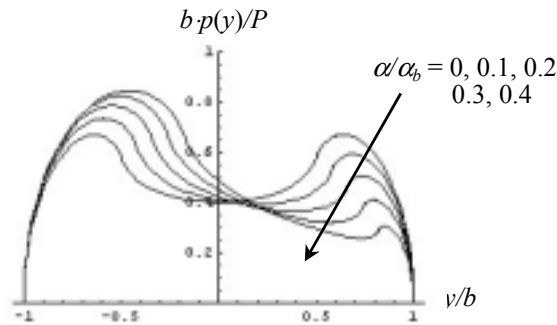


Fig. 1-3 Normal traction 형상s by a rounded punch ($a/b = 0.5$). The influence of tilting is shown for $\alpha/\alpha_b = 0$ to 0.4.

4. 부분미끄럼 상태의 해석

부분미끄럼 상태는 접촉 물체에 작용하는 전단 하중의 크기(Q)가 접촉면에서의 마찰력(μP ; μ 는 정지 마찰계수) 보다 작을 때에 접촉면 전체에서 상대 운동은 발생하지 않으나 부분적으로 상대 운동(미끄럼)이 발생하는 상태를 의미한다. 부분미끄럼 상태는 접촉 물체 상호 간의 체결력이 비교적 양호하여 전단 하중에 의한 상대적인 전단 강체변위가 작은 경우에 주로 형성된다. 따라서 접촉 물체의 수명 초기에 발생하기 쉬운 상태이며 프레팅 상태 하에 있는 물체의 손상해석에 많이 이용되는 미끄럼 상태이다.

본 연구에서의 부분미끄럼 상태를 위해서 전단 하중의 방향이 접촉면 상에서 이차원적($x-y$)으로 폐회로를 이루며 순차적으로 작용하는 경우를 고려하였으며 이때 최근에 개발된 수치해석 방법을 이용하였다[1]. 즉 전단 하중이 y 방향(Q_y)으로 증가한 후 Q_y 가 작용하고 있는 상태에서 x 방향으로 전단 하중(Q_x)이 증가하고(이때 x 방향은 Fig. 1-1에서의 원점으로부터

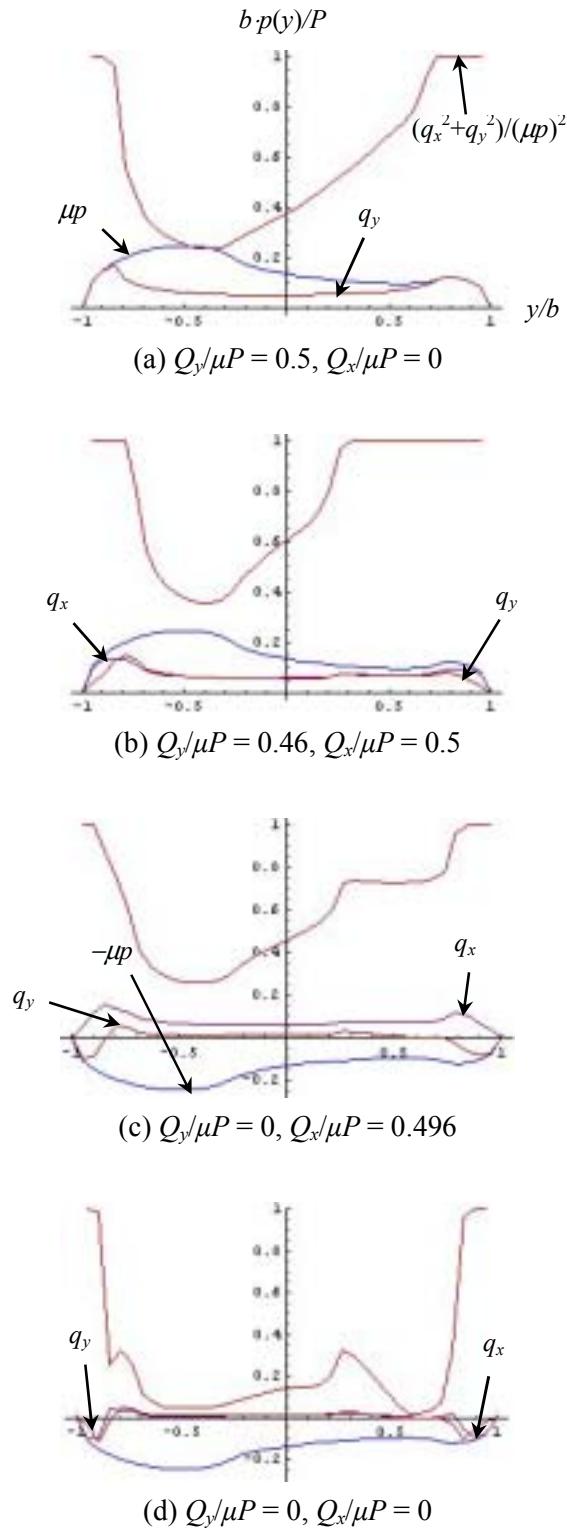


Fig. 1-4 Variation of the shear traction in y and x directions (q_y and q_x , respectively) in the case of tilted punch with rounded corners ($a/b = 0.5$; $\alpha/\alpha_b = 0.3$). (a) Q_y increase (b) hold Q_y , Q_x increase (c) hold Q_x , Q_y decrease (d) hold Q_y , Q_x decrease.

지면 아래로 진행하는 방향을 의미함), 다음 Q_x 가 유지되고 있는 상태에서 Q_y 가 0으로 감소한 후 다시 Q_x 가 0으로 감소하는 경우를 고려하였다.

Fig. 1-4에는 $a/b = 0.5$ 인 라운딩 편치가 $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 으로 기울어져 접촉하는 경우 전단 하중의 경로가 $(Q_y/\mu P, Q_x/\mu P) = (0.5, 0) \rightarrow (0.48 \text{ for non-tilt; } 0.46 \text{ for tilt, } 0.5) \rightarrow (0, 0.495 \text{ for non-tilt; } 0.496 \text{ for tilt}) \rightarrow (0, 0)$ 일 때의 전단 트랙션 변화를 보여 주고 있다. 여기서, $Q_y/\mu P = 0.5$ 로부터 $Q_x/\mu P = 0.5$ 가 될 때 $Q_y/\mu P$ 가 0.5로 유지되지 못하고 0.46 ~ 0.48로 감소하는 이유는 x 방향으로 전단 하중(Q_x)이 작용함에 따라 접촉면에서의 미끄럼 영역이 확대되어 접촉면 compliance가 증가되며 이것이 Q_y 의 제하로 나타나기 때문이다. 이때 compliance의 증가는 물체가 기울어져 접촉할 때 더 크게 됨을 알 수 있다($Q_x/\mu P = 0.48 \text{ for non-tilt; } 0.46 \text{ for tilt}$). 한편 y 방향으로의 전단 하중(Q_y)이 감소하기 시작할 때에도 이러한 현상을 볼 수 있으나($Q_x/\mu P = 0.495 \sim 0.496$) 이때에는 기울어짐에 의한 영향이 크게 나타나지 않았다.

편치가 기울어 지지 않은 경우에는 동일한 크기의 미끄럼 영역이 접촉면의 가장자리에 대칭으로 형성된다[4]. 그러나 Fig. 1-4로부터, 편치가 기울어져서 접촉하면, 낮은 수직 트랙션이 발생하는 쪽으로 미끄럼 영역이 편중되어 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 1-4에서는 미끄럼 영역을 $(q_x^2 + q_y^2)/(\mu p)^2 = 1$ 인 곳으로 나타내었다. 접촉면에서의 마멸은 미끄럼 영역에서 발생하므로, 물체가 기울어져 접촉하면 마멸 역시 편중되어 나타날 것으로 예상할 수 있다. 한편, 본 연구에서는 반무한 평판 내에 존재하는 균열에 대해서는 해석하고 있지 않으나 기존의 연구 결과[5]를 참고할 때 수직 및 전단 트랙션이 높게 나타나는 위치에서(즉 Fig. 1-1에서의 왼쪽 접촉경계 부근) 균열이 발생할 경우 균열 진전력이 크게 될 것으로 예상할 수 있다.

한편 접촉 전단 응력을 이용하여 미끄럼 변위를 계산할 수 있고 이들의 벡터 내적은 접촉면에서의 마찰에너지 방출이 된다. 즉

$$\text{Dissipated Energy} = \int (q_x \delta s_x + q_y \delta s_y) \quad (22)$$

여기서 j 는 Q_x 또는 Q_y 가 변화하는 경로를 의미하며 이때 δs_x , δs_y 는 경로 중에 증감한 미끄럼 변위를 나타낸다.

편치가 기울어 지지 않은 경우와 $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 로 기울어진 경우에 대해 Fig. 1-4에서와 동일한 전단 하중 한 사이클 동안 방출된 에너지를 계산하여

상대적으로 비교하면 Table 1-1 과 같다. Table 1-1 에서 알 수 있는 것은 물체가 기울어져 접촉하게 되면 접촉면에서 방출되는 에너지가 증가함을 알 수 있다. 특히 x 방향으로의 전단 하중이 증가할 때 에너지의 차이가 컸다. 이것은 끝단이 라운딩된 Wedge 의 경우에는 기울어져 접촉하더라도 전체 에너지 방출량은, 기울어지지 않은 경우에 비해, 거의 변화가 없다는 결과[6]와 다르다. 따라서 접촉면에서의 마멸을 마찰 에너지 방출로써 설명할 경우, 물체의 기울어짐이 마멸량에 미치는 영향은 접촉 물체의 형상에 따라 달라진다고 볼 수 있다.

Table 1-1. Comparison of dissipated energy.

	E_y	E_x	$\Sigma(E_y + E_x)$
Q_y increase	0.22 ¹⁾	-	0.22
	<i>0.26</i> ²⁾	-	<i>0.26</i>
Q_x increase	0.21	0.43	0.86
	<i>0.47</i>	<i>0.89</i>	<i>1.62</i>
Q_y decrease	0.08	0.05	0.99
	<i>0.09</i>	<i>0.06</i>	<i>1.77</i>
Q_x decrease	0.02	0.10	1.11
	<i>0.02</i>	<i>0.11</i>	<i>1.90</i>

1) Number Plain: Non-tilt; 2) Number *Italic*: Tilt ($\alpha/\alpha_b = 0.3$).

5. 물체 내부의 응력 분석

접촉에 의한 손상을 해석하기 위해서는 접촉 물체 내부의 응력을 해석하여야 할 필요가 있다. 이것은 접촉 물체 내부로 전파하는 균열의 진전력(응력확대 계수)을 분석하는 데에 필요할 뿐 아니라 Von Mises나 Tresca 항복 조건식을 사용하여 물체의 강도를 해석하는 데에도 이용할 수 있기 때문이다. 접촉 트래క్ష이 얻어지면 평면 문제의 경우 Flamant Potential을 이용하여 물체 내부의 응력을 구할 수 있다[7].

Fig. 1-5는 앞의 계산에서 사용한 라운딩 편치($a/b = 0.5$)가 기울어 지지 않고 접촉하는 경우와 $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 로 기울어진 경우에 대해, $Q_y/\mu P = 0.5$ 일 때, 반 무한 평판 내부에 형성되는 응력장을 비교하여 보여 주고 있다. Fig. 1-5에 나타낸 각각의 그림에서 횡축은 접촉면 상에서의 y 좌표, 종축은 반무한 평판 내부로의 z 좌표를

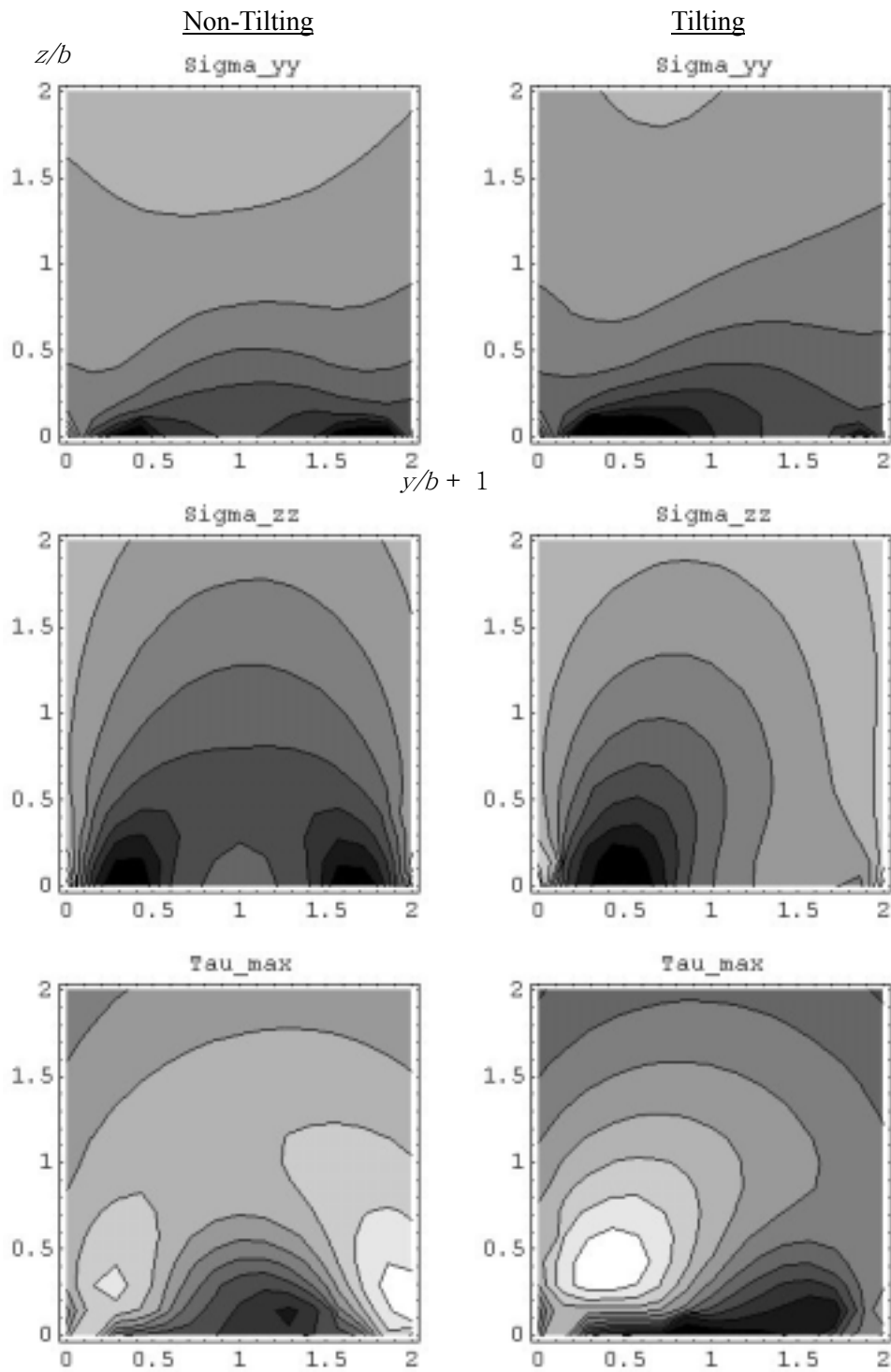


Fig. 1-5 Variation of internal stress distribution in the cases of non-tilting ((a), (b) and (c)) and tilting ((d), (e) and (f)).

나타내며 각각의 좌표 값은 접촉부 길이의 반(b)으로 무차원화한 것이다. 한편 횡축은 b 만큼 수평 이동하였으므로 접촉부 경계는 $y=0$ 와 $y=2$ 에 해당한다. Fig. 1-5에서는 응력 값이 작을수록 진하게 표시되어 있다.

Fig. 1-5로부터 펀치가 기울어져 접촉할 경우, 내부 응력장이 기울어진 방향으로(즉, 접촉에 의한 수직 변위가 큰 쪽으로) 치우쳐 나타나는 것을 알 수 있으며 이에 따라 물체 내부에서 손상이 발생하는 위치가 달라지게 될 것으로 예측할 수 있다. 특히 접촉부 경계 또는 접촉 물체 내부에서 균열이 성장할 경우 물체가 기울어져 접촉하면 균열 진전력에 차이를 가져오게 될 것이다.

6. 접촉형상의 일반화

접촉부 형상을 일반적인 경우로 확장할 때 사용할 수식에 대해서는 앞에서 소개하였다. 본 절에서는 이를 이용하여 Fig. 1-6 과 같이 아래면이 $2a$ 만큼 편평하고 양단이 모따기 또는 모따기의 시작점에 라운딩 가공을 한 경우를 고려한다. 한편 라운딩 부위로부터 모따기가 시작되는 구간을 $2c$ 라 하고 접촉 경계의 폭을 $2b$ 라 정의하며 라운딩의 반지름을 R 이라 한다. 이때 접촉부 형상이 변하는 지점에서의 기울기가 연속인 경우를 가정하여 smooth 한 형상을 갖도록 한다. 그러나 모따기만 되어 있는 경우에는 모따기 가공이 시작되는 점에서 응력 특이가 발생하는 예외적인 경우가 될 것이다. 한편 본 절에서는 평면문제만 고려하여 앞서 사용한 좌표 중 지면에 수직하였던 x 축을 사용하지 않으며 대신 y 및 z 를 각각 x 및 y 로 수정하여 나타낸다.

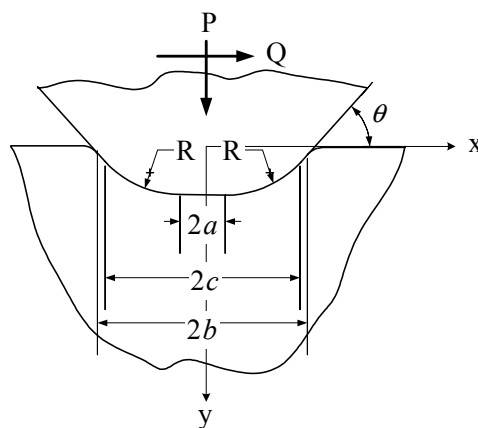


Fig. 1-6 Generalized geometry of present contact problem.

이제 수직하중 P 에 의해 접촉부의 경계가 발생하는 지점으로서 양단이 라운딩 되어 있는 경우는 라운딩 부위, 모따기 또는 모따기 시작점에 라운딩이 되어 있는 경우는 모따기 부위라 하고 가장 일반적인 경우로서 좌우 대칭의 형상을 갖고 라운딩과 모따기가 동시에 가공되어 있는 경우를 생각한다. 이때 모따기 부위를 구간 1과 5, 그 안쪽으로 라운딩 되어 있는 부위를 구간 2와 4, 그리고 중앙의 편평한 부위를 구간 3이라 하자. 이로부터 식 (11)에서의 K_i 및 L_i 를 구하면 다음과 같이 표로 작성할 수 있다

Table 1-2. $h_o'(x)$ for each edge shape.

Region No. (i)	Rounded Edges		Chamfered Edges		Chamfered & Rounded Edges	
	K_i	L_i	K_i	L_i	K_i	L_i
1	-	-	0	θ	0	θ
2	$-1/R$	$-a/R$	-	-	$-\theta/(c-a)$	$-a\theta/(c-a)$
3	0	0	0	0	0	0
4	$-1/R$	a/R	-	-	$-\theta/(c-a)$	$a\theta/(c-a)$
5	-	-	0	$-\theta$	0	$-\theta$

7. 접촉폭(2b) 및 수직 트랙션의 계산

접촉부의 폭(2b)는 접촉 수직하중 P , 두 물체의 복합 탄성계수 E^* 및 접촉부 형상 $h(x)$ 에 영향을 받으며 다음의 식에 의해 구할 수 있다.

$$-\frac{2P}{E^*b} = \frac{b}{2} \sum_{i=1}^n K_i \left(\frac{\Delta \sin 2\varphi_i}{2} \right) - \sum_{i=1}^n L_i \Delta \cos \varphi_i = 0 \quad (23)$$

식 (23)에서 $\sin \varphi_i = x_i/b$ 이고 φ_1 과 φ_{n+1} 은 접촉부의 경계를 나타내게 되어 각각 $-\pi/2$ 와 $\pi/2$ 이 된다.

식 (23)에서 알 수 있듯이 두 접촉물체의 복합 탄성계수와 하중이 동일할 경우 접촉폭은 접촉부의 기하학적 형상에 따라 달라진다. 접촉폭의 변화는 접촉응력의 크기에 영향을 미치며 또한 물체 내부응력을 변화시킨다. 일반적으로 마멸 등과 같은 접촉손상을 감소시키기 위해서는 접촉폭을 넓게 하여 접촉응력 값이 작게 되도록 설계하는 경우가 많다.

