

## 점 용접점 파단의 정량적 모델 — 1. 파단조건식

### An Estimative Model of Spot Weld Failure — 1. Failure Criteria

이 태 수\*, 이 형 일\*, 신 수 정\*\*  
T. S. Lee, H. Y. Lee, S. J. Shin

#### ABSTRACT

A good grasp of the failure mechanisms of resistance spot weld, widely used in joining the auto-panels, is essential to the structural/crashworthy analyses and integrity assessment of the whole auto-body. In this study, we provide an estimative model describing the failure behavior of resistance spot weld, and apply the model to the finite element analysis of crashworthiness. First, in "Part 1—Failure Criteria", to be used for the finite element analysis of spot-welded structural panels of an auto-body, (i) a methodology for quantifying the spot weld failure and the accompanying failure criteria are presented, and (ii) the coefficients of the failure equation are determined by a minimum number of appropriate experimental tests. To achieve these, we derive the functional form of the failure envelop by limit analysis, and correlate it with the form in PAM-CRASH™ code, and also investigate the effect of the failure coefficients on the failure envelop form. An estimative model obtained in this Part 1, as spot weld failure criteria is applied to the macroscopic finite element analysis of auto-body structural panels using PAM-CRASH™ code in Part 2.

주요기술용어 : Spot Welding(점용접), Failure Criterion(파단조건), Finite Element Analysis(유한 요소해석), Limit Analysis(극한해석)

#### 1. 서 론

점용접은 자동화기술에 의해 대량생산에 적합하고, 균질한 용접품질 확보가 용이하므로 자동차,

\* 정회원, 서강대학교 기계공학과  
\*\* 삼성 SDS

철도차량, 가전기기 등에 널리 활용되고 있다. 특히 이들 구조물들의 경우, 주요구조의 대부분이 점용접으로 접합되어 있기 때문에 점용접의 파단거동에 대한 이해는 구조해석이나 건전성평가에 있어 중요한 위치를 차지하고 있다. 이때 용접점의 개수, 위치 및 용접질은 용접된 부-조립부(suba-

ssembly)나 차체 패널(panel) 구조물의 성능을 결정짓는 중요한 요소들이다. 따라서 판재거동에 대한 지식과 더불어 작용 하중하에서 용접점의 거동에 대한 정보는 충돌시 구조물의 완충특성 규명뿐만 아니라 구조물 자체의 최적설계를 위해서는 필수조건이 된다. 특히 최근에는 컴퓨터 연산속도의 향상과 PAM-CRASH™<sup>1)</sup>(1996) 같은 explicit 유한요소해석 프로그램의 발달로 전체구조의 수치모사까지도 가능해지면서, 초기 설계시의 충돌해석으로부터 예측된 결과를 신차개발에 응용하는 단계에 이르렀다. 이러한 경우, Hallquist와 Whirley<sup>2)</sup>의 지적대로 충돌해석과정시 점용접점의 파단을 해석모델에 포함했는지의 여부가 해석결과에 많은 영향을 미치게 되므로, 용접점 파단거동에 대한 이해의 중요성이 더욱 부각된다고 할 수 있다.

점용접점의 해석과 파단의 정확한 예측은 고체역학에서 매우 난해한 문제로 알려져 있다. 자동차 구조용 고장력 강판같은 연성재료에서는 파단양상이 대부분 기하학적 형상이 많이 바뀌는 대변형을 수반한다. 한편 점용접점은 두 판재 사이의 기하학적 특이점이 되고, 응력집중을 수반하는 외부 균열(external crack) 형태의 결함으로 간주될 수 있기 때문에 파괴역학적 접근도 고려되어야 한다고 알려져 있다.<sup>3-7)</sup> 따라서 해석과정에서 각각의 점용접점 주위에 상당히 많은 수의 3차원 연속체 유한요소를 사용하여야 된다. 뿐만 아니라, 용접과정에서 온도변화가 용접부 근처에서 기계적성질을 변화시키므로, 용접점의 파단은 대변형 연성파단 현상과 아울러 열영향부(Heat Affected Zone)에서의 재료강도의 분포상태와 변형경화 그리고 변형속도 등의 영향을 규명해야 하는 복잡다난한 과제에 부딪히게 된다.<sup>8)</sup>

한편 이러한 미시적인 파단거동의 예측에 대한 어려움에도 불구하고, 전체적인 구조물의 거동해석을 위하여 용접점의 파단을 거시적 관점에서 연구하는 방법이 상당히 진전되어왔다. 실용적인 관점에서 볼 때, 전체 구조해석 단계에서 점용접점 주위를 상세 모델링하는 것은 매우 곤란하다. 따라서 거시적 접근방법에서는, Fig.1과 같이 “대체된” 용접점이 전달하는 전체 하중값을 토대로 각 점용접점의 파단여부를 판단한 후, 이 결과를 전체 구조의 거동변화에 점진적으로 반영해 간다.

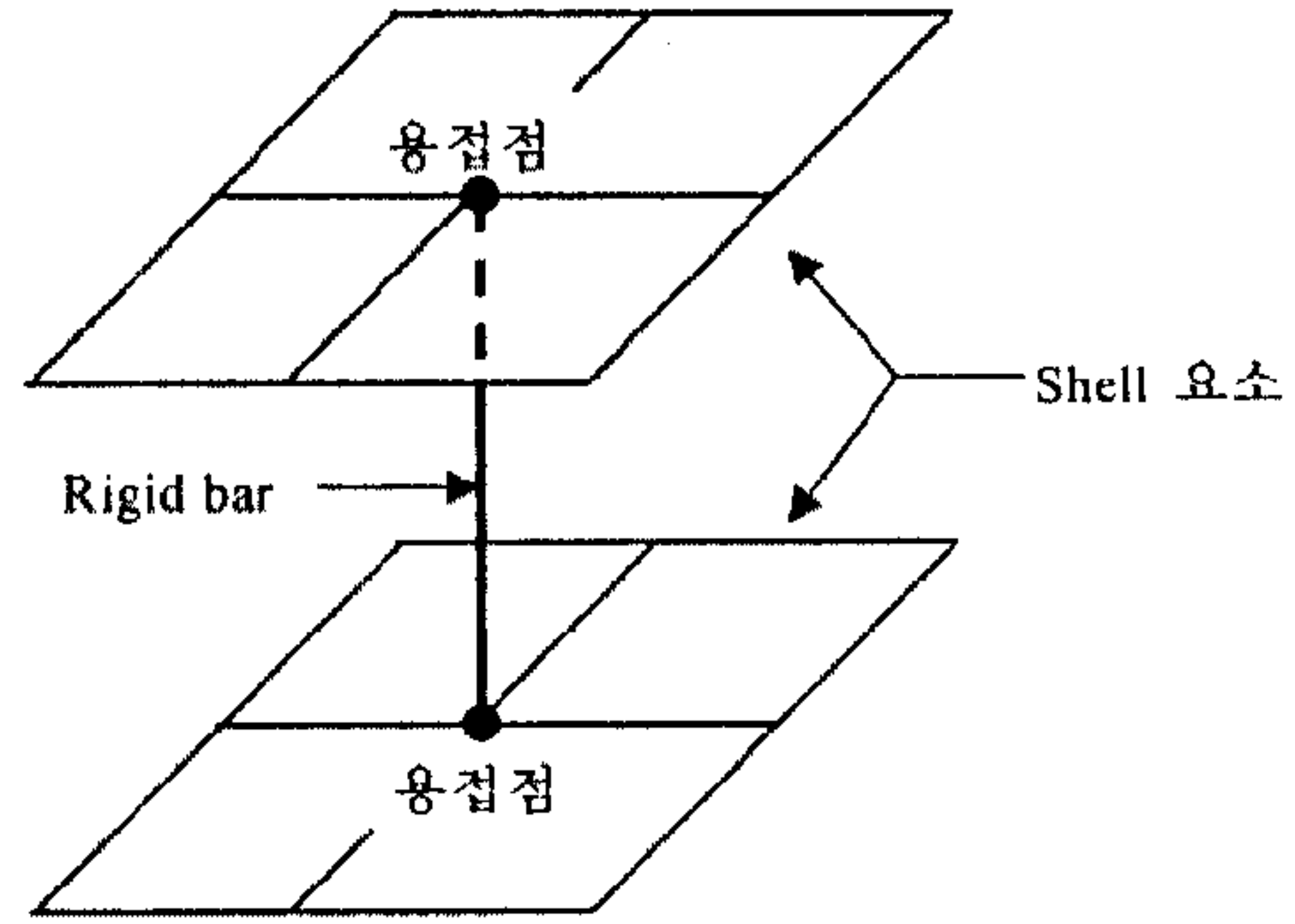


Fig.1 Shell 및 Rigid bar 요소로 대체된 용접점의 거시적 모델

이 때 판형구조물에서의 용접점은 Fig.1과 같이 쉘요소로 구성된 요소망의 한 절점으로 정의하고, 두 개의 판재를 연결하기 위해 절점을 잇는 강체요소(rigid bar element)를 용접부로 취급한다. 강체요소에 걸리는 조합하중이 설정된 파단조건(failure criterion)에 도달하면, 점용접부가 파단된 것으로 간주하여 강체요소의 판재 연결기능을 해제한다. 이같은 거시적 방법의 유한요소해석 과정을 통해, 각 용접점의 파단진행이 포함된 전체 구조해석이 시도되었다.<sup>8,9)</sup>