본 연구에서는 양단이 라운딩, 모따기 또는 모따기와 라운딩이 되어 있는

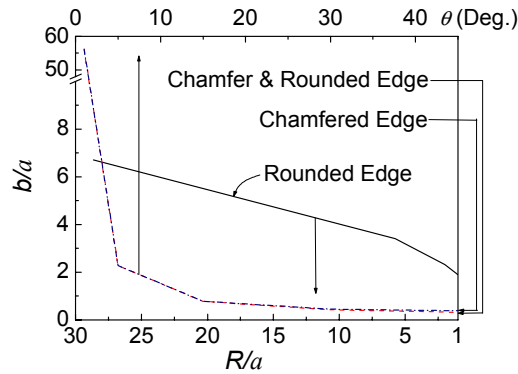


Fig. 1-7 Variation of contact region with respect to different edge shape.

펀치(각각 “R형, C형 및 CR형 펀치”라 하자)에 의한 접촉에서 동일한 P , E^* 인 경우 접촉폭 b 를 계산한다. 이때 펀치 중앙의 편평한 구간의 폭($2a$)을 일정하게 하여 접촉폭 및 라운딩 반지름 R 을 정규화(normalization)하는 파라미터로 이용한다. 한편 모따기의 경우에는 수평면(x 축)으로부터 기울어진 각 θ 를 그대로 이용하였다.

예제 계산을 위해 R형 펀치에서 모서리 반지름 R 의 크기는 C형 펀치의 모따기 각(θ) 연장선과 폭이 $4a$ 인 펀치의 양 경계가 교차하는 점까지 중앙의 편평한 부분에 접하는 원을 구성하여 구하였다. θ 의 값으로는 모따기 가공에서 많이 사용하는 45° 를 포함하여 30° , 15° , 5° 및 1° 로 하였으며 이때 각각에 대한 R/a 의 값은 1.0, 1.15, 2.0, 5.76, 28.65가 된다. 한편 CR형 펀치의 경우 중앙의 편평한 구간과 모따기 구간이 만나는 부분에 형성되는 라운딩 반지름 R 은 a 와 동일하게 하였다.

Fig. 1-7에는 $P/(E^*a) = 1.0$ 인 경우 각각의 형상에 대한 접촉폭을 나타내고 있다. 대부분의 경우 R형 펀치에 의한 접촉폭이 C형 및 CR형 펀치에 의한 것에 비해 크게 나타남을 알 수 있다. 한편 C형 및 CR형 펀치 상호 간의 차이는 거의 없음을 알 수 있어 모따기 가공 시 형상의 기울기가 변하는 점을 라운딩 하더라도 접촉폭에는 거의 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다. 또한 모따기 각이 15° 이상인 경우에는 접촉폭의 변화가 거의 없으나 그 이하에서는 각도가 줄어들수록 접촉폭이 급격하게 상승함을 알 수 있다. 이에 따라 C형 또는 CR형 펀치에서 모따기 각이 약 3° 이하에서는 접촉폭이, 모서리 반지름의 크기가 증가함에 따라 접촉폭이 완만하게 증가하는, R형 펀치에 의한 접촉폭에 비해 현저히

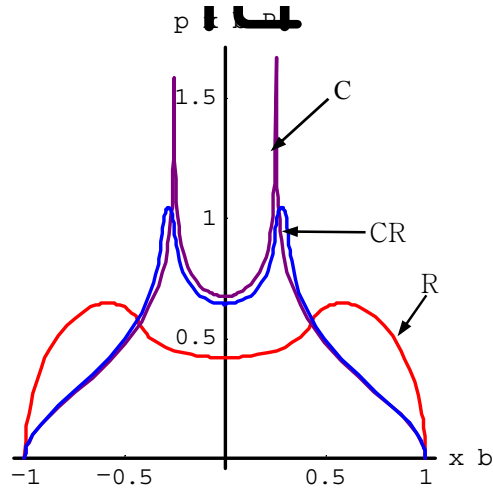


Fig. 1-8 Normal traction profiles by R, C and CR-type punches.

커지게 된다.

접촉에 의한 물체의 손상을 분석하기 위해서는 물체 내부의 응력상태를 파악하는 것이 필요하다. 이때 물체 내부의 응력은 접촉면에 발생하는 트랙션에 직접적인 영향을 받으므로 접촉폭의 크기와 함께 접촉 트랙션의 형상을 분석하는 것도 중요하다. 즉, 접촉면에서 가능한 균일하게 분포하는 트랙션의 경우가 접촉 손상을 억제하는 데에 유리할 것이다.

접촉 트랙션의 형상은 접촉부의 형상에 직접적으로 영향을 받는다. 본 연구에서는 접촉물체의 모서리가공으로서 많이 사용하고 있는 라운딩, 모따기 및 모따기 후 라운딩한 형태를 고려하여 이들 형상에 의한 트랙션의 형상을 분석하고자 하였다. Fig. 1-8에는 이에 대한 하나의 특징적인 경우로서 $P/(E^*a) = 1.0$ 일 때 R형 펀치에서의 모서리 반지름 $R/a = 2.0$, C형 펀치에서의 모따기 각도 15° 및 CR형 펀치에서 모따기 각도 및 라운딩 반지름을 각각 15° 와 $R/a = 1.0$ 으로 하였을 때의 접촉 수직트랙션을 보여준다. 이때 횡축은 접촉폭(b)로 정규화하여 나타내었다.

Fig. 1-8의 결과에 의하면, 예상한 대로, 양단이 라운딩되어 있는 경우에는(R형) 트랙션의 최대치 부분이 부드러운 곡선으로 되고 있으며 모따기된 경우에는(C형) 모따기가 시작되는 지점에서 첨두응력이 발생함을 알 수 있다. 그리고 모따기와 라운딩이 동시에 되어 있는 경우에는(CR형) 최대 응력이 발생하는 부위에서 첨두가 발생하고 있지는 않으나 양단이 라운딩 되어 있는 경우에 비해 접

촉폭에 걸친 트랙션의 분포의 균일한 정도가 낮은 것을 알 수 있다.

이와 같은 트랙션의 형상을 접촉부 형상의 변화에 따라 분석한 결과를 Fig. 1-9에 나타내고 있다. Fig. 1-9(a)에 나타낸 R형 편치에 의한 접촉에서는 모든 경우에 트랙션의 최대값 부분이 유한하며 부드러운 곡선으로 되는 것을 알 수 있다. 이때 라운딩 반지름의 크기가 증가하면 최대응력이 발생하는 점이 중앙으로 모아지며 그 값이 감소하게 됨을 볼 수 있는데 이것은 라운딩 반지름의 증가에 따라 접촉폭이 증가하기 때문이며 이에 따라 전체 접촉폭에 대해 중앙의 편평한 부분(2a)이 상대적으로 좁아지는 것이 그 이유이다.

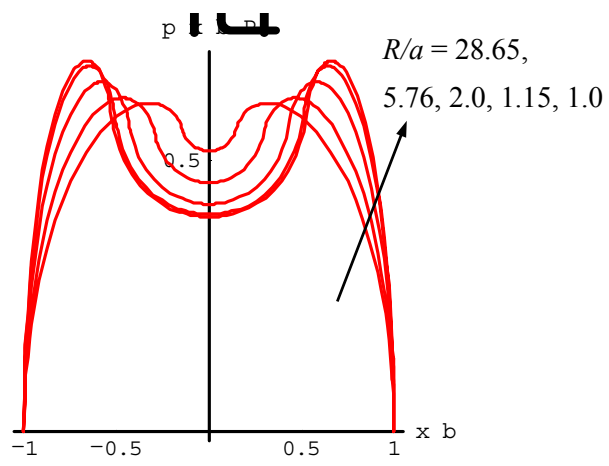
한편 Fig. 1-9(b)의 C형 편치에 의한 접촉의 경우에는 모따기 각의 크기에 관계 없이 항상 첨두응력이 발생함을 알 수 있다. 단 모따기 각이 감소함에 따라 첨두응력의 발생 위치가 접촉 중앙부위로 이동하는 것을 볼 수 있는데 이것은 Fig. 1-9(a)에서와 같이 접촉폭이 증가하므로 나타나는 현상이다.

R형 및 C형 편치가 중첩된 형태인 CR형 편치에 의한 접촉을 Fig. 1-9(c)에 나타낸다. Fig. 1-9(c)의 계산을 위해서 사용한 라운딩 반지름의 크기는 $R/a = 1.0$ 이었다. Fig. 1-9(c)에 보여주는 흥미로운 결과는 CR형 편치의 가장 바깥쪽에 형성된 모따기 각의 변화에 따라 R형 또는 C형 편치에 의한 접촉 트랙션의 특징이 모두 나타난다는 것이다. 즉 모따기 각이 증가하면 양단이 라운딩된 것(R형 편치)과 유사한 트랙션이 발생되며 감소할수록 모따기만 된 것(C형 편치)에 의한 트랙션과 유사하게 됨을 알 수 있다.

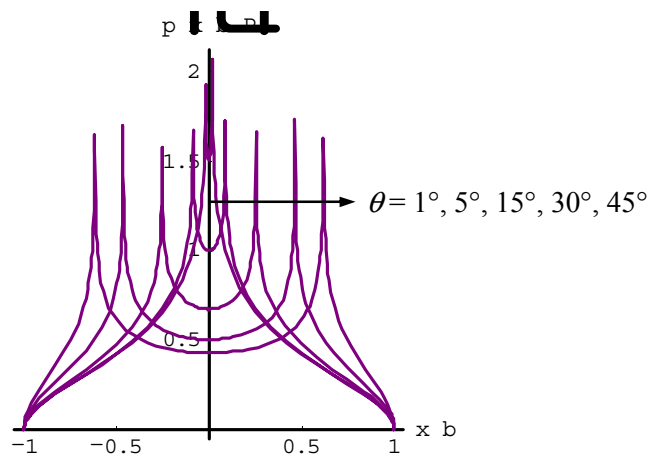
이것은 Fig. 1-10에 보여 주듯이 접촉경계 부근에서의 트랙션을 나타내면 좀 더 분명히 알 수 있다. Fig. 1-10(a)와 10(b)에는 각각 모따기 각이 1° 일 때와 45° 일 때를 보여주며 이와 함께 R형 편치에서 라운딩 반지름이 각각 $R/a = 28.65$ 와 1.0 일 때를 나타내고 있다. Fig. 1-10(a)에서는 CR형 편치에 의한 트랙션이 C형 편치에 의한 그것과 거의 동일하며 Fig. 1-10(b)에서는 R형 편치에 의한 트랙션과 거의 유사한 것을 볼 수 있다.

접촉 경계에서의 트랙션이 특이점을 갖는 양단 모서리가 직각인 편치를 모서리 라운딩 가공하게 되면 트랙션의 크기를 현저히 줄일 수 있다는 사실과는 달리 양단이 모따기되어 있는 편치의 경우에는 모따기의 시작점에 라운딩 가공을 하는 것이 항상 트랙션의 크기를 감소시킬 수 있는 것은 아니며 모따기 각도와 라운딩 반지름의 크기에 따라 달라지는 것을 알 수 있다. 그 이유는 모따기 각이 작은 경우를 예로써 설명할 수 있다.

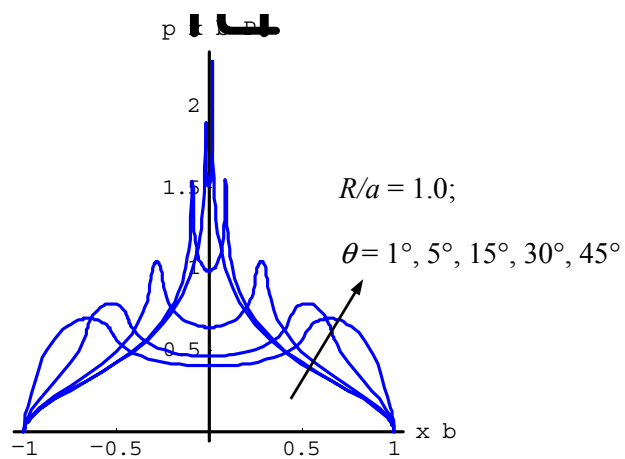
모따기 각이 작아지면 Fig. 1-7에 보인 대로 접촉폭이 증가하게 되고 따라



(a) R-type punch

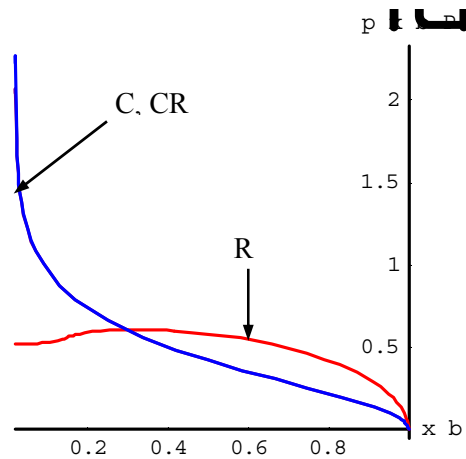


(b) C-type punch

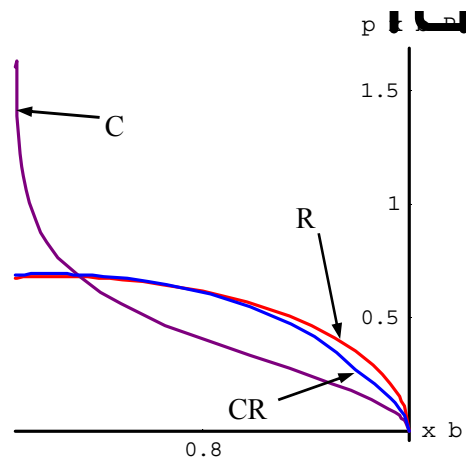


(c) CR-type punch

Fig. 1-9 Normal traction profiles with varying radius and chamfering angle.



(a) $R/a = 28.65$ for R-type; $\theta = 1^\circ$ for C-type; $R/a = 1.0$ and $\theta = 1^\circ$ for CR-type punch



(b) $R/a = 1.0$ for R-type; $\theta = 45^\circ$ for C-type; $R/a = 1.0$ and $\theta = 45^\circ$ for CR-type punch

Fig. 1-10 Normal tractions near contact edge.

서 전체 접촉폭의 크기에 비해 중앙의 편평한 구간과 그 주위의 라운딩이 상대적으로 작게 되어 라운딩의 영향이 거의 사라지게 되는 것이다. 따라서 트랙션 크기를 감소시키기 위한 라운딩의 효과를 가져오기 위해서는 모따기 각에 따라 라운딩 반지름의 크기를 조절하여야 한다.

이에 대한 검토를 Fig. 1-11에 나타내었다. Fig. 1-11은 CR형 펀치에서 모따기 각이 15° 인 경우 모따기 시작점의 라운딩 반지름을 $R/a = 1 \sim 8$ 까지 변화시키며 수직 트랙션을 계산한 결과이다. 라운딩 반지름이 증가함에 따라 트랙션의 최대값이 감소하며 그 형태가 접촉폭 내에서 균일해지는 방향으로 되는 것을 알 수 있다. 이로부터 접촉손상을 억제하는 관점에서는, 접촉물체의 모따기 각이 작은

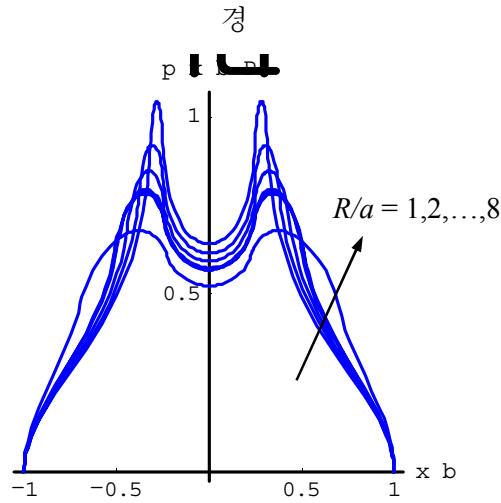


Fig. 1-11 Variation of normal traction of CR-type punch as the radius increase (in the case of $\theta = 15^\circ$).

우, 라운딩 반지름을 증가시켜야 할 필요가 있음을 알 수 있다.

8. 부분미끄럼 문제에서의 전단 트랙션 및 미끄럼 영역

두 물체의 접촉에 의한 손상으로는 크게 피로균열의 성장과 접촉면에서의 마멸로 정리할 수 있다. 이때 접촉물체 사이의 상대 운동 진폭이 작을 경우 각각을 프레팅피로와 프레팅마멸이라 한다. 접촉물체 사이에 상대운동이 존재한다는 것은 전단하중이 존재한다는 것을 의미하며 전단하중의 크기가 마찰력보다 같거나 커서 접촉면에 전체적인 미끄럼이 발생할 경우를 전미끄럼 상태(gross slip regime), 그리고 마찰력보다 작아 접촉면 전체에서 미끄럼은 발생하지 않으나 일부분에서 발생하는 경우를 부분미끄럼 상태(partial slip regime)라 한다.

접촉물체 내부의 응력은 접촉면의 트랙션에 영향을 받으므로 전단하중에 의해 형성되는 전단 트랙션을 구하여야 접촉손상을 분석할 수 있다. 전미끄럼 상태에서의 전단 트랙션은, Amonton's Friction Law를 따를 경우, 수직 트랙션에 정지 마찰계수를 곱하여 쉽게 얻을 수 있다. 그러나 부분미끄럼일 경우는 두 물체의 상대운동이 없는 영역에서의 전단 트랙션을 별도로 구하여야 할 필요가 있다. 부분미끄럼은 일반적으로 두 물체의 체결 상태가 양호한 경우에 발생하는 것으로 볼 수 있어 접촉손상의 해석을 위해 주로 고려하는 미끄럼 상태이다.

부분미끄럼 상태의 전단 트랙션을 구하기 위해 수학적인 방법으로서 1차

원 전단하중을 고려하는 문제일 경우(Mindlin-Cattaneo 문제), perturbation에 의해

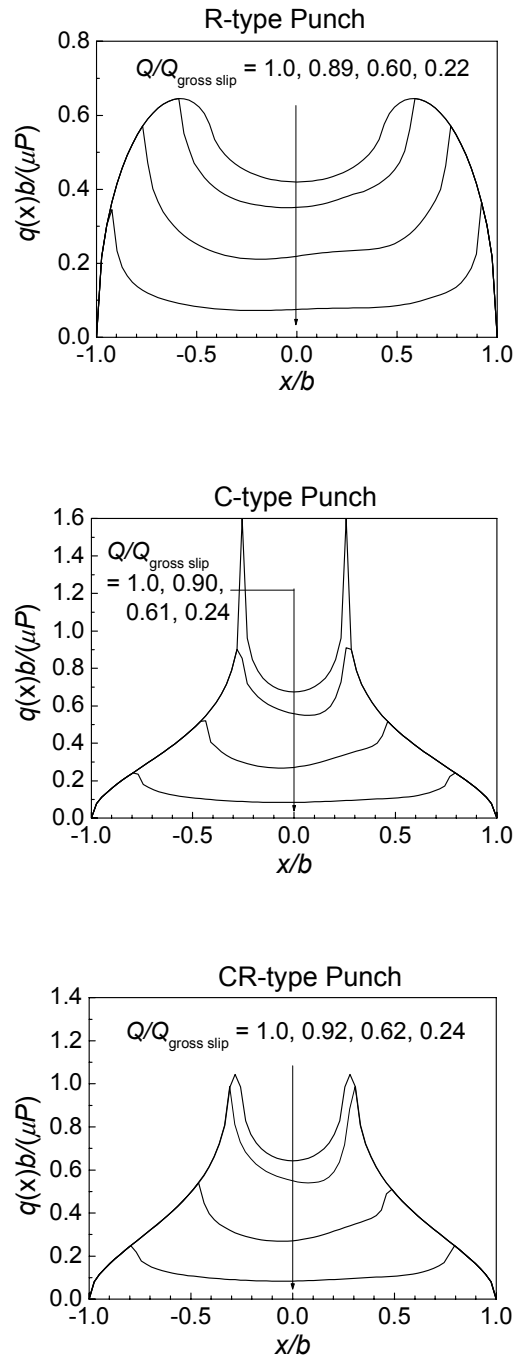


Fig. 1-12 Variation of shear traction for each type.

구할 수 있다[8]. 이와는 별도로 influence function method에 의해 수치적으로도 구할 수 있으며 수치해석 방법을 이용하면 엄밀해를 구할 수 없는 접촉면 상에서

전단하중이 2차원적으로 변하는 경우의 문제도 해결할 수 있다[1].

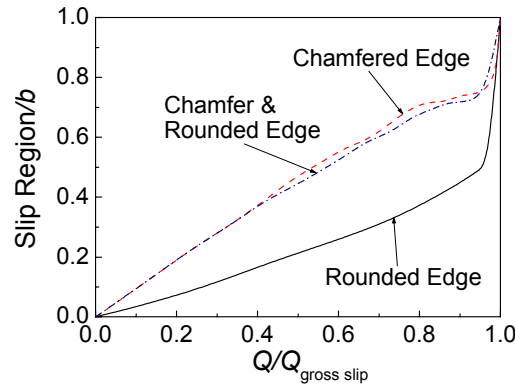


Fig. 1-13 Expansion rate of slip region for each type.