용접점 파단의 미시적 현상규명과는 달리, 각 점용접점 근처에서 상세요소를 생략하는 거시적 접근은 차체는 물론 각 단품의 구조 및 충돌해석에 있어 매우 효율적으로 보인다. 그러나 이러한 거시적 접근의 효용성이 발휘되기 위해서는, 무엇보다도 용접점 파단을 정량적으로 정확히 예측할 수 있어야 한다. 이에 따라 본 연구에서는 거시적 접근방법의 신뢰성 향상을 목적으로 먼저 전반 “제1부 — 파단조건식”에서 자동차용 판재구조의 유한요소해석 과정시 (i) 점용접점의 파단조건을 정량화하기 위한 방법론과 그에 따른 파단조건식을 제시하고, (ii) 제시된 파단조건식의 미정계수값들을 적절한 점용접 시편들에 대한 최소한의 실험을 통해 결정하였다. 이를 위해 극한해석으로 파단조건 함수형태를 유도하여 기존의 파단조건식(PAM-CRASH™<sup>1)</sup>)과 연결하였으며, 미정계수를 결정하는 과정에서 시편두께와 시편변형속도에 대한 파단조건식의 의존형태를 고찰하였다. 이어 후반 “제2부 — 판형구조해석”에서는 (iii) 점용접조건, 판



재두께, 피치, 너깃(nugget) 반경 등의 용접변수나 기하형상이 파단곡선형상에 주는 영향을 고찰한 후, (iv) 구해진 파단조건을 기준으로 하여, 점용접된 판형구조인 차량 안전벨트 앵커에 대한 거시적 유한요소해석을 PAM-CRASH<sup>TM</sup> 코우드로 수행하였다. 해석에서 고찰된 파단양상을 상응하는 실험시의 파단과 비교함으로써, 여기 제1부에서 제시된 점용접점 파단조건식에 기초한 거시적 접근방법의 유효성을 살펴보았다.

## 2. 파단조건식의 전개

### 2.1 용접점 파단의 양상

용접점의 파단은 크게 계면형태(flat or interface type)과 버튼 형태(button or plug type)로 구분된다. 이 중에서 계면형태의 파단은 용접점의 경계면(두 판재의 경계면)이 분리되는 형태이며, 버튼형태의 파단은 HAZ 부위가 두께방향으로 파단된 결과 한 쪽 판재가 상대편에 붙어있는 형태이다. 이때 용접점의 파단에 작용하는 모멘트의 영향을 고려하지 않을 경우 전체용접부의 파단은 점용접점에 걸리는 단순인장과 전단힘에 의해 생기는 파단의 중첩효과로 볼 수 있다. 이와 같이 용접부에 작용하는 인장, 전단력에 의한 파단양상에 따른 특징은 계면형태 파단의 경우는 용접부의 결합, 특히 부적절한 용융에 의해 발생하는 저조한 용접성의 결과이고, 용접부 너깃이 상대적으로 작을 경우에 발생한다. 이 파단형태는 운전중의 저응력 피로파단 모우드로도 보고되고 있다. 이에 비해 버튼형태의 파단은 용접부의 주위를 따라 원형의 파단이 일어나는 형태로서, 대부분의 용접성에 대한 규격은 이 경우를 제시하고 있다. 만약 용접이 결합없이 이루어지면 충돌과 같은 과부하(overload) 하에서 발생하는 파단은 모두 이 경우에 해당한다고 보아도 무방하다. 또한 본 연구의 과하중 실험시 관찰된 파단은 모두 버튼형태였기 때문에, 본 연구의 해석적 전개는 버튼형태파단에 초점을 맞추도록 한다.