본 연구에서는 부분미끄럼 상태를 가정하여 개발된 수치해석 방법으로 전단 트랙션을 구하였다.

Fig. 1-12에는 R형, C형 및 CR형 편치에 의한 접촉에서 전단하중이 증가함에 따라 접촉면에 나타나는 전단 트랙션을 보여 준다. 이때 각 편치의 기하학적 형상은 Fig. 1-6에 사용하였던 것과 동일하게 하였다. 또한 각각의 경우에 부분미끄럼을 발생시키는 전단하중 세 가지는 서로 유사하도록 하여 전단 트랙션과 미끄럼 영역을 상호 비교할 수 있게 하였다.

Fig. 1-12에 의해 전단하중이 증가함에 따라 접촉경계로부터 내부로 미끄럼 영역이 확장하는 부분미끄럼의 일반적 현상을 볼 수 있다. 그러나 미끄럼 영역의 확장이 수직 트랙션의 최대값이 나타나는 점을 넘지 못하는 것을 알 수 있으며 이를 초과하는 전단하중이 작용하면 순간적으로 전미끄럼 상태가 된다. 이것은 원통 또는 구의 접촉에서 나타나는 Hertz 문제에서는 볼 수 없는 현상이다. Hertz 접촉인 경우 부분미끄럼 문제를 해석한 Mindlin-Cattaneo 해에서는 최대 수직 트랙션이 접촉면의 중앙에 위치하므로 전단하중의 증가에 따라 미끄럼 영역이 지속적으로 증가하게 된다. 본 연구에서는 모따기를 갖고 있는 경우가 더 오랫동안 부분미끄럼 상태를 지속하게 됨을 알 수 있다. 접촉면에서의 마멸 손상은 미끄럼 영역에서 나타나는 것이므로 본 연구에서 고려하고 있는 형상의 접촉물체의 경우에는 최대 수직 트랙션이 접촉경계에 가까이 존재하도록 접촉부 형상과 수직 하중 P 를 설계하여야 접촉손상을 억제할 수 있음을 알 수 있다.

한편 Fig. 1-12의 경우에 대해 전단하중의 증가에 따른 미끄럼 영역의 확장

속도를 Fig. 1-13에 나타내었다. 동일한 전단하중이 작용할 경우 양단이 라운딩된 편치에 의한 접촉의 경우가 모따기된 편치에 의한 접촉에 비해 미끄럼 영역이 더 작으며, 전단하중이 전미끄럼을 발생시키는 전단하중의 약 95% 정도로 증가할 때까지, 미끄럼 영역의 증가율도 더 작다는 것을 알 수 있다. 따라서 양단이 모따기 되어 있는 경우보다 라운딩 되어 있는 경우가 접촉손상을 억제하는 관점에서 더 유리한 것으로 판단된다. 또한 양단이 모따기 되어 있는 경우에도 미끄럼 영역의 급속한 확장이 전미끄럼을 발생시키는 전단하중의 약 95% 정도 이후에서 나타난 것으로 보아 모서리 가공된 편치에 의한 접촉에서는 전단하중이 전미끄럼을 발생시키는 전단하중의 약 90% 이하일 때 부분미끄럼 상태가 유지되는 것으로 볼 수 있다.

9. 비대칭 접촉 트랙션에 의한 균열전파 거동의 해석

물체가 기울어진 상태로 접촉하는 경우 접촉면에 발생하는 트랙션의 형상은 비대칭이 된다. 비대칭 접촉 트랙션이 발생하는 또 다른 하나의 경우로서 접촉물체에 접촉면에 평행한 방향으로 인장(또는 압축) 응력이 작용할 때를 생각할 수 있다. 이 경우, 접촉 트랙션이 달라짐으로 인해 물체 내부의 응력장이 변하는 것 외에 작용하는 인장(또는 압축) 응력에 의한 영향도 나타나게 된다.

접촉물체에 인장(또는 압축) 응력이 작용하는 경우는 프레팅피로 문제에서 대부분 나타난다. 프레팅피로는 반복 피로하중이 작용하는 물체에 접촉 하중이 추가적으로 작용하는 경우를 의미하며 이때 접촉부 경계 부근에서 균열이 발생하여 진전하는 현상을 많이 볼 수 있다. 이때 균열의 진전 거동은 접촉 하중이 없는 경우의 일반 피로에서보다 현저히 큰 균열진전율을 갖게 되어 안전성에 큰 위해가 된다. 대칭형 접촉 트랙션이 있는 경우의 균열 진전해석에 대해서는 전년도에 연구하였다. 본 연구에서는 이를 확장하여 기울어진 접촉물체 및 인장하중이 작용하는 경우 발생하는 비대칭의 접촉 트랙션일 경우에 대해 분석하여 이에 대한 영향을 살펴 보았다.

우선 물체가 기울어진 상태로 접촉하는 경우 발생하는 비대칭 접촉 트랙션은 앞서 해를 구하였으므로 여기서는 접촉물체에 인장하중이 작용하는 문제를 고려하며 각각의 경우에 균열의 진전 거동에 영향을 미치는 응력강도계수를 분석하여 본다. 이를 위해 문제의 기하학적 구성으로서 Fig. 1-14와 같이 양단이 라운딩되어 있는 편치가 반무한 평판에 기울어져 접촉하며 반무한 평판에 원거리

인장응력이 작용하는 것으로 생각하였다.

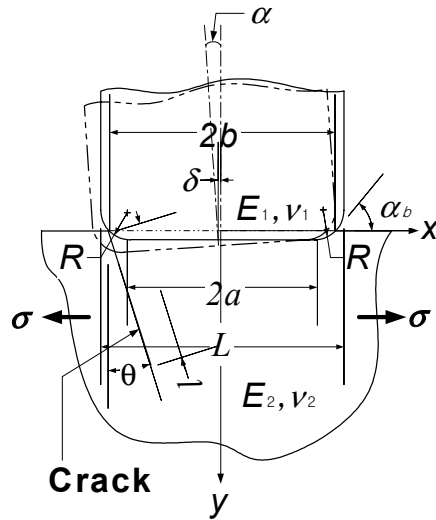


Fig. 1-14 Configuration of crack problem.

즉, 접촉부의 형상이 일반적이며 기울어진 경우에 대한 예로서 Fig. 1-14에서 나타낸 것과 같이 양단 모서리가 반지름 R 로 라운딩 되어 있고 중앙에 평탄부($-a \leq x \leq a$)를 갖는 편치가 반 무한 평판에 접촉하며 α 만큼 기울어진 문제를 해석하였다. 이때 접촉부는 $-b \leq x \leq b$ 이며 $x = \pm b$ 는 편치의 라운딩 부분에 존재한다. 또 Fig. 1-14에는 접촉 트랙션을 구한 후 균열 문제를 다루기 위해 접촉부 경계로부터 성장하는, 길이 l 의 균열과 인장 하중에 의한 균일 응력 σ 가 반 무한 평판에 작용하는 경우를 함께 표시하였다.

어느 한쪽의 접촉 물체에 접촉면에 평행한 방향으로 인장 하중 T 가 작용하면 접촉 전단 하중 Q 에 의한 접촉면에서의 전단 트랙션 $q(x)$ 로부터 발생하는 전단 방향의 탄성 변위 $g(x)$ 에, T 에 의한 변위 $t(x)$ 를 고려하여야 한다. 여기서는 균열의 성장이 최대 인장 피로 하중에서 발생한다고 가정하고 이때의 인장 하중이 작용할 때 전단 트랙션의 변화를 관찰하고자 하였다. 이와 같은 문제는 접촉부 형상이 원통형인 헤르쯔 접촉일 때 perturbation에 의해 그 해가 구해진 적이 있다[8]. 그러나 본 연구에서 다루고 있는 것과 같이 접촉부의 형상이 일반화되어 수직 트랙션의 함수 형태가 복잡한 경우에는 이 방법을 사용할 경우 매우 복잡한 계산이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 이미 개발된 수치해석 방법[1]을 이용하였다.

사용한 수치해석 방법을 간략히 설명하면 다음과 같다. 우선 접촉면을 S 개

의 구간으로 나누어 한 개 구간의 거리를 d 라 할 때, 접촉면 전체에 밀변의 길이가 $2d$ 이고 높이가 $q(x)$ 인 $(S - 1)$ 개의 이등변 삼각형 전단 트랙션 요소를 분포시킬 수 있다. 이후 각각의 트랙션 요소에 의한 전단 변위를 계산하고 이를 전단 하중이 작용할 때 접촉 물체에 발생하는 강체 변위와의 차를 구하면 접촉면이 분할된 $(S - 1)$ 개의 지점(즉 collocation point)에서의 상대 미끄럼 변위를 구할 수 있다. 이제 미끄럼 영역과 고착 영역에서의 상대 미끄럼 변위에 대한 조건이 만족되도록 반복 계산을 수행하여 수렴하는 $q(x)$ 를 각 collocation point에서 구하면 최종 $q(x)$ 의 해가 piecewise linear한 형태로 얻어질 수 있다.

한쪽의 접촉 물체에 인장 하중 T 가 작용하는 경우를 기존의 수치해석 방법에 포함하기 위해서 인장 하중에 의한 물체 내의 인장 응력을 σ 라 하면 평면 변형률 상태에서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$t(x) = \int_{\text{contact}} \varepsilon_{xx} dx = \varepsilon_{xx} \cdot x = \frac{\sigma(1-\nu^2)}{E} \cdot x \quad (24)$$

여기서 E 와 ν 는 T 가 작용하는 접촉 물체의 탄성계수와 프와송 비이다. 즉, 인장 하중에 의한 접촉면에서의 전단 방향 변위 $t(x)$ 는 x 의 일차 함수 형태가 되며 각 collocation point에서의 상대 미끄럼 변위는 $(g(x) + t(x))$ 와 전단 방향의 강체 변위와의 차이가 된다.

균열 해석을 위해서는 물체 내부의 응력장을 분석하여야 한다. 접촉면에서의 트랙션을 구하면 물체 내부의 응력 σ_{xx} , σ_{yy} 및 τ_{xy} 는 Flamant 포텐셜[7]의 2계 미분으로부터 구할 수 있으며 또한 내부 응력으로부터 물체 내부의 변형률 에너지 밀도(Strain Energy Density)를 구할 수 있다[9].

한편 프레팅 피로 균열과 같이 접촉 상태에서 발생하는 균열은 접촉부 경계에서 발생하는 경우가 많다. 이때 균열은 접촉 트랙션의 영향에 의해 대부분 물체 내부로 경사지게 진행한다. 내부 응력에 미치는 트랙션의 영향은 물체 내부로 들어 갈수록 급격히 감소하며 피로 하중의 영향이 우세하기 시작할 때부터 균열은 피로 하중에 수직인 방향(모우드 I)으로 진전하게 된다. 본 연구에서 고려하고 있는 x 방향으로의 접촉 전단 하중이 작용하는 경우 접촉면에서 발생하는 표면 균열 문제는 모우드 I과 II가 중첩된 문제이며, 만일 면외 방향으로의 전단 하중이 작용할 경우에는 모우드 III가 고려되어야 한다.

접촉 트랙션으로부터 내부 응력을 구하는 과정과 접촉면으로부터 경사지게

성장하는 표면 균열을 전위 밀도 함수법으로 해석하는 과정은 전년도에 발표된

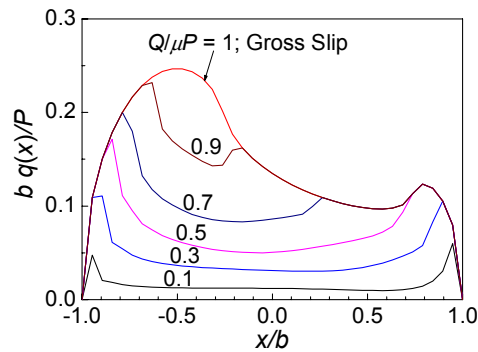


Fig. 1-15 Variation of shear traction with tilted punch ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$).

결과[1]를 참고할 수 있으므로 여기서는 각각의 방법에 대한 상세한 설명은 생략하였으며 양단이 라운딩된 펀치접촉에 의한 결과만 토의한다. 균열을 고려하지 않는 경우 Fig. 1-14와 같은 문제에서 접촉면 수직 트랙션은 Fig. 1-3에 이미 나타내었다. 접촉 수직 트랙션 $p(x)$ 로부터 부분 미끄럼 상태의 전단 트랙션 $q(x)$ 를 수치해석 방법으로 구한 결과가 Fig. 1-15에 나타나 있다. Fig. 1-15는 펀치의 형상으로서 $a/b = 0.5$, 기울어진 정도가 $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 인 경우 $Q/\mu P = 0.1$ 에서 0.9로 증가할 때 $q(x)$ 의 변화를 보여 주고 있다. 한편 $Q = \mu P$ 가 되는 전 미끄럼 상태에서의 전단 트랙션을 함께 나타내어 부분 미끄럼 상태일 때의 미끄럼 영역($q(x) = \mu p(x)$)과 고착 영역($q(x) \leq \mu p(x)$)을 알 수 있도록 하였다.

전단 하중 Q 가 증가할 때 물체가 기울어진 방향의 반대쪽에서 미끄럼 영역이 더 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 미끄럼 영역은 접촉면에서 마멸이 발생하는 곳이므로 전단 하중의 증가와 함께 마멸의 발생 부위가 넓어지게 되며, 특히 물체가 기울어져 접촉하는 경우 기울어 짐에 의해 물체가 들러지는 쪽에서 마멸 영역이 크게 나타날 것으로 예상할 수 있다.

두 물체가 접촉하고 있는 상태에서 어느 한쪽의 물체에 인장 하중이 작용하는 경우를 생각해 본다. 헤르쯔 압력이 작용하는 물체에 인장 하중이 걸릴 때의 전단 트랙션은 인장 하중의 크기가 작을 경우(즉 $\sigma/\mu p_o \leq 4(1 - \sqrt{1 - Q/\mu P})$)일 때, 여기서 σ 는 인장 응력, $p_o = 2P/\pi b$ 로서 헤르쯔 압력의 최대값, 인장 하중이 없는 경우의 Mindlin-Cattaneo의 해에서 고착 영역의 중심이 이동되는 현상만 발생하고 인장 하중이 커지면 접촉부의 한쪽 경계(leading edge 쪽)에 반대 방향의 전단 트랙션이 발생한다고 알려져 있다[8].

본 예제의 결과는 Fig. 1-16에 보여 주는 것과 같으며, 이때 인장 하중의

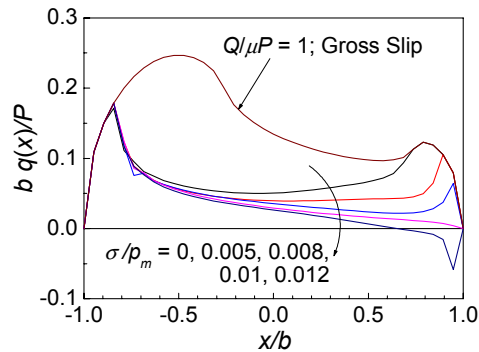


Fig. 1-16 Variation of shear traction affected by tilting and bulk tension ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $Q/\mu P = 0.5$).

변화량으로서 인장 응력 $\sigma/p_m = 0.5, 0.8, 1, 1.2\%$ 로 하였으며 $a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 인 경우를 고려하였다. 이때 p_m 은 접촉면에서의 평균 응력으로서 $p_m = P/(2b)$ 로 정의하였다. Fig. 1-16로부터 물체가 기울어 짐에 의해 나타난 전단 트랙션의 비 대칭 정도가 인장 하중이 증가함에 따라 증가함을 확인할 수 있다. 또한 인장 하중이 증가할 경우 한쪽의 접촉 경계에서($x/b = 1$) 전단 트랙션이 점점 줄어들며, $\sigma/p_m = 1.2\%$ 가 될 때에는 반대 방향의 미끄럼이 발생하는 하는 것을 볼 수 있다. 이것은 수직 트랙션이 헤르쯔 압력인 경우[8]와 유사한 결과이다.

10. 내부응력 및 균열전파 거동

Fig. 1-17 및 Fig. 1-18에는 각각 $a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 일 때 인장 하중이 작용하지 않는 경우와 $\sigma/p_m = 1\%$ 의 인장 하중이 작용하는 경우에 대한 내부 응력을 p_m 으로 정규화한 값을 보여 주고 있다. 이때 횡축은 균열 해석을 위해 균열 시작점인 접촉면 경계를 원점으로 하였으며 따라서 접촉부 전체가 $0 \leq (x/b + 1)/2 \leq 1$ 이 되도록 정규화하였다.

Fig. 1-17으로부터 편치가 기울어져 접촉함에 따라 σ_{xx} 와 σ_{yy} 가 기울어진 방향으로 치우치게 되는 현상을 볼 수 있다. 한편 인장 하중이 더하여진 경우를 보면(Fig. 1-18), 응력의 분포 형태는 인장 하중이 작용하지 않았을 때에 비해 거의 차이가 나지 않으나 응력 값들이 상승하는 것을 볼 수 있다. 특히 인장 하중의 방향인 σ_{xx} 의 증가가 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. 이와 같은 비 대칭형의 트랙

선에 의한 응력 변화는 물체에 균열이 존재할 경우 그 진전 거동에 영향을 미치

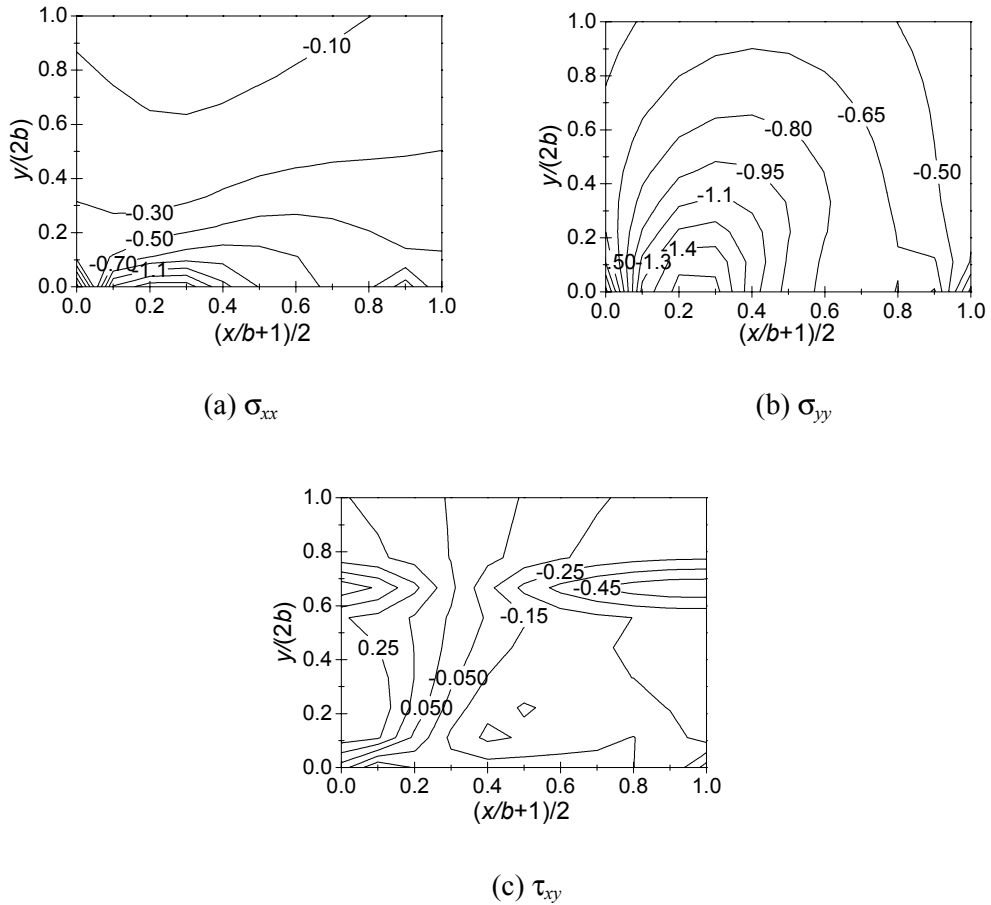


Fig. 1-17 Internal stress distribution in the case of indentation by a tilted punch ($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $Q/\mu P = 0.5$).

게 된다.

Fig. 1-17과 Fig. 1-18의 접촉 트래クション 및 인장 응력 상태에서 Fig. 1-14에서 나타난 접촉부 경계에서 성장하는 표면 균열을 해석하여 보았다. 일반적인 경우로서 균열이 접촉면에 수직인 방향으로부터 각 θ 만큼 경사진 경우를 고려할 수 있으나 여기서는 $\theta = 0^\circ$ 인 수직 균열에 대해서만 해석하였다.

Fig. 1-19는 $a/b = 0.5$ 이고 $\alpha/\alpha_b = 0, 0.3, 0.5$ 로 기울어진 경우에, 균열이 성장함에 따른 응력확대계수의 변화를 보여 주는 것으로 K_I 은 균열 성장의 초기에 증가하다가 최대값을 가진 후 감소하여 균열이 닫히며($K_I < 0$) K_{II} 는 계속 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 접촉 트래クション만이 작용할 때 발생하는 일반적인 현상으로 물체가 기울어져 접촉하는 것이 응력확대계수 변화의 거동에는 영향을 미치

지 않는다는 것을 의미하며 물체가 기울어지지 않은 경우에 비해 기울어져 접

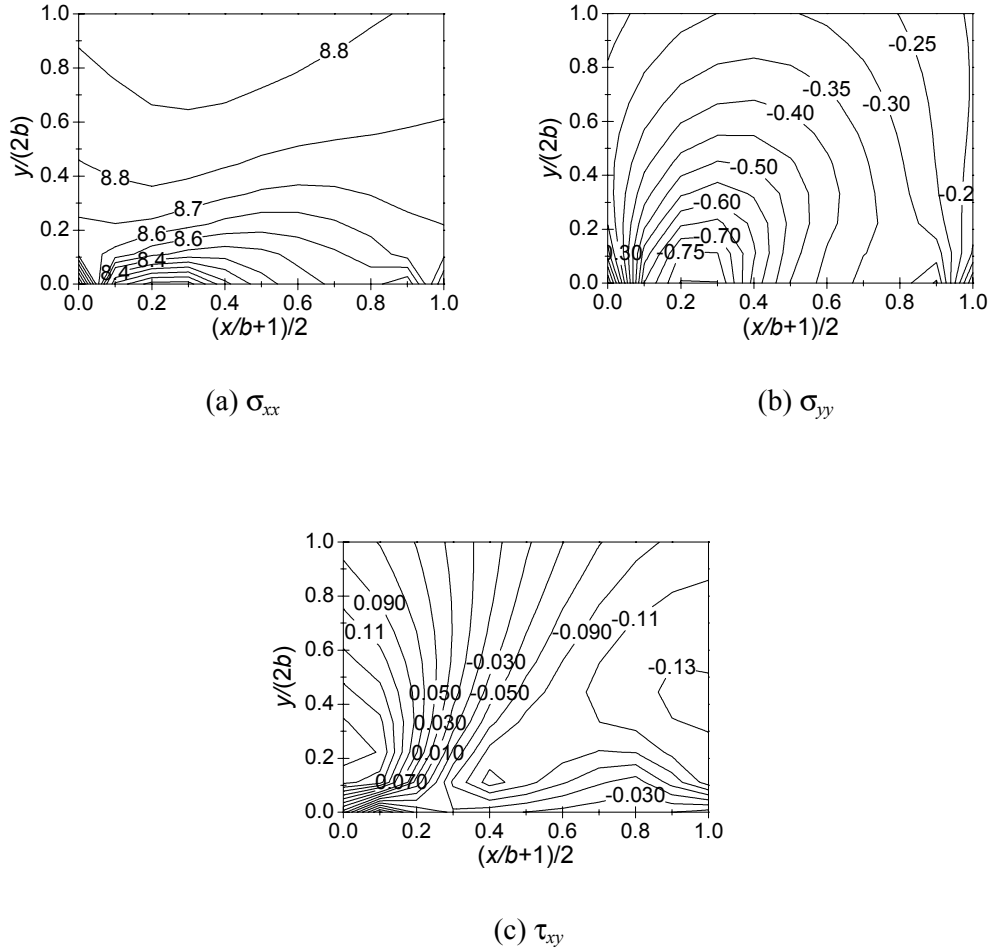


Fig. 1-18 Internal stress distribution in the case of indentation by a tilted punch and far field bulk tension($a/b = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $Q/\mu P = 0.5$, $\sigma/p_m = 0.01$).

촉할 때에 K_I 은 감소하며 K_{II} 는 증가한다는 것을 알 수 있다. 그러나 $\alpha/\alpha_b = 0.3$ 일 때의 K_I 이 $\alpha/\alpha_b = 0.5$ 일 때의 K_I 에 비해 더 작고 K_{II} 는 더 크게 나타난 결과로부터 K_I 의 감소(또는 K_{II} 의 증가)는 기울어진 정도에 비례하지는 않는다는 것을 알 수 있다.

Fig. 1-19에서 주어진 조건에 더하여 인장 하중으로서 $\sigma/p_m = 1\%$ 가 가해진 경우의 응력확대계수를 Fig. 1-19과 비교한 것을 Fig. 1-20에 나타내었다. 인장 하중이 가해질 경우 K_{II} 에는 거의 변화가 없으나 K_I 에는 큰 변화가 발생하는 것을 볼 수 있다. 즉, K_I 의 값이 크게 상승할 뿐 아니라 균열 길이가 증가함에 따라 K_I 이 계속 증가함을 알 수 있어 인장 하중이 가해질 경우에는 균열의 단합이 발생하

지 않는 것으로 생각된다. 그러나 이것은 인장 하중의 크기에 따라 달라질 것

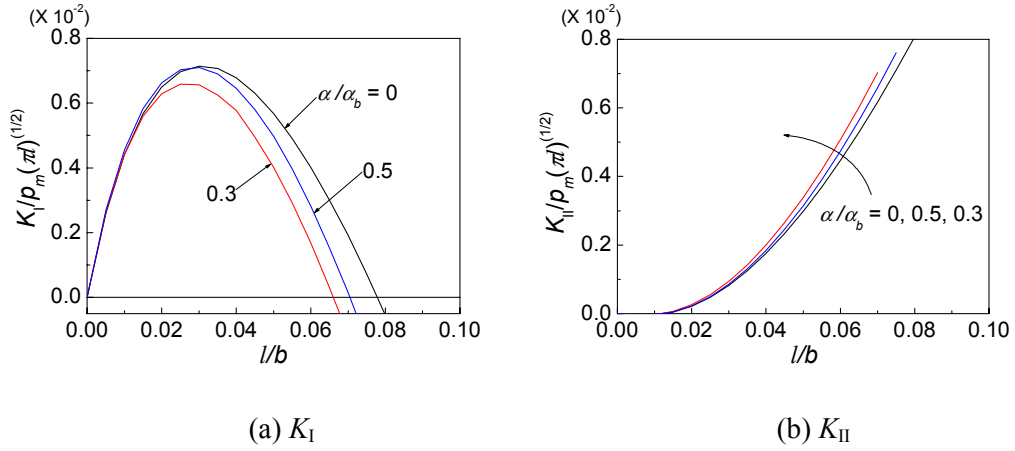


Fig. 1-19 Variation of stress intensity factors incorporating tilting ($a/b = 0.5$, $Q/\mu P = 0.5$, $\theta = 0^\circ$).

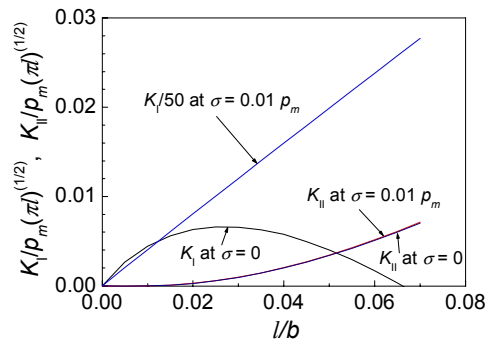


Fig. 1-20 The effect of bulk tension on K_I and K_{II} ($a/b = 0.5$, $Q/\mu P = 0.5$, $\alpha/\alpha_b = 0.3$, $\theta = 0^\circ$).

으로 생각된다. 즉, 균열의 진전 거동은 접촉 트랙션에 의해 영향을 받는 내부응력과 인장 응력의 조합에 의해 영향을 받으므로 인장 응력의 영향이 접촉 트랙션에 의한 영향보다 작을 경우에는 Fig. 1-19에서 보여 주는 균열의 거동이 발생할 수 있을 것이다.

본 논문에서는 $\theta \neq 0^\circ$ 일 경우에 대해 해석하지는 않은 이유는 앞선 연구결과[7]로부터 균열의 경사각(θ)이 증가함에 따른 영향은 단지 균열 단힘이 더 빨리 일어나고 K_I 이 감소하며 K_{II} 는 증가하는 일관된 경향을 보이므로 Fig. 1-19 및 20에 나타난 결과로부터 $\theta \neq 0^\circ$ 인 경우를 예측할 수 있기 때문이다.

제 2 절 접촉손상의 실험적 분석

1. 미끄럼 조건의 변화에 대한 실험적 분석

일반적으로 마멸량은 접촉 물체 상호 간의 수직 하중과 미끄럼 진폭에 영향을 받는다고 알려져 있다. 그런데 마멸은 두 접촉 물체 사이에 상대 운동이 존재하여야 발생하므로 접촉면에는 수직 하중에 마찰 계수가 고려된 전단 하중을 고려할 수 있다. 이때 접촉면의 전단 하중은 접촉 물체 사이의 상대 변위의 크기와 직접적인 관련이 있다.

한편 접촉 물체 사이의 상대 변위는 작용하는 전단 하중에 의해 두 물체가 접촉면으로부터 떨어진 곳에서 나타나는 변위(강체 변위)와 접촉면에서 발생하는 전단 응력(트랙션)에 의한 변위('탄성 변위'라 하자)로 구분할 수 있다. 이때 강체 변위와 탄성 변위와의 차이가 접촉면에서의 미끄럼 변위가 된다. Coulomb 의 마찰 법칙을 적용할 때 접촉면의 전체에서 미끄럼이 발생하는 전 미끄럼(gross slip) 상태에서는 접촉면 모든 점에서 전단 트랙션의 크기가 마찰 계수와 수직 트랙션의 곱이 된다.

그러나 접촉 물체에 작용하는 전단 하중의 크기가 접촉면의 마찰력보다 작아 접촉면의 일부분에서만 미끄럼이 발생하는 부분 미끄럼(partial slip) 상태에서는 접촉면에서의 상대 탄성 변위와 접촉 물체의 상대 강체 변위의 크기가 같아 상대 미끄럼 변위가 0 이 되는 고착 영역이 존재하게 된다. 즉 전단 하중의 크기가 작아 접촉 물체의 상대 강체 변위가 작을 경우 부분 미끄럼 상태가 되기 쉬우며, 따라서 상대 운동 진폭이 작은 경우를 나타내는 프레팅마멸에서 부분 미끄럼 상태가 될 경우가 많다. 한편 마멸은 접촉면의 미끄럼 영역에서 발생하므로 부분 미끄럼 상태에 비해 전미끄럼의 경우에 마멸량이 현저히 증가하게 된다.

부분 미끄럼 과 전미끄럼 상태를 실험적으로 관찰하여 구분할 때 접촉 수직 하중과 미끄럼 진폭을 변수로 사용하여 나타낸 것을 'Fretting Map'이라 한다. Fouvry 등[10]은 평판과 구가 접촉하는 경우의 Fretting Map 을 발표하였으며 수직 하중의 감소 또는 미끄럼 진폭의 증가에 의해 부분 미끄럼에서 전 미끄럼 상태로 바뀌는 것을 보였다. 또한 접촉면에서 방출되는 에너지를 고려하여 부분 미끄럼에서 전미끄럼 상태로 될 때 에너지 방출량이 급격히 증가하는 것을 실험 시에 기록된 데이터로부터 나타내었다. 이때 에너지 방출은 접촉면의 미끄럼 변위와 전단 트랙션의 곱으로 표현되어 미끄럼 영역의 크기에 의존하게 되므로 접촉

면 전체에서 미끄럼이 발생하게 되는 전미끄럼 상태에서 에너지의 방출이 급격히 증가하는 것은 예상할 수 있는 결과이다. 그들의 연구는 에너지 방출 정도와 마멸량을 연관시킬 수 있는 실험적 근거를 제공하였다.

부분 미끄럼 상태에서, 주어진 전단 하중에 의해, 미끄럼 영역이 발생하는 정도와 전단 하중의 증가에 따라 미끄럼 영역이 증가하는 속도는 접촉 물체의 끝단, 즉 접촉부의 형상에 의존한다[11]. 따라서 기계 구조물에서 마멸 손상이 우려되는 접촉부를 설계할 때 접촉부의 형상을 적절히 고려하여 마멸의 발생을 억제할 수 있는 방법을 생각할 수 있을 것이다. 즉 부분 미끄럼 상태를 유지시키거나 전미끄럼 상태로의 전이를 늦추는 방법을 찾을 수 있다면 마멸 손상을 억제하는 관점에서는 매우 유리할 것으로 판단된다. 그리고 접촉부의 형상 설계를 통하여 이 방법을 얻을 수 있다면 기계설계의 측면에서 매우 유용할 것이다.

이에 대한 연구의 하나로서, 본 연구는 튜브와 지지부가 접촉하여 서로 상대 운동하는 경우를 실험하여, 지지부 끝단의 형상에 따른 마멸량 차이를 분석한 것이다. 이와 함께 접촉 물체(특히 접촉부)의 형상이 달라짐에 따라 부분 미끄럼으로부터 전미끄럼으로의 전이에 미치는 영향을 기존의 Fretting Map 과 비교하여 그 차이에 대해 논의하였다. 본 연구는 이러한 실험적 고찰과 함께 마멸을 억제할 수 있는 접촉부의 형상 설계에 그 목적이 있다.

Table 2-1. Mechanical and chemical properties of Zircaloy-4.

Mechanical properties (at room temperature)						
Tensile strength	Yield strength (0.2% offset)	Elongation in 2"	Elastic Modulus	Poisson's Ratio		
470 MPa	315 MPa	31%	136.6 GPa	0.294		
Chemical composition (wt. %)						
Sn	Fe	Cr	O	C	Si	Zr
1.28	0.22	0.12	0.114	0.013	0.010	remained

2. 시험

2.1 시편

튜브 및 지지부 시편의 재질은 모두 지르칼로이-4 이며, 그 기계적 성질과 화학 성분을 Table 2-1 에 정리하였다. 튜브 시편의 외경은 9.5 mm, 두께는 0.6 mm

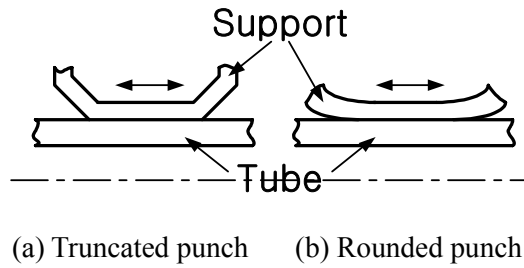


Fig. 2-1 Different end profiles of support in the experiment.

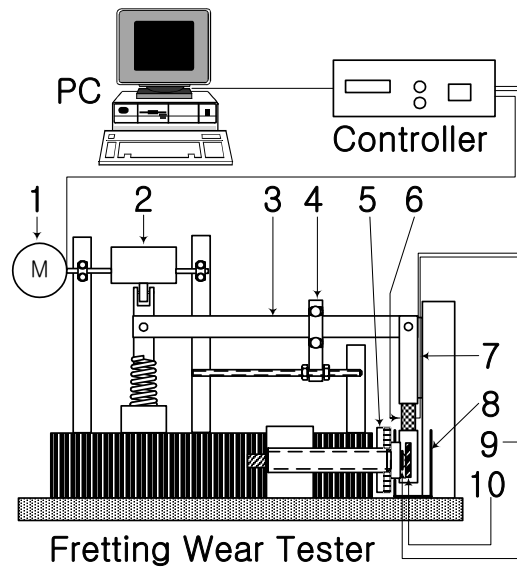


Fig. 2-2 Schematic diagram of wear tester;

- 1: Servo-Motor, 2: Eccentric Cylinder, 3: Lever, 4: Movable Hinge, 5: Rotating Device,
- 6: Biaxial Loadcell, 7: LVDT, 8: Water Tank, 9: Support Specimen, 10: Tube Specimen.

이며, 지지부 시편은 두께 0.46 mm 의 판재를 프레스 가공하여 제작하였다. 튜브와 접촉하는 지지부 형상을 튜브의 길이(축) 방향에서 나타내면 Fig. 2-1 과 같다. 즉, 지지부의 끝단이 truncated wedge 인 것과 rounded punch 인 것, 두 가지로 하였다. 지지부 끝단의 형상이 달라지면 접촉 응력(트랙션)이 달라지게 되며 이것은 마멸에 영향을 미치게 될 것이다. 따라서 본 연구에서 사용한 두 가지의 지지부 형상으로부터 접촉 물체(지지부)의 형상에 따른 마멸의 차이를 관찰할 수 있을 것으로 예상하였다. 한편 튜브 시편의 횡 방향으로는 튜브 표면이 원형이므로 Hertz 접촉 상태라 할 수 있다. 마멸 시험을 시작하기 전 모든 시편은 아세톤으로 세척한 후 건조시켜 사용하였다. 시험 전에 시편의 표면 거칠기를 측정하였으

며 그 결과, 튜브 시편의 평균 거칠기(Ra)는 $0.76 \mu\text{m}$, 지지부 시편은 $0.67 \mu\text{m}$ 이었다.

2.2 실험 장치

Fig. 2-2 에 본 연구에 사용한 마멸 시험장비의 개략도를 보여 준다. 이 장비는 회전 속도를 가변할 수 있는 서보 모터와 편심 원통, 링크 기구 및 지렛대를 이용하고 있으며 시험 변수인 시편 사이의 상대 진폭, 진동수, 수직 하중 등을 조절할 수 있도록 설계되었다. 또한 수중 시험을 위해 시편 부위가 물 속에 잠기게 할 수 있는 물통을 갖고 있으며 튜브와 지지부 시편의 상대 미끄럼 변위 방향을 축 방향 또는 횡 방향으로 바꾸어 시험할 수 있다. 시험 장비에 대한 상세한 설명은 참고 문헌[1]을 참조할 수 있다.

2.3 실험 방법

본 연구에서의 마멸 시험은 상온, 공기 중에서 수행하였다. 미끄럼 변위 범위(진폭의 두 배)는 $10, 30, 50, 80, 100, 150$ 및 $200 \mu\text{m}$ 로 하였으며 수직력으로는 $10, 30$ 및 50 N 으로 하였다. 수직력이 30 N 인 경우는 모든 미끄럼 변위 범위에 대해 시험하였으며 이 결과로부터 10 N 일 때에는 $80 \mu\text{m}$ 이하, 그리고 50 N 일 때에는 $50 \mu\text{m}$ 이상의 변위 범위에 대하여 시험하였다. 미끄럼 방향은 모두 축 방향으로 하였으며 상대 운동의 반복 주파수는 30 Hz 로 하고 반복 횟수가 $100,000$ 회가 되었을 때 장비를 멈추고 시편을 풀어 내었다.

각각의 시험이 끝난 후 튜브 시편의 표면에 발생한 마멸의 형상을 측정 현미경을 이용하여 관찰하였으며 현미경에 부착된 폐쇄회로 카메라에 의해 화상 데이터를 취득하였다. 또한 마멸의 정량화를 위해 튜브 시편의 마멸부위 깊이를 표면 거칠기 측정장비를 이용하여 측정하였다. 표면 거칠기 측정장비에서 기록되는 마멸부의 3 차원 데이터로부터 마멸 부피를 계산하였으며 이때, 개발된 마멸부피 계산 프로그램[1; 프로그램 등록번호 2001-01-12-7083]을 이용하였다.

3. 부분 미끄럼 이론

앞의 1 절에서 나타낸 것과 같이 서로 접촉하고 있는 두 개의 탄성체에 수직 하중 P 와 전단 하중 Q 가 작용하는 평면 접촉문제에서 수직 및 전단 방향의 변위를 각각 $h(x)$, $g(x)$ 라 하고 접촉면에서의 수직 및 전단 트랙션을 각각

$p(x), q(x)$ 라 할 때 접촉역학에서의 지배 방정식을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(x)}{dx} = \frac{1}{\pi} \int_{contact} \frac{p(\eta)}{x-\eta} d\eta - \beta q(x), \quad (2-1)$$

$$\frac{E^*}{2} \frac{dg(x)}{dx} = \frac{1}{\pi} \int_{contact} \frac{q(\eta)}{x-\eta} d\eta + \beta p(x) \quad (2-2)$$

이제 두 물체의 탄성적 성질이 유사한 경우($\beta = 0$), 전단 하중 Q 가 작용할 때 접촉면에서 미끄럼이 발생하지 않는다고 가정하면(즉 $g = 0$) 식 (2-2)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$0 = \int_{contact} \frac{q(\eta)}{x-\eta} d\eta . \quad (2-3)$$

식 (2-3)의 특이적분 방정식의 해는 접촉 영역을 $-a \leq x \leq a$ 라 할 때 다음과 같다.

$$q(x) = \frac{Q}{\pi \sqrt{a^2 - x^2}} \quad (2-4)$$

즉, 전단 트랙션 $q(x)$ 는 접촉부 경계에서 특이점을 갖게 됨을 알 수 있고 이것은 두 접촉 물체가 상대 변위를 갖지(미끄러지지) 않기 위해서는 마찰계수가 무한대가 되어야 하는 물리적 모순점을 갖게 된다. 따라서 전단 하중이 작용하는 경우에는 접촉부 가장자리에 항상 미끄럼이 발생하게 된다. 이때 미끄럼이 발생하지 않는 접촉면의 중앙 부위를 고착 영역이라 하고 그 크기를 $-c \leq x \leq c$ ($|c| \leq |a|$)라 할 때, Hertz 접촉인 경우 c 는 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{c}{a} = \sqrt{1 - \frac{Q}{\mu P}} \quad (2-5)$$

여기서 μ 는 정지 마찰 계수이다. 즉 Q 가 증가하기 시작하여 μP 가 되기 전까지는 부분 미끄럼 상태이며 $Q = \mu P$ 일 때부터 전 미끄럼 상태가 된다.