### 2.2 용접점 파단기구

과부하 상태에서 용접점의 파단을 기술하는 용접점 파단기구는 크게 세 가지의 형태로 나눌 수

있다. 첫 번째는 응력이나 상응하는 힘들의 조합을 기초로 한 파단조건이다. 버튼형태 파단의 경우 점용접점 주위의 응력집중으로 인한 모재의 항복을 기초로 하여 파단조건을 세우는 것인데, 대표적인 것으로 VandenBosshe<sup>9)</sup>의 연구결과가 있다. 그는 변형경화가 없는 강소성 모재에 대해, 용접점 주변 모재의 두께방향 전체에 걸쳐 소성변형이 발생한다고 가정한 후 모재의 항복조건을 이용하여 용접점의 파단조건식을 구하였다. McGregor 등<sup>10)</sup>은 알루미늄판재의 접합설계에 대해 모재의 항복으로 인한 파단과 그에 따른 접착부위 파단에 대하여 고찰하였다. 두 번째 파단조건은 파단부위의 소성변형률을 기초로 한 파단조건이다. 이는 파단부위의 소성변형률이 어떤 한계치를 지날 때 파단된다는 것이다. 세 번째 파단조건은 균열의 발생으로 인한 파단조건이다. 즉 점용접점 부위가 외부 균열로 작용하여 용접부 가장자리가 평면균열의 선단이 되고 그곳이 응력장의 특이점이 되어 일어나는 파괴이다. 이 때 파단의 전파방향은 최대 주응력과 수직으로 되며, 판재에서는 많은 경우 굽힘응력이 지배적이므로 판재를 자르는 방향이 되어 버튼형태파단을 야기하게 된다. Hagiwara 등<sup>11)</sup>은 등가소성변형률이 한계치의 3%에 다다를 때 균열이 발생되어 파단이 일어나는 경우를 보였다. Zuniga<sup>12)</sup>는 인장-전단과 coach peel 점용접 시편의 경우 위의 파단조건이 각각 다르게 적용됨을 보였다. Zuniga의 실험결과에 의하면, 인장-전단 점용접 시편의 경우 HAZ/BM(Base Metal) 경계근처의 국부네킹을 통해 파손이 발생하고 국부네킹이 발생하는 시기는 그 부분의 두께방향 변형률이 임계두께변형률(critical thickness strain)에 도달할 때이다. 반면에 coach-peel 점용접 시편의 경우, 실험에서 관찰된 파손형태는 FZ(Fusion Zone)과 HAZ 경계에서의 전형적인 연성파단에 의한 국부적 파손기구 조건(local fracture mechanism criterion)으로 설명된다.

이상에서 소개된 여러 가지 파단조건에도 불구하고 다양한 형태의 구조물에 일반적으로 적용될 수 있는 정량화된 파단조건식은 도출되지 않고 있다. 일반적으로 현재의 유한요소해석 프로그램들(특히 PAM-CRASH<sup>TM 1)</sup>)은 Fig.1과 같이 점용접점을 유한요소모델의 절점에 위치시킨 후, 두



판재의 양 절점을 강체요소로 구속하고 있다가, 그 양 점에 걸리는 하중이 정해진 파단조건식을 벗어나게 되면 이 구속상태를 풀어서 용접점의 파단을 묘사하게 되어 있다. 이 때 용접점의 거시적 파단조건식은 응용역학의 다른 분야에서도 흔히 쓰이는 다음과 같은 형태의 판별식으로 주어진다.<sup>1)</sup>

$$\left(\frac{f_n}{F_n}\right)^{a_n} + \left(\frac{f_s}{F_s}\right)^{a_s} \leq 1.0 \quad (1)$$

여기서  $F_n, F_s$ 는 각각 최대 인장력과 전단력을 나타내고  $f_n, f_s$ 는 실제 용접점에 작용하는 인장 및 전단력이고  $a_n, a_s$ 는 파단곡선 지수로서와  $F_n, F_s$ 와  $a_n, a_s$ 는 적절한 시편형상에 대한 실험을 통해 결정되어야 하는 값들이다. 위의 점용접점 파손조건식은 전형적인 항복곡선식과 유사한 파손곡선을 형성한다. 이 때 계수들은 주어진 점용접조건과 판재두께, 피치, 너깃반경과 같은 용접변수들에 따라 다른 값을 가지게 된다. 이 파단조건식은 위에 요약된 세 가지 파단기구들 가운데, 용접점 주위 모재의 항복을 기초로 하는 첫 번째 파단조건 형태의 확장형이라고 볼 수 있다.

식(1)과 같이 파단조건식이 용접점에 걸리는 인장 및 전단력만의 지배를 받는 것으로 단순화하는 것은 과부하 조건하에서는 매우 실용적으로 보인다. 즉 용접된 판들의 두께가 상대적으로 얇으면 용접부 주위의 강성이 작게 되고, 과부하시 용접부 주위의 심화된 소성변형으로 인한 너깃부의 회전에 수반하여 인장방향의 분력이 커지며, 상대적으로 용접부의 전달하중은 면외하중(out-of plane load)인 인장력과 면내하중(in-plane load)인 전단하중으로 분해되기 때문이다. 이와 같은 너깃의 회전현상은 인장진단시험에서 잘 나타나는 것과 같이 회전 모멘트를 줄이는 방향으로 발생하게 된다.<sup>9)</sup> 실제 구조물의 운전하중 하에서는 이와 같은 대변형과 용접부의 회전은 인장전단시편 실험에서와 같이 일어나는 경우는 매우 드물다(이 경우 파단조건식은 당연히 피로수명조건이 고려되어야 한다). 그러나 충돌시와 같은 과부하의 경우에는 좌굴이나 압괴 등에 의한 판재자체의 대변형의 가능성이 충분하다.

## 2.3 극한해석에 의한 파단조건식 형태

PAM-CRASH<sup>TM 1)</sup>에서 사용되는 파단조건식 (1)은 널리 적용됨에도 불구하고 그 파단식의 정량적인 유도는 불분명하다. 또한 파단조건식 (1)을 사용하여 주어진 용접점에 대한 파단조건을 결정하기 위해서는  $F_n, F_s, a_n, a_s$  4개의 상수가 필요하다. 따라서 파단조건을 구하기 위해서는 최소한 4가지의 다른 모우드의 시험이 요구된다. 그러나 파단조건 결정을 위해 일반적으로 사용되는 대표적인 점용접 시험들은 인장(cross-tension), 순수 전단(pure shear), 인장-전단(tensile-shear)의 세 가지이고, 이 세 가지 시험으로는 파단조건식 (1)의 미지의 상수들을 완전히 결정할 수 없다. 따라서 본 절에서는 극한해석을 통해 파단조건식의 다른 형태를 유도하고 유도된 파단조건식의 형태와 식(1)을 비교, 연결시켰으며 이를 이용하여 최소한의 실험으로 계수를 결정하는 방법을 제시한다.

극한 해석을 통한 파단조건식을 유도하기 위해 먼저 VandenBossche<sup>9)</sup>의 가정에 따라 점용접부를 반경은  $r$ , 높이는 모재의 두께  $t$ 와 동일한 값을 가지는 원통 형태의 너깃부로 가정한다. 이때 이 원통의 벽은 모재부, 구체적으로는 HAZ부와 연결된다. 일반적으로 모재에 작용하는 거시적인 하중  $F$ 는[Fig.2 (a)] 용접 너깃부위에 면내 전단력( $f_s$ )과 면외 인장력( $f_n$ )을 가져오게 된다[Fig.2 (b)]. 너깃부에 작용하는 이러한 두 하중들로 인해 너깃 주위의 모재부에 응력들이 발생하게 되고 이러한 응력들의 조합은 모재의 파단을 가져오게 된다. 그러므로 파단조건식의 유도는, 너깃부에 작용하는  $f_n, f_s$ 로 인해 원통의 외부에 작용하는 응력들의 성분을 구하는 절차로부터 출발한다. 너깃부에 작용하는 응력분포는 Fig.2(c)에 도시되어 있다. 먼저  $f_n$ 으로 인해 생기는 응력의 분포를 고려하면, 면외력  $f_n$ 은 Fig.3(a)에서 보는 바와 같이 너깃의 주위부를 포함한 평면 전체에 분포 인장 응력  $\sigma_z$ 을 발생시키고, 원통측면에 전단응력  $\tau_{rz}$ 를 발생시키며 이 응력들은 너깃주위의 모재부에 영향을 주며 그 분포는 다음과 같다.<sup>9)</sup>

$$\sigma_z|_{f_n} = C_1 \frac{f_n}{\pi r^2}, \quad \tau_{rz}|_{f_n} = C_2 \frac{f_n}{2\pi r t} \quad (2)$$