4. 시험 결과 및 고찰

4.1 마멸면 관찰

앞에서의 이론적 방법을 마멸 실험에 적용하기 위해서는 전단 하중 Q 와 정지 마찰 계수 μ 에 대해 고려하여야 한다. 즉, 마멸은 Q 의 증가와 감소가 반복될 때 발생하며 따라서 부분 미끄럼 상태에서는 고착 영역 크기가 하나의 전단 하중 사이클 내에서 계속 변하게 된다. 또한 마멸 입자가 접촉면에 발생하면 접촉이 시작되었을 때의 μ 가 유지 되지 못하고 변하게 된다. 이에 따라 P 가 일정하게 유지되고 있다 하더라도 전단 하중 사이클의 진행에 따라 μP 가 변하여 고착 영역의 크기를 변화시킨다.

이러한 이유로 마멸 실험에서는 일반적으로 전단 하중 대신에 상대 미끄럼 변위의 진폭을 변수로 이용하며 수직 하중을 또 다른 변수로 하여 실험한 후 마멸부 및 마멸량을 분석함으로써 부분 미끄럼과 전 미끄럼을 구분하고 있다. 또 이로부터 Fretting Map을 생산하기도 한다. Fig. 2-3에는 기 발표된 Fretting Map[10]을 다시 구성하여 보여주고 있으며 본 연구에 사용한 각각의 수직 하중 및 상대 미끄럼 변위의 진폭(즉 변위 범위의 반)을 함께 표시하였다. 이로부터 Fig. 2-3의 프레팅 지도에 의해서는 본 연구에서 수행한 시험 조건 중 수직 하중 30 N, 상대 미끄럼 변위의 진폭 5 μm (변위 범위 10 μm)인 경우만 부분 미끄럼 발생 조건으로 볼 수 있으며 그 이외에는 모두 전 미끄럼 상태가 되었음을 알 수 있다. 그러나 본 연구에서 사용한 시편의 형상은 프레팅 지도를 위해 사용된 시편과 다르므로 부분 미끄럼과 전 미끄럼의 분류가 Fig. 2-3에서의 프레팅 지도에서 분류된 것과 비교하여 달라질 수 있을 것으로 예상하였다.

마멸 시험이 완료된 후 튜브 시편에 나타난 마멸 흔적을 현미경으로 관찰하여 Fig. 2-4 및 Fig. 2-5에 나타내었으며 각각 지지부의 형상이 Fig. 2-1(a)와 (b)인 경우 관찰된 마멸을 보여 준다. 지지부의 끝단이 truncated wedge 형상인 Fig. 2-1(a)인 경우에는 부분 미끄럼과 전 미끄럼 상태를 마멸이 접촉부 경계에서 나타난 경우와 접촉부 전체에서 나타난 경우로 뚜렷하게 구분할 수 있었다. 이와는 달리 Fig. 2-1(b)의 rounded punch인 경우에는 마멸 흔적의 위치로부터는 뚜렷하게 구분하기가 힘들었다. 이때에는 마멸부의 길이가 접촉부 전체의 길이보다 짧게 나타난 것과 동일하게 나타난 것으로 구분할 수 있었으며 이를 각각 부분 미끄럼과 전 미끄럼에 해당하는 경우로 생각하였다.

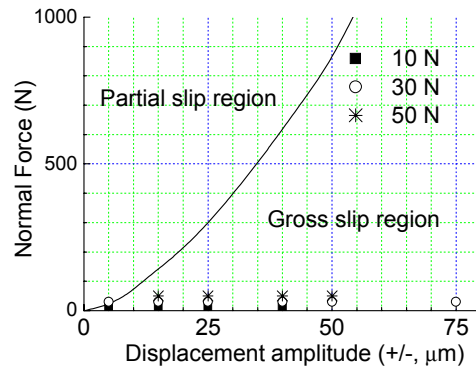


Fig. 2-3 Present test condition in the fretting map [10].



(a) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 30 \mu\text{m}$ (partial slip)



(b) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 200 \mu\text{m}$ (gross slip)

Fig. 2-4 Wear scar on tube specimen induced by the contact with truncated wedge (Fig. 1(a)).



(a) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 30 \mu\text{m}$ (partial slip)



(b) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 200 \mu\text{m}$ (gross slip)

Fig. 2-5 Wear scar on tube specimen induced by the contact with rounded punch (Fig. 1(b)).

해석적 관점에서 보면 rounded punch 의 경우에 비해 truncated wedge 인 경우에 접촉 트랙션의 최대값이 더 크게 된다. 즉 truncated wedge 에서는 평탄부 끝단의 기울기가 달라지는 양 경계에서 트랙션 값이 급격히 증가하나 rounded punch 에서는 라운딩 반지름이 클수록 접촉부 경계 부근에서 나타나는 최대 트랙션이 상당히 감소하게 된다[11-13]. 이에 따라 Fig. 2-1(a)의 경우에 접촉부의 경계에서 마멸 흔적을 더욱 뚜렷이 볼 수 있었던 것으로 추정된다. 이것은 향후 미끄럼 영역에 대한 고찰과 함께 해석적으로 연구하기에 흥미 있는 주제라 사료된다.

Table 2-2. Wear depth, volume and type on tube specimen in the case of the contact with truncated wedge.

δ \ P	10 N			30 N			50 N		
	Depth (μm)	Volume (10^{-6} mm^3)	Wear Type	Depth (μm)	Volume (10^{-6} mm^3)	Wear Type	Depth (μm)	Volume (10^{-6} mm^3)	Wear Type
10 μm	10.51	62.36	1	7.02	20.24	1	-	-	-
30 μm	5.30	31.02	1	9.29	32.30	1	9.74	42.89	1
50 μm	8.08	500.57	2	16.98	83.82	1	2.47	3.10	1
80 μm	19.11	1258.40	2	20.84	3057.93	2	23.36	198.91	1
100 μm	-	-	-	29.81	5417.76	2	26.03	5063.47	2
150 μm	-	-	-	39.84	11203.71	2	-	-	-
200 μm	-	-	-	50.98	22016.01	2	-	-	-

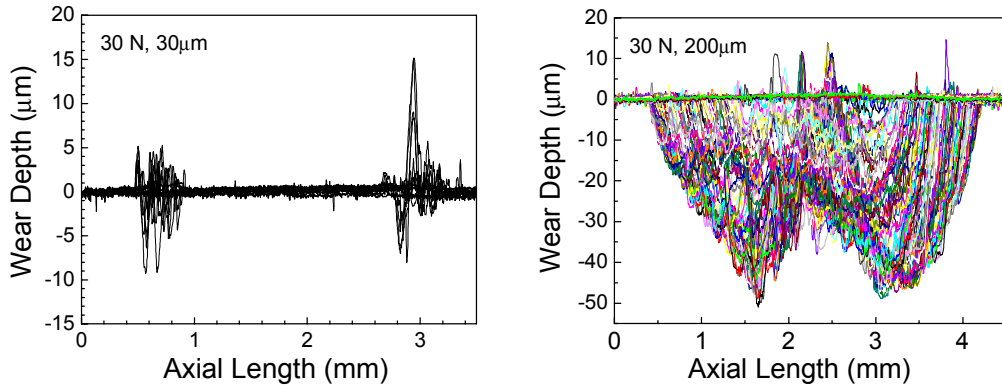
Table 2-3. Wear depth, volume and type on tube specimen in the case of the contact with rounded punch.

δ \ P	10 N			30 N			50 N		
	Depth (μm)	Volume (10^{-6} mm^3)	Wear Type	Depth (μm)	Volume (10^{-6} mm^3)	Wear Type	Depth (μm)	Volume (10^{-6} mm^3)	Wear Type
10 μm	34.81	627.01	1	7.98	36.39	1	-	-	-
30 μm	15.53	197.21	1	4.71	5.16	1	-	-	-
50 μm	29.76	1733.54	2	10.24	153.90	1	3.34	3.85	1
80 μm	-	-	-	32.25	3942.98	2	13.31	109.08	1
100	-	-	-	33.83	9023.80	2	25.85	3563.80	2

Table 2-2 및 Table 2-3 에는 각각 Fig. 2-1(a) 및 Fig. 2-1(b)의 지지부 형상에 대해 튜브 시편에 나타난 마멸의 형상을 관찰한 결과를 다음 절에서 서술할 마멸 깊이와 부피와 함께 보여 주고 있다. 이때 마멸의 형태를 ‘Type 1’과 ‘Type 2’로 구분하였으며 Type 1 형태의 마멸은 부분 미끄럼에서의 마멸을 정의한 것으로서 Fig. 2-1(a) 지지부(truncated wedge)와의 접촉인 경우에는 접촉부 양쪽 경계에서 분리 되어 나타난 것(즉 Fig. 2-4(a)), Fig. 2-1(b) 지지부(rounded punch)와의 접촉인 경우에는 접촉부 길이보다 짧은 마멸 흔적이 나타난 것(즉 Fig. 2-5(a))를 의미한다. 한편 Type 2 는 전 미끄럼을 나타내며 지지부의 형상에 관계 없이 접촉부 전 길이에서 마멸이 발생한 것으로 정의하였다. Table 2-2 및 Table 2-3 에 나타낸 Type 1 과 Type 2 의 분포로부터 수직 하중이 증가하면 부분 미끄럼 상태가 되는 미끄럼 변위가 증가하는 현상을 확인할 수 있다.

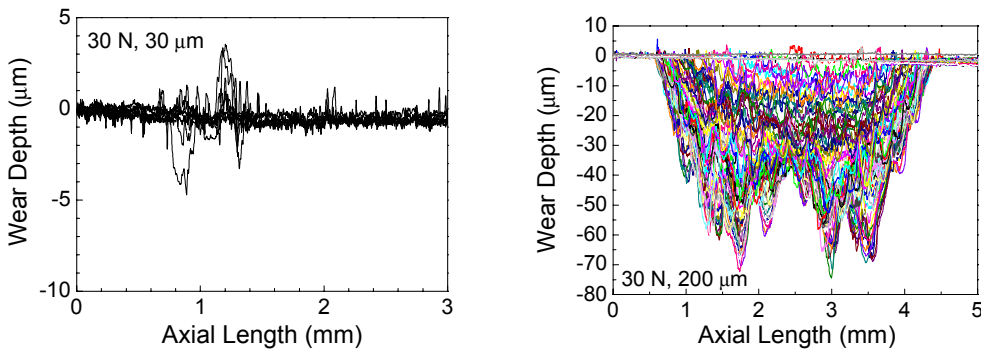
4.2 마멸 깊이 및 부피 분석

측정 현미경에 의해 튜브 시편의 마멸면을 관찰한 후 표면 거칠기 측정장비를 이용하여 마멸부의 궤적을 측정하였다. 사용한 표면 거칠기



(a) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 30 \mu\text{m}$ (partial slip) (b) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 200 \mu\text{m}$ (gross slip)

Fig. 2-6 Wear profiles of Fig. 2-4 (i.e., wear induced by the contact with truncated wedge).



(a) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 30 \mu\text{m}$ (partial slip) (b) $P = 30 \text{ N}$, $\delta = 200 \mu\text{m}$ (gross slip)

Fig. 2-7 Wear profiles of Fig. 2-5 (i.e., wear induced by the contact with truncated wedge).

측정장비는 접촉식으로서 탐침(stylus)이 튜브 시편에 접촉하여 마멸부 위를 진행할 때 마멸의 깊이만큼 탐침이 상하 이동하며 위치의 좌표값이 기록되는 것으로 마멸의 깊이를 직접 측정할 수 있다. 이때 탐침의 진행 방향에 직각인 방향으로 일정거리만큼씩 이동시키며 측정을 반복하면 마멸 부위 전체에 대한 3 차원적 데이터를 얻게 된다.

Fig. 2-6 및 Fig. 2-7 에는 각각 Fig. 2-1(a) 및 Fig. 2-1(b)의 지지부 형상에 대해 튜브 시편에 나타난 Type 1 과 Type 2 마멸을 표면 거칠기 측정장비로 측정한 결과를 보여 주고 있다. 여기서 마멸부의 깊이 방향 궤적이 매우 불규칙한 것을 알 수 있으며 따라서 기 개발하였던 프로그램을 이용하여 마멸 부피를

계산하였다[1]. 이 프로그램은 Fast Fourier Transform 과 Windowing 등 신호처리 방법을 활용한 것으로서 마멸부의 형상을 단순화하여 부피를 구하는 것보다 정확하고 타당한 결과를 줄 수 있다. 특히 부분 미끄럼에서의 마멸과 같이 마멸량이 크지 않은 경우에 유용한 방법이다.

Table 2-2 와 Table 2-3 에는 각각 Fig. 2-1(a) 및 Fig. 2-1(b)의 지지부 형상에 대해 수직 하중 P 와 미끄럼 변위 범위 δ 에서 나타난 마멸의 측정 결과를 요약하여 보여 주고 있다. 예상한 대로 마멸의 형태가 Type 1 에서 Type 2 가 될 때 마멸 부피가 급격히 증가함을 알 수 있다. 이것은 마멸 부위의 면적과 깊이가 증가함에 따라 나타난 것이다. 마멸의 형태가 Type 2 일 때에는 지지부의 형상에 관계 없이 각 수직 하중에서 미끄럼 변위 범위가 증가하게 되면 마멸 깊이와 부피가 동시에 증가하였다.

그러나 마멸 형상이 Type 1 일 경우에는 조금 다른 경향을 보였다. 즉 Table 2-2 와 Table 2-3 에서 공통적으로 10 N 의 수직 하중에서 10 μm 일 때의 마멸 깊이와 부피가 30 μm 일 때의 그것보다 크며 50 N 에서 50 μm 의 미끄럼 변위 범위로 시험한 경우의 마멸 깊이 및 부피가 다른 경우에 비해 현저히 작게 나타난 현상을 볼 수 있다. 또 Table 2-3 에서 30 N 이고 30 μm 일 때의 마멸 깊이와 부피가 다른 경우에 비해 작은 것, 특히 수직 하중이 10 N 일 때의 마멸 깊이 및 부피가 30 N 과 50 N 일 때보다 큰 것으로부터 부분 미끄럼 상태 내에서 마멸이 현저히 줄어드는 어떤 특정한 하중 및 미끄럼 변위 범위 값이 존재하는 것처럼 보인다. 이러한 값(또는 범위)의 존재는 좀 더 많은 시험을 통하여 확인할 수 있을 것이며 특히 지지부의 형상에 대한 의존성을 밝혀야 할 것이다.

부분 미끄럼에서 전 미끄럼 상태로의 천이를 접촉면에서의 에너지 방출이 급격히 증가하는 것이라 할 때, 전 미끄럼 상태가 시작되면 급격한 마멸량의 증가가 있게 된다고 생각할 수 있다. 이에 따라 Table 2-2 와 Table 2-3 의 결과로부터 접촉부 길이 전체에 대해 마멸이 발생하여 마멸 부피가 급격히 증가할 때를 전 미끄럼 상태로의 천이라 판단하였다. 즉, 수직 하중 10, 30, 50 N 일 때 미끄럼 변위 범위가 각각 50, 80, 100 μm 이 되면 전 미끄럼으로의 천이가 발생한 것으로 생각하였다.

이 결과를 [10]에서 제시된 Fretting Map 에 같이 도시하면 Fig. 2-8 과 같다. 본 연구에서의 시험 결과로부터 부분 미끄럼 영역이 더 넓어짐을 알 수 있다. 이것은 접촉 물체의 형상이 마멸과 에너지 방출에 영향을 미친다는 것을 의미한다. 따라서 기계 설계 측면에서 접촉부에서의 마멸 손상을 억제하기 위해

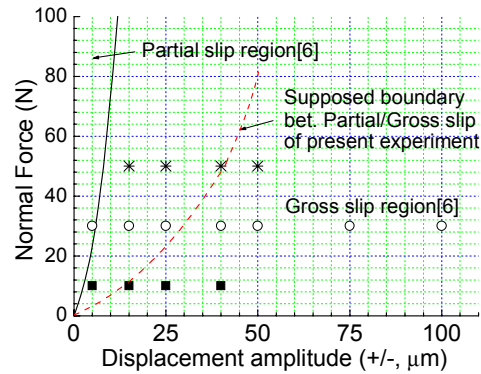


Fig. 2-8 The boundary between partial and gross slip for the present contact.

부분 미끄럼 상태를 형성시키기 위해서는 접촉부의 형상 설계가 중요하다는 것을 알 수 있다.

한편 일반적으로 마멸의 깊이 방향으로의 궤적은 부분 미끄럼일 경우 접촉부의 양쪽 가장자리에서 마멸이 발생하는 이유로 “W” 형상이 되며 전 미끄럼인 경우는 접촉부 전체에서 마멸이 발생하므로 “V” 또는 “U” 형상이 된다고 알려져 있다. 그러나 Fig. 2-6(b) 및 Fig. 2-7(b)에서 나타낸 마멸부 궤적으로부터 튜브와 지지부의 접촉에서는 전 미끄럼 상태에서도 “W” 형태로 된다는 것을 알 수 있었다. 또한 Fig. 2-7(a)에서 볼 수 있는 것과 같이 Fig. 2-1(b)의 지지부에 의해 접촉부 양 경계에서 마멸이 발생하지 않은 경우에도 관찰된 마멸부 한곳 내에서 “W” 형태의 마멸이 발생하는 것을 알 수 있었다.

5. 핵연료봉의 진동에 대한 고찰

원자로 내에서 핵연료봉이 냉각수 유동에 의해 진동하게 되면 횡 방향으로 처짐이 발생하게 되고 이때 핵연료봉은 지지격자 스프링 위로 미끄러지게 된다. 이때 미끄러지는 양을 본 논문에서의 미끄럼 변위 범위로 볼 수 있을 것이다. 따라서 프레팅마멸을 억제하기 위한 핵연료봉의 진폭(즉 처짐)은 앞에서 관찰된 부분미끄럼에서 전미끄럼으로의 천이 진폭의 두 배(즉 미끄럼 변위 범위) 보다 작은 미끄럼 거리가 지지격자 스프링과 핵연료봉 사이에 발생될 수 있도록 하는 것이 요구된다.

핵연료집합체에서 인접한 지지격자체 사이인 하나의 스패ن(span)에서

핵연료봉이 휘게 되면 중앙에 발생하는 최대 진폭 h 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h = R - \frac{l}{\tan \theta} \quad (2-6)$$

여기서 R 은 하나의 스펠에서 횡 방향으로 처진 핵연료봉의 변형을 원호로 가정하였을 때, 그 원의 반지름이며 l 은 스펠 길이의 1/2 이다. θ 는 상기 원호의 1/2 과 R 로 구성되는 부채꼴의 내부 각으로서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\theta}{\sin \theta} = \frac{l'}{l} \quad (2-7)$$

여기서 l' 은 부채꼴 원호 길이의 1/2 이며 (l + 미끄럼 변위 범위)가 된다.

핵연료집합체의 스펠 길이는 설계 변수로서 핵연료의 종류에 따라 다르다. 여기서는 최대 진폭 h 를 계산하기 위해 국산핵연료 17X17 형의 지르칼로이-4 지지격자체 사이의 거리인 522 mm 와 미끄럼 변위 범위 30, 50, 80 μm 를 고려하였으며 각각의 미끄럼 변위에서 h 는 3.55, 4.47, 5.61 mm 가 된다. 즉 수직 하중(스프링 힘)이 클수록 지지격자 스프링/핵연료봉 접촉부의 천이 진폭을 위한 핵연료봉 진동 시의 진폭(즉 횡 방향으로의 처짐)이 크다. 그러나 상기의 미끄럼 변위는 핵연료봉 사이의 간격(국산핵연료 17X17 형의 경우 3.1 mm)보다 커서 모든 핵연료봉이 동일한 상(즉, in-phase)으로 진동하지 않는 한 핵연료봉 상호 간의 충돌이 발생할 수 있는 값이다. 원자로 내에서 핵연료집합체 내의 핵연료봉 상호 간에 충돌이 발생하는 것은 매우 위험한 상황이며 실제 발생되기는 매우 어려울 것으로 사료된다. 물론 본 절에서 계산한 방법은 핵연료봉의 1 차 진동 모드에 대해 가장 단순한 기하학적 형상을 가정하고 있으므로 실제로 지지격자 스프링 힘을 고려한 진동 모드의 형상과는 차이가 있을 것이다.

그럼에도 불구하고 핵연료봉 상호 간의 충돌이 발생하지 않는 최대 진동 진폭으로 핵연료봉 간 간격의 1/2 을 취할 때(국산핵연료 17X17 형의 경우 1.55 mm) 지지격자 스프링과 핵연료봉 사이의 접촉부에서 발생하는 미끄럼 거리는 위의 천이 미끄럼 변위 범위보다 작게 된다. 따라서 지지격자 스프링과 핵연료봉 사이의 접촉부에서 천이 진폭 이상의 진동이 발생하지는 않을 것으로 생각된다.

본 연구의 실험에서 관찰된 마멸 형태를 고려할 때, 천이 진폭 미만의 미끄럼 변위가 발생하면 부분 미끄럼 상태의 마멸이 발생하므로 핵연료봉에서 나타나는 프레팅마멸은 부분 미끄럼 상태에서 발생하는 마멸이 미끄럼 반복 횟수의 증가에 따라 진전되는 것이라 판단된다. 본 연구에서는 미끄럼 반복 횟수를 100,000 회로 하였으므로 핵연료 수명 기간 동안 마멸이 진행되는 점을 고려하고 있지는 못하다. 따라서 핵연료봉의 마멸 기구를 파악하고 마멸 억제 방안을 개발하기 위해, 향후의 연구로서 천이 진폭 이하의 미끄럼 진폭에 대해 미끄럼 반복 횟수의 증가에 따른 마멸 진전 거동을 조사할 필요가 있다.

6. 수중분위기가 마멸에 미치는 영향

원자력 부품의 마멸은 수중에서 발생하는 경우가 많다. 예를 들어 핵연료의 지지격자 스프링과 연료봉 사이, 안내관과 제어봉 사이 또는 증기발생기 전열관과 지지체 사이의 접촉에 의한 마멸 등은 모두 수중에서 발생한다. 접촉부가 수중에 있으면, 공기 중에서의 마멸과 비교할 때, 접촉면에서의 윤활 성능이 변하게 되며 마멸이탈물의 방출 거동도 달라지게 되므로 마멸량이 차이가 나게 된다. 따라서 본 연구에서는 수중 분위기가 마멸에 미치는 영향을 파악하기 위하여 시험을 수행하였다.

접촉부에 윤활막이 형성되면 일반적으로 마멸이 적게 발생하는 것으로 생각할 수 있으나 응착 마멸의 경우 접촉부에서 나타나게 될 응착현상이 공기 중의 경우에 비해 적을 것이므로 상대 미끄럼 운동이 더욱 원활해져서 마멸이 심해질 수도 있을 것이다. 또 다른 한편으로 접촉부에서 상대 미끄럼 운동에 의해 발생하는 열이 물에 의해 쉽게 방출되는 냉각의 효과를 고려한다면 열의 발생과 밀접한 연관이 있는 접촉부의 산화가 적게 발생할 것으로 추정할 수 있고 산화막의 정도에 따라 마멸량이 다르게 발생할 수 있다.

이를 위한 시험은 경수로용 핵연료의 지지격자 스프링과 연료봉 피복관을 선택하였으며 각각의 재질은 Zircaloy-4 로서 Table 2-1 에 나타낸 것과 같다. 스프링 시험의 형상은 세 가지 종류를 사용하였으며 각각의 특징을 Table 2-4 에 보여 준다. 시험 조건으로는 앞의 실험에서 최대로 마멸이 발생한 경우인 접촉 수직하중 30 N, 상대 미끄럼 변위범위 200 μm 를 선택하였다. 시험에서 미끄럼 방향은 축방향으로 고정하였으며 이는 앞선 시험에서 축방향의 시험 결과가 항상 횡방향의 경우에 비해 마멸량이 크게 나타났으므로 마멸량 비교를

Table 2-4. Characteristic of spacer grid spring specimen for water environment test.

Spring no.	Contact contour	End condition	Contact length intended	No. contacts
1	Flat	Clamped at both ends	2.6 mm	1
2	Flat	Cantilever	1.8 mm	1
3	Concave	Clamped at both ends	5.1 mm	1

Table 2-5. Wear result (in the case of 30 N, 200 μm).

Spring no.	1		2		3	
	Depth ¹⁾ (μm)	Volume ²⁾ (10 ⁻⁶ mm ³)	Depth	Volume	Depth	Volume
Air ^{a)}	50.98	22016.01	72.48	28758.87	52.14	25632.82
Water ^{b)}	103.61	70453.19	101.66	92775.42	36.34	31553.63
b) / a)	2.03	3.20	1.40	3.23	0.70	1.23

용이하게 하기 위함이었다. 또 상대 운동의 반복 주파수는 30 Hz 로 하였으며 횟수는 100,000 회로 하였다.

수중 시험과 공기 중 시험 결과를 비교하여 Table 2-5 에 정리하였다. 이 결과로부터 수중 시험에서의 마멸부피가 공기 중 시험에서의 마멸부피보다 항상 크며 특히 접촉부가 편평한 스프링(스프링 형상 1 및 2)에 의한 접촉에서 그 차이가 현저히 발생함을 알 수 있었다. 특이한 것은 접촉부가 오목한 경우(스프링 형상 3)에는 편평한 스프링에 의한 접촉에서와는 달리 수중 시험에서 나타난 마멸 깊이가 공기 중의 경우에 비해 오히려 작아졌음을 알 수 있고 부피의 차이도 그리 크지 않게 나타났다.

이와 같은 결과로부터 접촉면의 변화 및 산화에 대한 분석을 위해 전자현미경을 이용하여 재료학적 분석을 시도하였다. Fig. 2-9 에는 공기 중 및 수중에서 마멸 시험한 후 피복관 접촉면을 500 배로 확대하여 각각의 경우에 대한 특징적인 경우를 보여 주고 있다. 공기 중에서 시험한 경우, 마멸면에는 매우 작은 입자들이 분산되어 있는 것을 볼 수 있으나 수중 시험에서는 그러한 입자보다 상당히 큰 덩어리가 표면으로부터 박리되는 모습을 관찰할 수 있다. 이것으로부터 공기 중과 물속에서 접촉면으로부터의 마멸입자 형태와 이탈 형식에 차이가 있는 것으로 생각할 수 있다. 즉 공기 중에 비해 물속에서 큰 마멸입자가 형성되어 접촉면으로부터 이탈되는 것으로 사료되며 따라서 물속에서의 마멸부피가 더 크게 나타난 이유로 생각된다. 공기 중에서의

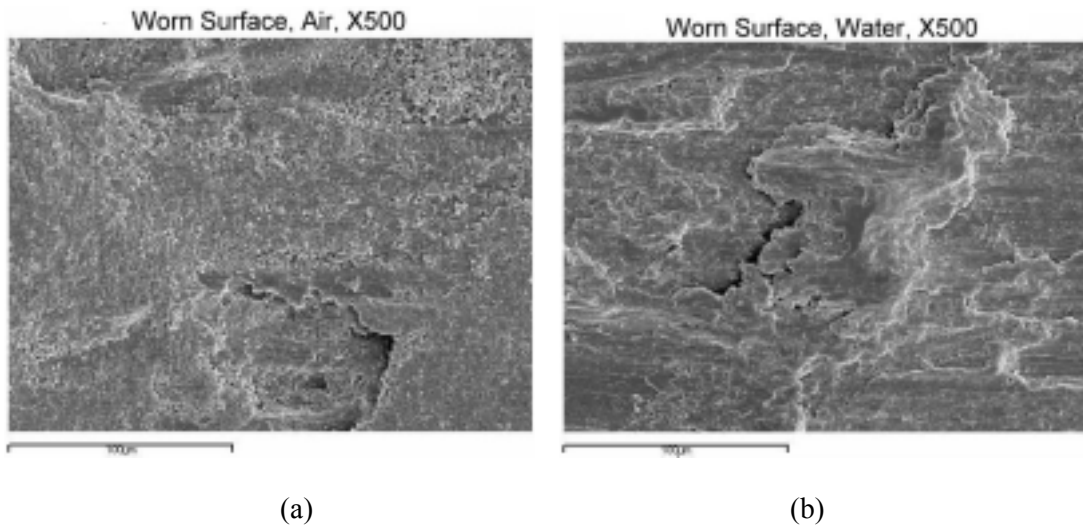


Fig. 2-9 SEM View of worn surface (X 500): (a) in Air (b) in Water.

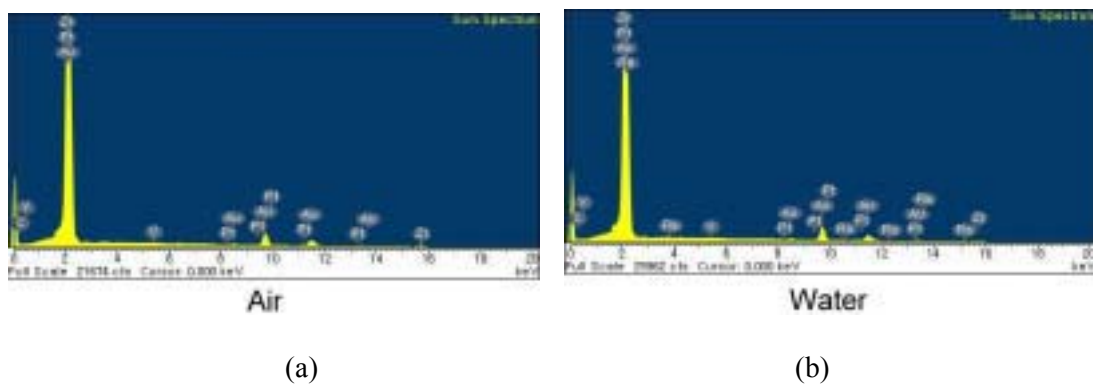


Fig. 2-10 Chemical composition on the worn surface by EDX: (a) in Air (b) in Water (No oxygen is detected for both cases).

마멸입자의 크기가 작은 이유에 대해서는 더 깊이 분석하여야 할 것이나 산화에 의한 정도 증가를 우선적으로 고려하였다.

본 연구에서 사용한 전자현미경은 금속 성분을 분석하는 기능을 동시에 갖고 있는 것이어서 마멸면의 성분을 분석하였으며 그 결과를 Fig. 2-10 에 보여 준다. 예상한 것과는 달리 공기 중에서도와 물속에서의 마멸면 모두에 산소 성분이 검출되지 않았으며 따라서 공기 중 시험에서 산화막 형성에 의해 마멸량이 감소하였을 것이라고 한 가정은 검증되지 않았다. 즉, 현재의 분석 결과로부터는 본 연구에서 수행한 공기 중과 수중 시험에서 산화막에 의한 영향을 고려할 수는 없었다. 따라서 전자 현미경으로부터 관찰된 공기 중과 수중 시험에서의

마멸입자 크기의 차이와 이로부터 유추할 수 있는 마멸입자 이탈 형식의 차이를 설명하기 위해서는 각각의 경우에서 생각할 수 있는 다른 효과, 예를 들어 접촉면에서 발생한 온도의 차이를 고려하여야 하지 않을까 사료된다. 그러나 본 연구에서는 온도의 영향에 대한 분석은 수행하지 못하였으며, 향후 관련 재료학적 연구를 좀 더 수행하여 본 연구에서 관찰된 결과를 설명할 수 있도록 할 계획이다.

앞에서 시험한 핵연료 지지격자 스프링과 연료봉 사이의 공기 중 및 수중 마멸시험의 결과를 좀 더 상세히 분석하기 위하여 Zircaloy-4 튜브 사이의 접촉에 의한 마멸시험을 추가로 실시하였다. 이때에는 수중 시험의 경우에도 접촉 수직력 및 미끄럼 진폭을 여러 가지로 하였으며 지지격자 스프링과의 공기 중 시험 결과와 함께 마멸모델에 대한 분석을 수행하였다.

실험에 사용된 튜브시편은 상용 경수로 핵연료에 사용되는 것으로부터 절단하여 제작하였다. 튜브시편의 외경은 9.5 mm, 두께는 0.6 mm 이며, 평균 거칠기(R_a)는 0.76 μm 이었다. 접촉하는 두 개의 튜브시편은 서로 직교하게 하였으며 수직인 튜브는 모터의 구동부에 연결되어 상하방향으로 진동하며 수평방향으로 설치한 튜브는 수직방향의 튜브에 접촉 수직하중을 발생하도록 하였다. 이와 같은 튜브시편의 배열 상태를 Fig. 2-11 에 나타내었다. 한편 마멸 실험을 시작하기 전 모든 튜브는 아세톤으로 세척한 후 건조하여 사용하였다. 본 연구에서의 프레팅마멸 실험은 상온의 공기 중과 수중에서 수행하였다. 튜브시편 사이의 미끄럼 변위 범위(진폭의 두 배)는 15, 30, 50, 80, 100, 150 및 200 μm 로 각각의 범위에 대해 10, 30 및 50 N 의 수직력이 작용하는 경우에 대해 실험하였다. 상하 방향으로 진동하는 튜브시편의 반복 주파수는 30 Hz 로 하였으며 반복 횟수 100,000 회가 되었을 때 실험을 종료하였다.

마멸형상에 대한 현미경 관찰 결과를 Fig. 2-12 에 특징적으로 보여주고 있으며, 튜브 간의 접촉에 의해서는 원형으로 나타나는 것을 알 수 있다. 표면 거칠기 측정장비로 측정된 마멸부의 궤적 중 10, 30, 50 N/ 50, 200 μm 에서 공기 중 및 수중에서의 결과를 Fig. 2-13 에 특징적으로 나타내었다. Fig. 2-13 에서 볼 수 있는 것과 같이 마멸부의 궤적은 깊이 방향으로 매우 불규칙하여, 표면에서의 형상이 원형이라 하더라도, 마멸 부피를 계산할 때 마멸부를 원추형 또는 반구형으로 가정할 경우 많은 오차를 포함할 수 밖에 없다. 본 연구에서는 기 개발된 계산 프로그램[14]을 이용하여 마멸부 형상의 가정으로부터 발생하는 오차를 현저히 줄였다.

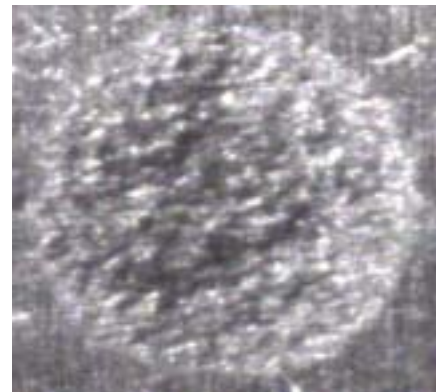
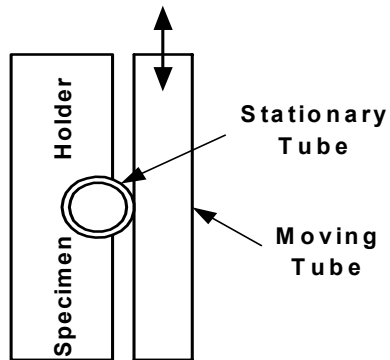


Fig. 2-11. Alignment of the tube specimen.

Fig. 2-12. Typical wear shape on the tube specimen.

Table 2-6. Wear depth and volume from tube-to-tube wear test.

δ	P	10 N		30 N		50 N	
		Depth Air/Water (Ratio)	Volume Air/Water (Ratio)	Depth Air/Water (Ratio)	Volume Air/Water (Ratio)	Depth Air/Water (Ratio)	Volume Air/Water (Ratio)
15 μm		9.4 / 21.7 (0.43)	87.77 / 1262.55 (0.07)	4.8 / 9.5 (0.50)	7.75 / 66.28 (0.12)	- / 6.7 (-)	- / 35.01 (-)
30 μm		11.20 / 19.5 (0.57)	219.57 / 1394.11 (0.16)	17.5 / 21.4 (0.82)	376.72 / 1318.24 (0.29)	8.0 / - (-)	54.36 / - (-)
50 μm		18.0 / 19.3 (0.94)	975.30 / 2420.19 (0.40)	29.3 / 49.0 (0.60)	1681.21 / 15053.73 (0.11)	23.6 / 81.5 (0.29)	546.26 / 24145.03 (0.02)
80 μm		29.2 / 33.3 (0.88)	2589.03 / 7813.25 (0.33)	32.1 / - (-)	4770.82 / - (-)	Not conducted	Not conducted
100 μm		27.4 / 38.0 (0.72)	6182.38 / 14482.85 (0.43)	64.0 / 54.3 (1.18)	9428.12 / 25743.80 (0.37)	79.5 / 56.1 (1.42)	9774.83 / 8263.74 (1.18)
150 μm		52.8 / 62.5 (0.84)	9385.41 / 18492.62 (0.51)	107.8 / 76.6 (1.41)	18432.87 / 27224.90 (0.68)	44.4 / 89.2 (0.50)	17287.42 / 42236.93 (0.41)
200 μm		73.0 / 72.8 (1.0)	16489.30 / 25404.46 (0.65)	152.4 / 96.3 (1.58)	44473.48 / 48431.26 (0.92)	134.1 / 106.1 (1.26)	53327.15 / 52398.52 (1.02)

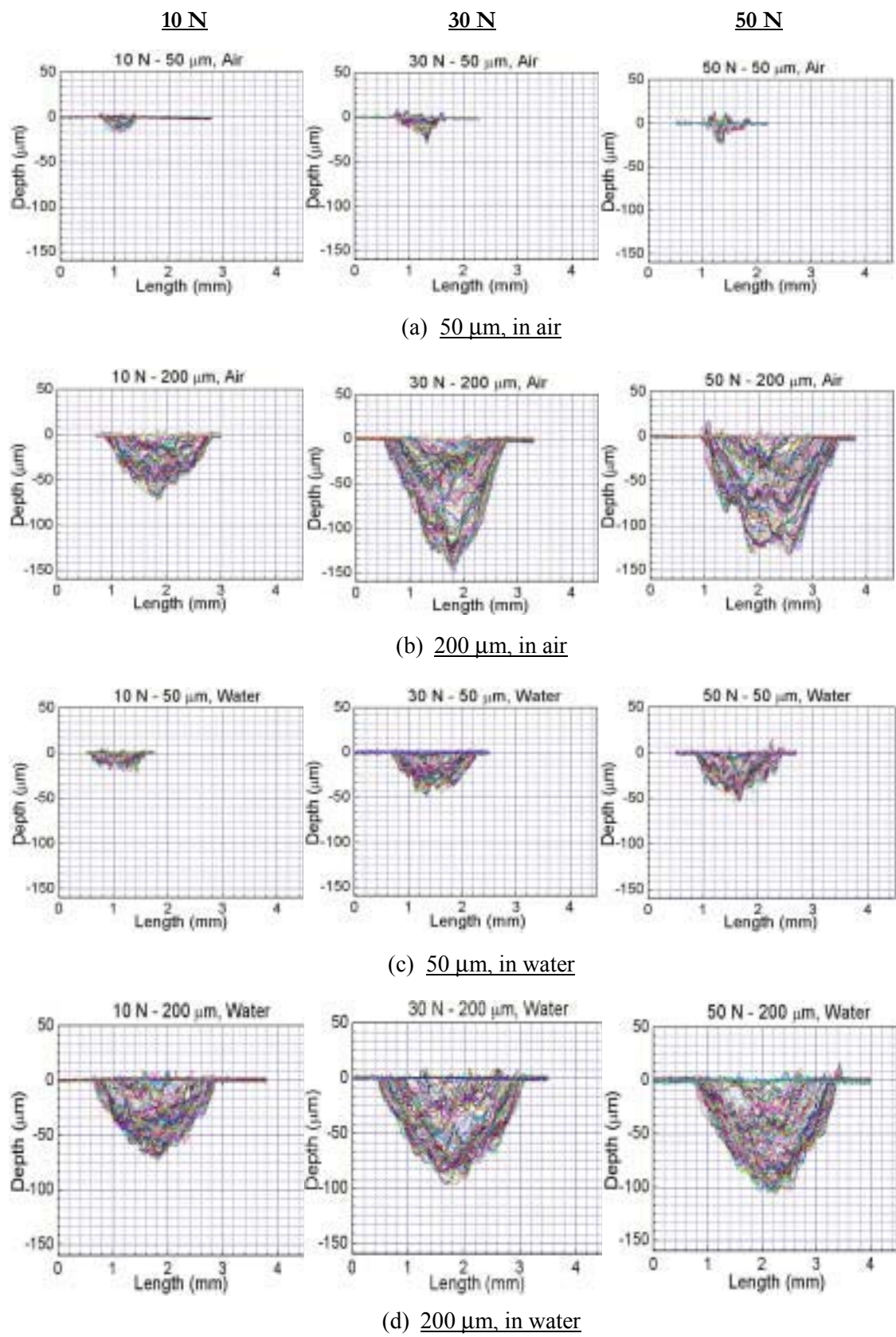


Fig. 2-13 Comparison of wear in the environment of air and water.

Fig. 2-13 및 Table 2-6 으로부터 마멸부피는 수중실험의 결과에서 항상 더 큰 것을 알 수 있다. 그러나 이 현상은 마멸 깊이의 비교에 있어서는 일치하지 않았다. 즉 수직하중 10N 에서는 수중에서 마멸 깊이가 더 깊으나 30N 및 50N 에서는 미끄럼 변위범위 값이 100 μm 이상이 되면 공기 중에서 더 깊은 마멸이 발생한 것을 관찰할 수 있다.

프레팅마멸은 두 접촉물체 사이의 미끄럼 변위범위가 작은 경우에 발생하며 일반적으로 응착마멸(adhesive wear) 기구로부터 시작되어, 접촉면에 마멸입자가 발생하게 되면 이에 의한 연마(abrasion) 기구로 전환되어 마멸이 진행되는 특성을 가지며 이와 같은 마멸 기구가 반복적으로 발생하는 특징이 있다[15]. 따라서 이들 기구의 반복 주기가 빠를 때, 더욱 마멸이 심하게 발생하게 되며 이것은 접촉면으로부터 마멸입자가 방출되기 쉬운 정도에 의존한다. 수중 실험의 경우, 공기 중 실험에 비해 튜브시편 사이의 상대운동에 의해 마멸입자의 이탈이 더욱 쉬울 것으로 예상할 수 있으며 이로부터 마멸부피가 더욱 크게 나타난 것으로 설명할 수 있다.

한편 수직하중이 증가하면 마멸입자가 접촉면에 잔류하는 기간이 길며 이것은 수중에서보다 공기 중에서 더욱 가능성이 높을 것이다. 접촉면에 마멸입자가 잔류하는 가운데 시편 사이의 상대운동이 지속되면 깊이 방향으로 마멸이 진행되기가 용이할 것이다. 따라서 수직하중이 큰 공기 중 실험에서 수중에서보다 더욱 깊은 마멸이 발생하였다고 생각된다. 마멸부의 궤적으로부터 이와 같은 설명이 타당하다는 것을 보여 줄 수 있다. 즉, Fig. 2-13 에서 공기 중에서의 마멸형상은 “V”형에 가까운 깊이 방향으로 뾰족한 형상을 가지나 수중에서는 아래면이 좀 더 둥근 “U”형에 가까운 마멸형상을 보여준다.

수중에서 마멸부피가 더 커지는 것은 앞 선 연구에서 튜브와 지지격자 스프링과의 실험에서도 관찰되었다[16]. 이 실험에서는 튜브 표면에 나타난 마멸 형상으로부터 주어진 실험 조건(수직하중과 미끄럼 변위범위)을 접촉부의 양 가장자리에서만 마멸이 발생한 부분미끄럼과 접촉면 전체에서 마멸이 발생한 전미끄럼으로 구분할 수 있었다. 그러나 본 연구에서의 실험에서는 마멸부의 형상이 모두 Fig. 2-12 와 같이 원형으로 나타났으며 양 가장자리에서만 마멸이 관찰된 경우를 발견할 수는 없었다.

부분미끄럼의 경우, 마멸이 발생하는 (접촉부 양 가장자리) 위치는 접촉면에서의 전단 응력이 수직응력과 마찰계수와의 곱과 같은 곳이 된다. 따라서 마멸이 발생하는 영역은 수직응력의 형태에 의존하게 된다. 이에 대한

실험적 관찰과 설명은 앞선 연구에서 발표한 적이 있다[17]. 즉, 접촉 물체의 접촉부 형상에 따라 수직응력의 형태가 달라지며 양단이 라운딩 되어 있는 편지에 의한 접촉에서는 비록 부분미끄럼에 해당하는 접촉조건에 대해서도 양 가장자리에 마멸이 발생하는, 부분미끄럼의 특징적인, 마멸형태를 관찰하기 힘들다. 튜브와 튜브가 서로 직교하는 본 연구에서의 실험에서도 접촉 수직응력이 부분미끄럼 조건의 경우에도 양 가장자리에 마멸을 가져오는 형태가 되지 않았을 것으로 추정하였다.

7. 마멸모델(Workrate Model)의 검토

마멸량에 대한 정량화로는 마멸부의 무게, 깊이 또는 체적으로 비교적 간단히 정리할 수 있으나, 마멸을 발생시키는데 영향을 미친 파라미터로는 수직하중, 전단하중, 상대미끄럼 변위 등을 포함하여 마멸실험에 사용되는 수많은 실험변수들을 포함시킬 수 있을 것이다. 마멸에 대한 연구의 목적이 마멸손상을 억제할 수 있는 방법을 찾는 것이므로 주어진 조건에서 마멸이 전개되는 과정을 파악할 수 있는 모델을 개발하는 것은 매우 중요하다.

그러나 마멸의 형태와 그에 대한 기구가 매우 다양하므로 모든 경우에 적용할 수 있는 마멸모델을 개발하기는 거의 불가능하며 따라서 어떤 특정한 경우에 대해 모델을 제안하는 경우가 많다. 그에 따라 많은 마멸모델이 제안되어 왔으며, 최근의 통계로서 1957년부터 1992년까지 마멸 학술지에 발표된 마멸모델 관련 연구의 수가 5400 건이 넘고 모델에 이용된 파라미터의 수도 100 개를 초과하였다는 발표도 있었다[18].

본 연구에서는 증기발생기 전열관의 마멸에 적용되었으며[19] 핵연료봉의 마멸에도 최근에 적용된 적이 있는[20] Workrate 모델[21]을 이용하여 실험 결과를 적용하여 보았다. Workrate 모델은 접촉면에 가해진 일률(workrate)이 마멸부피의 증가율과 비례관계가 있다고 생각하는 것으로서 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{V} = K\dot{W}, \text{ 여기서 } \dot{W} = \frac{1}{t} \int Pds. \quad (2-8)$$

식 (2-8)에서 \dot{V} 와 \dot{W} 는 각각 마멸부피의 증가율과 일률을 나타내며 K 는 Pa^{-1} 의 차원을 갖는 마멸계수이다. 한편 일률에서 t 는 시간을 나타내며 P 는 접촉

수직하중을 의미하는데 마멸을 발생시키는 미끄럼 변위의 방향과 수직하중은 서로 직각이므로 수직하중과 미끄럼 변위의 벡터 곱은 0 이 되어 일의 개념으로부터 모순이 된다. 따라서 P 는 접촉면에서의 전단하중이 되어야 논리적 모순이 없으며 본 연구에서는 마멸 시험장치에서 전단하중 Q 를 측정할 수 있으므로 일률을 계산할 때 다음과 같이 전단하중을 사용하였다.

$$\dot{W} = \frac{1}{t} \int Q ds. \quad (2-9)$$

Fig. 2-14 에는 Table 2-4 에 열거한 지지격자 스프링 시편과 연료봉 시편을 10, 30, 50 N 의 접촉하중과 10, 30, 50, 80, 100, 150, 200 mm 의 미끄럼 변위, 그리고 공기 중 상온에서 30 Hz 로 100,000 회의 미끄럼 반복을 가한 후 마멸부피를 측정하고 전단 하중(식 (2-9))을 이용한 Workrate Model(식 (2-8))로 표현한 것이다. 이때 각 스프링 형태에 대해 세 가지의 수직하중을 구분하고 또 부분미끄럼과 전미끄럼의 경우를 구분하였다. Fig. 2-14 의 결과로부터 한가지 흥미로운 결과는 미끄럼 상태에 따른 마멸계수 K (여기서는 명백히 정량화 되지 않은 기울기를 말함)의 변화가 분명하게 관찰된 것이다. 즉 부분미끄럼 상태에서는 workrate 의 증가에 무관하게 마멸 부피의 증가율이 거의 없는 것처럼 보일 정도로 K 값이 작았으나 전미끄럼 상태가 시작되면서부터는 마멸 부피의 증가율이 선형적으로 증가하여 K 값이 부분미끄럼의 경우에 비해 현저히 증가하였으며, 이러한 현상은 스프링의 형태에 관계 없이 나타나는 것을 알 수 있다.

마멸계수 K 의 크기가 매우 작은 부분미끄럼의 경우에는 workrate 의 변화에 따른 마멸 부피의 변화가 거의 없으므로 핵연료봉의 프레팅마멸 손상을 억제하기 위해서는 지지격자체와의 접촉부에 부분미끄럼 상태가 유지될 수 있도록 하는 것이 필요하다. 본 시험에서 사용한 하중 및 미끄럼 변위 조건과, 앞선 연구 결과에서 전미끄럼이 발생하기 위한 조건에서 예상할 수 있는 핵연료봉 간의 충돌[15]을 고려할 때 지지격자 스프링이 건전할 경우에는 부분미끄럼 상태가 유지될 것으로 생각할 수 있다. 그러나 원자로 내에서의 열 및 조사적 조건에 의해 스프링의 특성이 변하여 접촉력이 줄어들고 이로부터 미끄럼 변위 범위가 증가하면 전미끄럼의 상태로 되게 되므로 마멸의 발생이 현저히 증가하게 될 것을 예상할 수 있다. 따라서 지지격자 스프링의 설계 시에

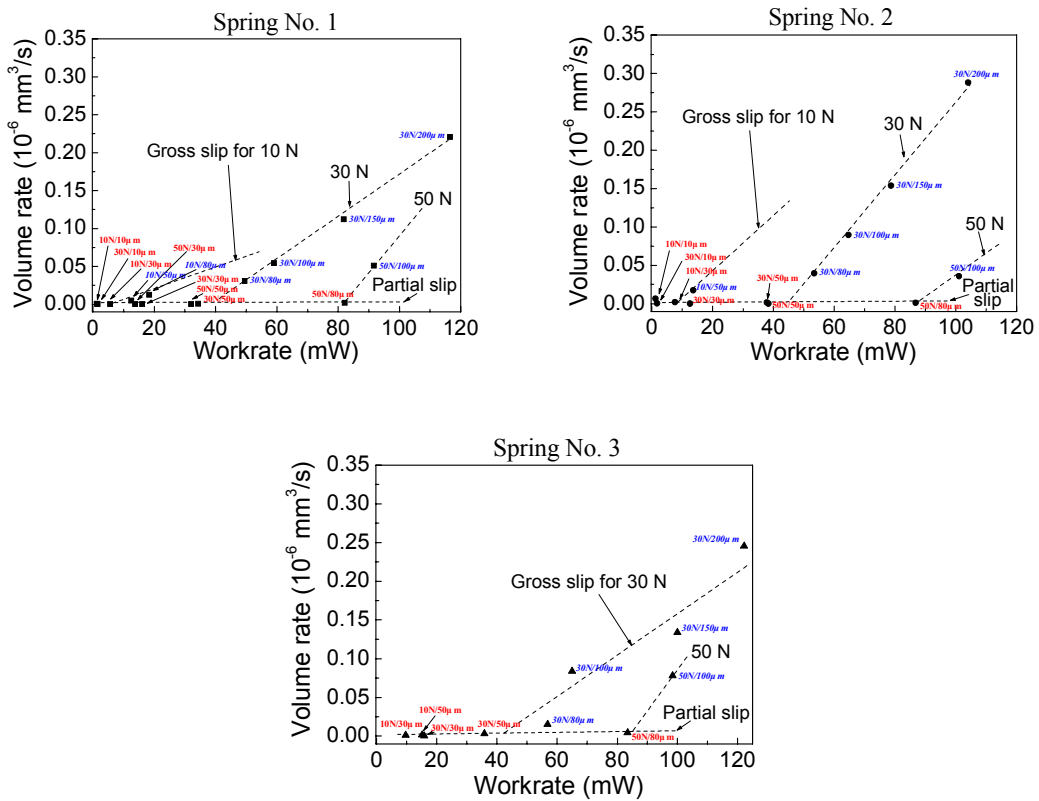


Fig. 2-14. Application of the workrate model using shear force for each spring-tube contact (normal letter: partial slip; italic letter: gross slip)

핵연료봉과의 접촉면에서 가능한 오랫동안 부분미끄럼 상태를 유지할 수 있도록 하는 것이 요구되며, 이와 함께 마멸 거동의 평가와 손상 예측을 위해서는 미끄럼 상태를 먼저 분석하는 것이 필요하다는 것을 알 수 있다.

한편, 마멸면으로부터 부분미끄럼과 전미끄럼 상태를 구분할 수 없었던 튜브-튜브 접촉의 프레팅마멸에서는 스프링-튜브의 접촉에서와는 다른 마멸거동을 보여 주었다. Fig. 2-15 는 진단하중을 사용한 Workrate 모델을 이용하여 본 연구에서의 실험 결과를 공기 중과 수중으로 분류하여 정리한 것이다. 여기서 일률이 증가함에 따라 마멸부피의 증가율이 증가하는 일반적인 경향을 볼 수 있으며 그 증가율이 수중에서 더욱 크게 나타남을 알 수 있다.

식 (2-8)의 Workrate 모델은 일률과 마멸부피 증가율 사이에 선형적인 비례관계가 있다는 것이므로 Fig. 2-15 에는 수중 및 공기 중에서 얻은 실험 데이터를 표현할 수 있는 Curve fit 을 나타내었다. 이를 위해 수중과 공기 중에서의 데이터를 분리하였으며 각각에 대해 선형(Linear fit) 및 이차

함수적(Parabolic fit) Curve fit 을 수행하였다.

수중에서의 데이터는 선형 및 이차 함수적 Curve fit 이 거의 일치하였으나 공기 중에서의 데이터는 각 Curve fit 의 결과가 상이하다는 것을 볼 수 있다. 한편 공기 중에서의 데이터는 일률과 마멸부피 증가율 사이에 선형 보다는 이차 함수적 비례관계로 더욱 근사하게 나타낼 수 있는 것으로 판단되었다.

이와 같이 마멸부피 증가율과 일률 사이의 관계가 선형뿐 아니라 멱(Power) 함수적으로도 나타난다는 것은 앞선 연구에서도 발표된 적이 있다[19]. 즉, 증기발생기 전열관 재료인 Incoloy 800 튜브와 Inconel 600 지지체에 대하여 상온, 증류수에서 마멸실험을 하였을 때에는 마멸부피 증가율과 일률 사이에 멱 함수의 관계를 보인 반면, Inconel 600 튜브와 탄소강 지지체에 대한 265°C 수중 시험 결과에서는 선형적 비례관계가 있음을 보고하였다[19].

따라서 일률과 마멸부피의 증가율 사이에는 항상 선형 비례관계가 존재하지 않으며, 접촉물체의 재료, 시험 분위기 등의 조건에 따라 달라진다고 추정할 수 있어 식 (2-8)을 적용할 때에는 이와 같은 점이 고려되어야 할 것이라 사료된다. 이 경우, 일률과 마멸부피 증가율 사이의 비례관계를 일반적으로 나타내기 위해서 식 (2-8)을 다음과 같이 바꿀 수 있다[22].

$$\dot{V} = K'W^n \quad (2-10)$$

여기서 n 은 본 연구와 앞선 연구들[19,20]에서의 실험 조건을 고려할 때 접촉물체의 재료, 시험 분위기 등에 의존하는 1 이상의 실험 상수라 할 수 있으며 K' 은 식 (2-8)의 마멸계수와는 다른 상수가 된다.

한편 Fig. 2-15 에서 수중 및 공기 중에서의 실험결과를 선형 Curve fit 할 때 공기 중에서의 데이터가 일률이 큰 경우 특히 분산 정도가 컸다. 이때의 분산을 무시한 선형 Curve fit 에서 기울기(마멸계수, K)는 수중 및 공기 중에서 각각 $0.1 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ 과 $0.08 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ 로 계산되었다. 이로부터 수중에서의 마멸부피 증가율이 공기 중에서도보다 크다는 것을 알 수 있다.

Zircaloy-4 재료의 지지격자 스프링과 튜브시편 사이의 마멸시험을 수행한 앞선 결과(Fig. 2-14)에서는 튜브시편 표면에 나타난 부분미끄럼과 전미끄럼에 대해 각각 서로 다른 마멸계수를 적용할 수 있었다. 그러나 본 연구에서는 Fig. 2-14 에서 볼 수 있었던 듯이 부분미끄럼과 전미끄럼을 명백히 구분할 수 없었다. 이러한 결과는 미끄럼 상태(즉, 부분 또는 전미끄럼)에 따라 마멸계수(혹은 마멸

거동)가 달라진다고도 추정할 수 있다. 이에 대한 검증을 위해서는 부분미끄럼과 전미끄럼 상태를 구분할 수 있는 실험이 필요하며 향후 이에 대한 상세 검토가 필요하다.

제 3 장 결 론

프레팅 손상 등과 같은 접촉손상을 분석하고 손상 방지 방안을 도출하는 것을 목적으로 하는 ‘접촉손상 분석기술 개발’ 과제를 2000 ~ 2001년도에 걸쳐 2년 동안 과제로 수행하였다. 본 연구는 일차적으로는 경수로 핵연료집합체의 핵연료봉과 지지격자체 사이의 프레팅마멸 문제가 동기가 되어 시작하게 된 것이나 원자력 분야 뿐 아니라 일반 산업기계 구조물에서도 접촉에 의한 손상이 자주 발생하는 것이므로 응용 분야가 매우 넓다. 특히 본 연구에서 시도하고 있는 이론적 분석 방법은 종래에 접촉손상에 대해 일반적으로 접근하였던 실험적 방법에 대해 손상 방지를 위한 설계 방법을 도출할 수 있는 도구를 마련할 수 있다는 점에서 매우 가치가 높다고 사료된다. 한편 이론적 분석과 동시에 본 연구에서는 프레팅마멸 실험을 수행하고 결과에 대해 재료학적 분석도 함께 수행하여 접촉손상에 대한 실험적 방법을 자체적으로 확립하게 되었다.

이론적 분석의 요점은 접촉부의 트랙션을 구하는 것이라 할 수 있다. 접촉부의 트랙션은 일차적으로 접촉부의 형상에 영향을 받으므로 여러 형상의 접촉부와 접촉 정렬 상태 등을 고려하였다. 접촉 트랙션 중 접촉면 수직응력장이 구해지면 개발한 수치해석 방법에 의해 전단응력장을 구하게 되는 것이다. 접촉면 트랙션이 구해지면 접촉면의 미끄럼 영역에서 방출되는 마찰에너지와 접촉 물체 내부로 성장하는 균열의 응력강도계수를 구할 수 있고 이로부터 접촉손상의 두 가지 형태인 균열성장과 마멸에 대한 분석을 하는 것이다. 본 연구에서 수행한 이론적 연구 결과를 요약하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

양단이 라운딩된 편치가 기울어진 상태로 반 무한 평판에 접촉하며 부분미끄럼 상태의 전단 하중이 작용하는 경우를 해석한 결과 전단 하중이 접촉면 상에서 폐회로를 이루며 작용할 때, 접촉면에서 방출하는 마찰에너지는 편치가 기울어져 접촉할 때가 기울어지지 않았을 경우 보다 더 크게 됨을 알 수 있었으며, 이 결과는 Wedge의 경우와 달랐다. 접촉면에서의 마멸을 에너지 방출로 설명할 경우 기울어진 접촉이 마멸량에 미치는 영향은 접촉 물체의 형상에 따라 달라지게 될 것으로 예측할 수 있다.

물체 내부의 응력을 계산한 결과 물체가 기울어져 접촉하게 되면 기울어진 방향으로 내부 응력장이 치우치게 되는 것을 알 수 있었다. 이것은 기울어지지 않은 접촉에서와 비교할 때, 물체 내부의 손상 발생 위치와 균열 진전력에 변화

를 가져 오므로 접촉부 설계 또는 손상 해석 및 평가 시 물체가 기울어져 접촉하는 경우를 주의 깊게 고려해야 할 필요가 있다.

한편, 물체가 기울어진 상태로 접촉하거나 어느 한쪽의 접촉 물체에 인장 하중이 작용할 때 발생하는 비 대칭 접촉 트래クション이 발생하는 경우, 내부 응력장은 접촉물체가 기울어진 방향으로 치우치게 되고, 여기에 인장 하중이 부가적으로 작용하게 되면 응력장의 형태는 거의 변하지 않으나 인장 하중 방향의 응력 값이 크게 증가하게 됨을 확인할 수 있었다.

프레팅피로에서 대부분 발견되는 접촉부 경계에서의 균열 성장을 해석한 결과에서는 접촉 트래クション 만에 의해서는 물체가 기울어진 현상이 균열전파 거동에 미치는 영향은 거의 없어 균열 길이의 성장에 따라 K_I 은 증가 후 감소하고 K_{II} 는 계속 증가하였다. 그러나 인장 하중이 작용할 때에는 K_{II} 의 변화는 거의 없으나 K_I 은 인장 방향으로의 내부 응력이 증가하므로 값이 크게 증가하였으며 균열 길이의 증가에 따라 지속적으로 증가하였다. 따라서 피로를 받는 접촉 물체의 최종 파단은 인장 하중에 의해 발생함을 알 수 있다.

접촉손상을 억제할 수 있는 방안으로서 접촉형상 개선을 고려한 연구에서는 펀치접촉 문제에서 펀치 모서리가 라운딩되어 있거나(R), 모따기(C) 또는 모따기와 라운딩이 동시에 가공되어 있는 경우(RC)에 대해 다음의 결과를 얻었다. 즉, R 형 펀치의 경우 라운딩 반지름이 클수록, C 형 펀치의 경우 모따기 각이 작을수록 동일한 수직하중에 의한 접촉영역이 넓어지며 C 형 펀치에서는 모따기가 시작되는 위치에서 수직 트래クション의 첨두가 나타난다. 한편 CR 형 펀치에 의한 트래クション 형상은 모따기 각이 감소하면 C 형 펀치에 의한 트래クション과 유사해 지며, 모따기 각이 증가함에 따라 R 형 펀치에 의해 나타나는 트래クション의 형태와 유사해진다.

부분미끄럼 범위 내에서 동일한 전단하중이 작용하는 경우, R형 펀치에 의한 접촉일 때가 C형 및 CR형 펀치에 의한 접촉에서보다 미끄럼 영역의 크기가 작으며 전단하중의 증가에 따른 미끄럼 영역의 증가 속도도 더 느리다. 한편 미끄럼 영역은 전단하중이 증가할 때 수직 트래クション의 최대점 위치까지 확장될 수 있으며, 이때가 부분미끄럼 상태가 유지될 수 있는 한계이다. 이후 전단하중의 증가에 의해서는 순간적으로 전미끄럼 상태가 되며, 따라서 부분미끄럼 상태를 유지시키기 위해서는 수직 트래クション의 최대값이 발생하는 위치를 접촉부의 중앙의 위치로 가져올 수 있는 접촉부의 형상 설계가 필요하다.

한편, 실험적 분석에서는 Zircaloy-4 판 스프링과 튜브, 또는 튜브와 튜브의

접촉에 의한 프레팅마멸 시험 및 결과 분석 방법을 확립하였으며 특히 2차 년도에는 실험 결과를 SEM 등을 이용한 재료적 분석에까지 확장하여 손상기구를 파악하였다. 특히 마멸의 거동에 대해 현재 원자력분야에서 자주 거론되는 Workrate Model을 본 연구의 실험 결과를 이용하여 고찰하였다. 이와 같은 실험적 연구의 결과를 다음에 요약 한다.

우선 핵연료집합체의 지지격자 스프링과 핵연료봉의 접촉부에서 유체유발 진동에 의해 발생하는 프레팅마멸에 대한 고찰로서 접촉면이 편평한 스프링과 피복관 시편을 이용하여 마멸이 급격히 증가하는 임계 진폭에 대해 실험한 결과 임계 진폭 값은 수직 하중의 크기에 따라 달라지며 10 N일 때 15 μm , 30 N일 때 25 μm , 50 N일 때 40 μm 으로 나타났다. 또 실험 결과로부터 임계 진폭값은 접촉역학에서의 부분 미끄럼에서 전 미끄럼으로 바뀌는 곳과 일치함을 알 수 있었으며 기존의 Fretting Map에서보다 부분미끄럼 영역이 더 넓게 평가되었으므로 부분 미끄럼과 전 미끄럼 상태의 경계를 새로이 제안하였다.

한편 위의 임계진폭 결과를 핵연료집합체에 대하여 고려하였으며, 핵연료봉 사이의 충돌이 발생하지 않는다고 할 때 핵연료봉의 진동에 의한 가능한 최대 진폭으로부터는 지지격자 스프링과의 접촉부에서 임계 진폭 이상의 미끄럼이 발생하지는 않는 것으로 판단된다. 따라서 핵연료봉의 프레팅마멸은 부분 미끄럼에 의한 작은 마멸이 진동 횟수의 증가에 의해 진전되는 기구를 갖는다고 사료되었다.

부분 미끄럼에서 전 미끄럼 상태로의 천이에 대한 고찰이 접촉손상의 억제를 위한 접촉조건의 도출에 매우 중요하므로 Zircaloy-4로 된 튜브와 truncated wedge 및 rounded punch 형상의 끝단을 갖는 지지부와 접촉에 대해 상세한 검토를 하였으며 이때 접촉부 형상이 미끄럼 상태 천이에 영향을 미치고 있다는 것을 확인하였다. 특히 부분 미끄럼 상태에서 truncated wedge 형태의 지지부에 의한 접촉에서는 접촉부의 경계에서 부분 미끄럼에서의 특징적인 마멸이 관찰되었으나 rounded punch인 경우에는 이러한 현상이 발견되지 않고 접촉부 길이보다 짧은 마멸이 관찰된 점으로부터 rounded punch인 경우 접촉면에서의 응력이 현저히 작았다는 것을 유추할 수 있고 따라서 이러한 실험적 결과를 분석하기 위해 본 연구에서 사용한 접촉역학적 해석이 필요하다는 것을 다시 한번 주장할 수 있었다.

또한 본 연구의 실험적 분석에서는 공기 중과 수중에서의 마멸도 비교하였으며 Workrate 모델을 적용하여 부분미끄럼과 전미끄럼 상태에서의 차이를 고찰

하였다. 그 결과 수중에서의 마멸 발생은 공기 중에서보다 현저히 심하게 발생한다. 전자 현미경을 이용한 재료학적 분석으로부터 이것은 마멸입자의 크기 및 이탈 형태가 상이한 때문으로 판단되었으며 접촉면의 산화는 발생하지 않은 것으로 관찰되었다. 전단하중을 고려한 Workrate 마멸모델에서 부분미끄럼과 전미끄럼 상태의 마멸계수 K 값에 분명한 차이를 보였다. 즉 부분미끄럼 상태에서보다 전미끄럼일 경우에 K 값이 현저히 크다. 따라서 프레팅마멸을 억제하기 위해서는 부분미끄럼 상태를 가능한 오래 유지되도록 함이 필요하며, 프레팅 마멸손상 예측을 위해 우선 접촉면 상의 미끄럼 상태를 파악하는 것이 중요하다고 사료된다.

Zircaloy-4 튜브-튜브의 접촉에 의한 프레팅마멸 실험에서도 마멸부피는 수중에서 항상 크게 나타났다. 그러나 수직하중이 크고 미끄럼 변위범위가 클 때 (수직하중 30 N, 미끄럼 변위범위 100 μm 이상) 공기 중 실험에서의 마멸 깊이가 수중에서보다 더 컸다. 이것은 마멸 기구가 응착마멸로부터 시작하여 접촉면에 마멸입자가 개재된 연마로 진행되며 이러한 주기의 반복속도가 빠를 경우 마멸이 더욱 심하게 나타난다는 것으로부터 설명할 수 있다. 즉 수중에서는 마멸입자의 방출이 공기 중에서보다 쉬우므로 마멸부피가 크게 나타난 것이며 공기 중에서 수직하중이 클 경우 마멸입자의 이탈이 용이하지 못하며 이로부터 깊이 방향으로의 마멸이 더욱 쉽게 발생한 것으로 사료된다.

관 스프링과 튜브와의 접촉에서와 비교할 때, 튜브-튜브의 접촉에서는 튜브 표면과 마멸부의 깊이방향 궤적으로부터 본 연구에서의 마멸형태를 부분미끄럼과 전미끄럼에 의한 마멸로 구분하기 어려웠다. 실험에서 얻은 데이터를 Workrate 마멸모델로 표현하였을 때, 수중에서는 일률과 마멸부피 증가율 사이에 선형적 관계가 있다고 판단되나 공기 중에서의 결과는 오히려 이차 함수적 비례관계에 더욱 근사한 것으로 나타났다. 따라서 Workrate 모델이 의미하듯이 일률과 마멸부피의 증가율 사이에 항상 선형적 비례관계가 있다고 보기는 어려우며 재질 및 실험의 조건, 그리고 미끄럼 상태에 따라 달라진다고 생각된다.

본 연구로부터 접촉손상에 대한 이론적, 실험적 분석 방법의 기초가 확립되었다고 판단되며, 이것은 원자력 분야를 포함하여 일반 산업기계 분야에서도 경제성 및 신뢰성 제고를 위해 수행하고 있는 기기 수명의 평가 및 수명 연장 관련 과제를 도출하고 수행하는 데에 활용할 수 있을 것으로 사료된다.

제 4 장 참 고 문 헌

- (1) 김형규 외 3인, 2001, “접촉손상 분석기술 개발” -1차년도(2000) 연차보고서-, KAERI/RR-2078/2000
- (2) Ciavarella, M. and Demelio G., 1999, “On Non-symmetrical Plane Contacts,” *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 41, No. 12, pp. 1533~1550.
- (3) Hills, D. A., Nowell, D and Sackfield, A., 1993, *Mechanics of Elastic Contacts*, Butterworth-Heinemann Ltd. Oxford, UK.
- (4) 김형규, 1999, “중횡방향 사이클 전단하중 작용시 라운딩펀치에 의한 접촉 응력,” 대한기계학회논문집 (A), 제 23 권, 제 5 호, pp. 801~813.
- (5) 김형규, 정연호, 2000, “라운딩펀치에 의한 프레팅 상태에서의 균열 해석,” 대한기계학회논문집 (A), 제 24권, 제 6호, pp. 1565~1574.
- (6) 김형규 외 3 인, 2000, “프레팅 손상을 받는 물체의 접촉부 정렬에 대한 고찰,” 한국윤활학회 2000 추계학술대회 논문집, pp. 37~43.
- (7) Johnson, K.L., 1989, *Contact Mechanics*, Cambridge Univ. Press, Cambridge, UK.
- (8) Nowell, D. Hills, D. A., 1987, “Mechanics of Fretting Fatigue Tests,” *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 29, No. 5, pp. 355~365.
- (9) Kim, H.K. and Lee, S.B., 2000, “Influence of Indenter Geometry on Half-plane with Edge Crack subjected to fretting Condition,” *Theo. Appl. Fract. Mech.*, submitted
- (10) Fouvry, S., Kapsa, P. and Vincent, L., 1996, “Quantification of Fretting Damage,” *Wear*, 200, 186~205.
- (11) 김형규 외 3인, 1998, “접촉면 마찰에너지 방출에 대한 펀치 형상의 영향,” 대한기계학회 1998 충청지부 추계학술대회 논문집, pp. 169~174.
- (12) Ciavarella, M., Hills D.A. and Monno, G., 1998, “The influence of rounded edges on indentation by a flat punch,” *Proc. IMechE Part C*, Vol. 212, pp. 319~328
- (13) Ciavarella M. and Demelio, G., 1999, “On non-symmetrical plane contacts,” *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 41, pp. 1533~1550.
- (14) 김형규, 김선재, 2001, “표면 Profile 해석을 이용한 마멸량 계산 알고리즘 개발,” 한국윤활학회지, 제 17 권, 제 1 호, pp. 33~39.
- (15) Ko, P.L., 1987, “Metallic wear – a review with special references to vibration-induced wear in power plant components,” *Tribology International*, Vol. 20, No. 2, pp. 66-78.
- (16) 김형규, 정용환, 정연호, 2001, “핵연료봉 프레팅 마멸에서의 수중분위기 영향과

- 마멸모델에 관한 연구,” 한국원자력학회 2001 추계학술발표회 논문집,
- (17) 김형규 외 3 인, 2001, “지르칼로이-4 튜브 및 지지부의 접촉조건에 미끄럼 상태의 친이,” 한국윤활학회 2001 춘계학술대회 논문집, pp.81~88.
 - (18) Meng, H.C. and Ludema, K.C., 1995, “Wear models and predictive equations: their form and content,” *Wear*, Vol. 181~183, pp. 443~457.
 - (19) Fisher, N.J., Chow, A.B. and Weckwerth, M.K., 1995, “Experimental fretting-wear studies of steam generator materials,” *J. Pressure Vessel Technology (Trans. ASME)*, Vol. 117, pp. 312~320.
 - (20) Joulin, T.P. *et al.*, 2001, “Effects of loading conditions and types of motion on PWR fuel rod cladding wear,” *Trans. SmiRT-16*, paper no. 1239.
 - (21) Fric, T.M., Sobek, T.E. and Reavis, J.R., 1984, “Overview on the development and implementation of methodologies to compute vibration and wear of steam generator tubes,” *ASME Special Publication Symposium on Flow-Induced Vibrations: Vol.3 vibration in Heat Exchangers*, ed. Paidoussis, M.P., Chenoweth, J.K. and Bernstein, M.D., pp.149~161.
 - (22) Pettingrew, M.J. *et al.*, 1991 “Flow-induced vibration and related technologies in nuclear components,” *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 131, pp. 81~100.

서 지 정 보 양 식

수행기관보고서번호		위탁기관보고서번호	표준보고서번호	INIS 주제코드	
KAERI/RR-2167/2001					
제목/부제		접촉손상 분석기술 개발 - 최종 보고서 -			
연구책임자 및 부서명 (TR,AR인경우 주저자)		김형규(핵연료제조기술개발팀)			
연구자 및 부서명		윤경호, 강홍석, 송기남(핵연료제조기술개발팀)			
출판지	대전	발행기관	한국원자력연구소	발행년	2001.1.
페이지	p 63	도표	있음(<input checked="" type="checkbox"/>), 없음(<input type="checkbox"/>)	크기	26 Cm.
참고사항					
비밀여부	공개(<input checked="" type="checkbox"/>), 대외비(<input type="checkbox"/>), ___급비밀		보고서종류	연구보고서	
연구위탁기관		계약번호			
초록(15-20줄내외)		<p>접촉역학을 이용한 이론적 해석 부분에서 일반화된 접촉형상에 대한 접촉면 트랙션과 접촉부가 기울어진 경우의 분석을 수행하였다. 접촉면에서 방출되는 마찰에너지는 접촉물체가 기울어져 접촉할 때와 기울어지지 않았을 경우에서 차이가 있으며 이것은 접촉부의 형상에 대해서도 영향을 받는다. 한편 물체가 기울어져 접촉하면 물체 내부 응력장이 기울어진 방향으로 치우치게 된다. 따라서 접촉부 설계 또는 손상 해석 및 평가 시 물체가 기울어져 접촉하는 경우를 주의 깊게 고려해야 할 필요가 있다. 접촉부 경계에서의 균열 성장을 해석한 결과, 접촉 트랙션 만에 의해서는 물체가 기울어진 현상이 균열전과 거동에 미치는 영향은 거의 없으나, 인장 하중이 작용할 때에는 K_{II}의 변화는 거의 없으나 K_I은 인장 방향으로의 내부 응력이 증가하므로 값이 크게 증가하고 균열 길이의 증가에 따라 지속적으로 증가하게 된다.</p> <p>접촉손상을 억제할 수 있는 방안으로서 접촉형상 개선을 고려한 연구에서는 부분미끄럼 범위 내에서 동일한 전단하중이 작용하는 경우, 라운딩 편치에 의한 접촉일 때가 양단이 모따기되어 있거나 모따기 후 라운딩이 되어 있는 편치에 의한 접촉에서보다 미끄럼 영역의 크기가 작으며 전단하중의 증가에 따른 미끄럼 영역의 증가 속도도 더 느리다. 미끄럼 영역은 전단하중이 증가할 때 수직 트랙션의 최대점 위치까지 확장될 수 있으며, 이때가 부분미끄럼 상태가 유지될 수 있는 한계이다. 이후 전단하중의 증가에 의해서는 순간적으로 전미끄럼 상태가 된다. 부분미끄럼 상태의 유지를 위해 수직 트랙션의 최대값이 발생하는 위치를 접촉부의 중앙의 위치로 가져올 수 있는 접촉부 설계가 필요하다.</p> <p>실험적 분석 결과에서 수중에서의 마멸 발생은 공기 중에서도 현저히 심하다. 이것은 마멸입자의 크기 및 이탈 형태가 상이한 때문으로 판단되었으며 접촉면의 산화는 발생하지 않은 것으로 관찰되었다. 전단하중을 고려한 Workrate 마멸모델에서 마멸계수 K 값은 부분미끄럼 상태에서보다 전미끄럼일 경우에 현저히 크다. 따라서 프레팅마멸을 억제하기 위해서는 부분미끄럼 상태를 가능한 오래 유지되도록 하는 것이 요구된다. 한편 수중에서의 마멸이 심한 것은 마멸 기구가 응착마멸로부터 시작하여 접촉면에 마멸입자가 개재된 연마로 진행되며 이러한 주기의 반복속도가 빠를 경우 마멸이 더욱 심하게 나타난다는 것으로부터 수중에서 마멸입자의 방출이 공기 중에서도보다 쉽다는 것으로 설명할 수 있다. 접촉면에서의 마멸 형태와 Workrate 마멸모델을 이용한 마멸 거동은 접촉물체의 형상에 영향을 받는다. Workrate 모델에서 일률과 마멸부피의 증가율 사이에 항상 선형적 비례관계가 있다고 보기는 어려우며 재질 및 실험의 조건, 그리고 미끄럼 상태에 따라 달라지는 것으로 관찰되었다.</p>			
주제명키워드 (10단어내외)		접촉손상, 접촉응력, 일반적 접촉형상, 부분미끄럼, 마찰에너지 방출, 응력확대계수, 프레팅마멸 시험기, 마멸 부피, Workrate 마멸모델			

BIBLIOGRAPHIC INFORMATION SHEET							
Performing Org. Report No.		Sponsoring Org. Report No.		Standard Report No.		INIS Subject Code	
KAERI/RR-2167/2001							
Title/Subtitle		Development of Contact Failure Analysis Technology - Final Report -					
Project Manager and Department		Kim, Hyung-Kyu (Fuel Manufacturing Technology Development Team)					
Researcher and Department		Yoon, Kyung-Ho; Kang, Heung-Seok; Song, Kee-Nam (Fuel Manufacturing Technology Development Team)					
Publication Place	Taejon	Publisher	KAERI		Publication Date	2002. 1.	
Page	p 63	Ill. & Tab.	Yes(<input checked="" type="checkbox"/>), No (<input type="checkbox"/>)		Size	26 Cm.	
Note							
Classified	Open(<input checked="" type="checkbox"/>), Restricted(<input type="checkbox"/>), ___ Class Document		Report Type	Research Report			
Sponsoring Org.				Contract No.			
Abstract(15-20 Lines)							
<p>Analyzed are the tractions induced by the generalized contact configuration and the tilting of the contacting body. The friction energy dissipation from the contact surface differs if the contacting body is tilted and the end profile of it changes. The internal stress is found to move to the direction of the tilting. Therefore, it is thought that a special concern needs to be given during the contact design in the point of tilting (and alignment). From the crack analysis, it is found that the influence of the tilting on the cracking behaviour is negligible. When a bulk tension is applied, however, K_I increases considerably even though the variation of K_{II} is very small. In that case, K_I increases as the crack length increases. The improvement of contact configuration is taken into consideration as one of the approaches to restrain the contact failure. As for the configurations, a rounded punch (R-punch), a truncated punch (T-punch) and a rounded and truncated punch (RT-punch) are considered. By the R-punch, the slip region is the smallest, and so is its expansion velocity. In the case of partial slip, it is found that the slip region can expand to the location of the peak normal traction. If shear force exceeds further, gross slip immediately occurs in the whole contact area. So, the limit of the shear force is the one by which the location of shear peak reaches that of normal peak to form the partial slip. To restrain the contact failure, especially wear damage, it is required to confine the shear force less than the limit.</p> <p>The wear in water environment is more severe than that in air. This is explained by the size and the dispersion of the wear debris, which is affected by the environmental difference. No oxidation is found on the worn surface. The wear coefficient K of the workrate model is larger in the case of gross slip compared with K of partial slip. The mechanism of fretting wear has been said that it starts from the adhesive wear, then abrasive wear prevails after wear debris is produced. Since this cycle can be accelerated in water due to the ease of the debris dispersion, the severe wear in water may be explained such a way. On the other hand, it is found difficult to say that the wear volume increase rate is always linear to the workrate, which the workrate model implies. It may be influenced by the material difference, the experimental condition (e.g., environment) and the slip regime.</p>							
Subject Keywords (About 10 words)		Contact Failure, Contact Traction, Generalized Contact Shape, Partial Slip, Friction Energy Dissipation, Stress Intensity Factor, Fretting Wear Tester, Wear Volume, Workrate Model					