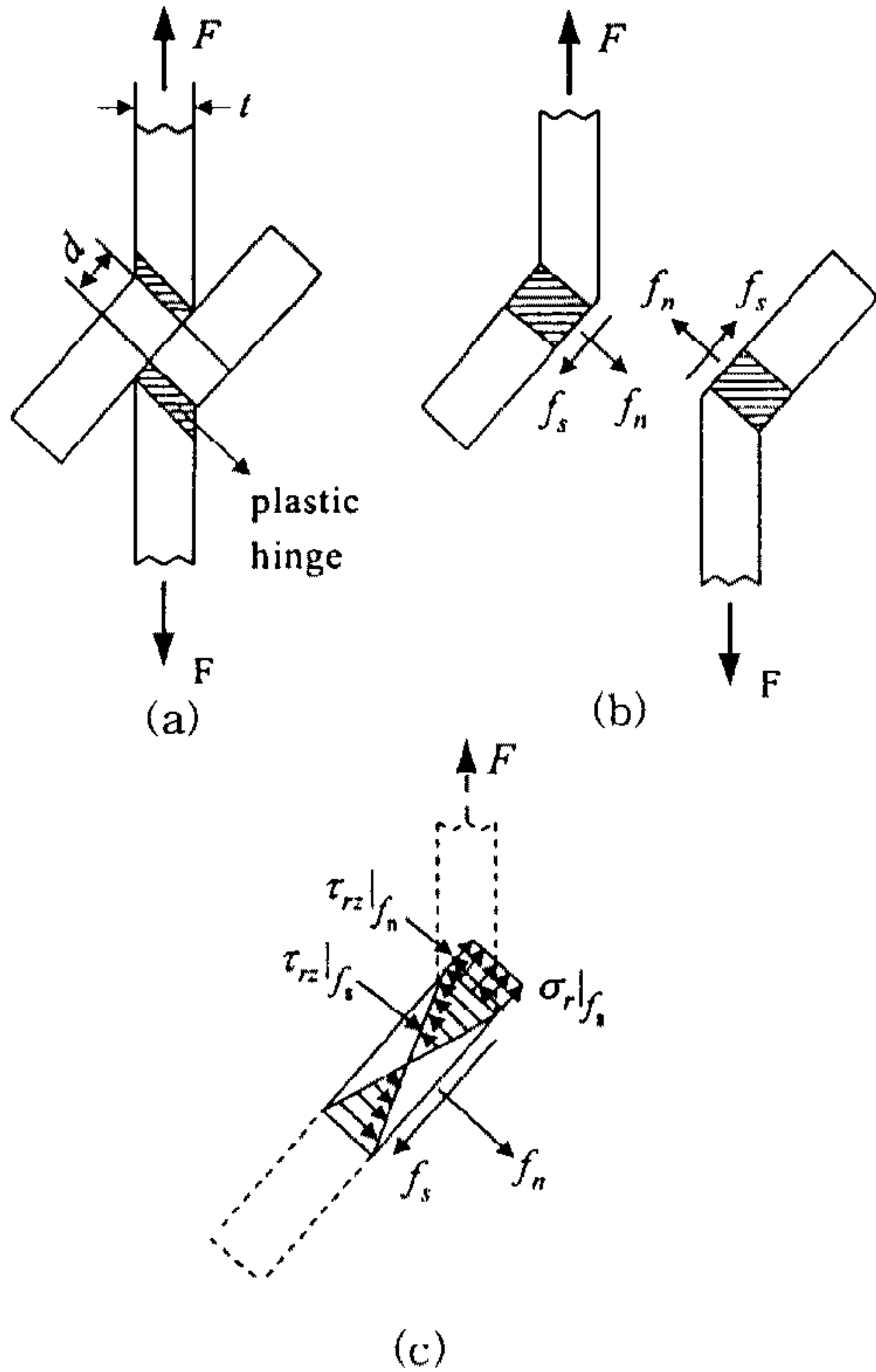


Fig. 2 점용접부의 자유물체도 및 응력분포

여기서  $C_1, C_2$ 는 상수이며, 전단면의 위치에 따라 값이 달라진다. 또한 너깃에 작용하는 면외력(전단력)  $f_s$ 는 Fig.3(b)에서 나타난 바와 같이 너깃의 외부 모재에 세 가지의 응력성분  $\sigma_r, \sigma_\phi, \tau_{r\phi}$ 을 발생시키고 각각은 평형조건식으로부터 다음과 같이 구해진다.<sup>14)</sup>

$$\begin{aligned} \sigma_r|_{f_s} &= C_3 \frac{f_s}{rt} \cos \phi, & \sigma_\phi|_{f_s} &= C_4 \frac{f_s}{rt} \cos \phi, \\ \tau_{r\phi}|_{f_s} &= C_4 \frac{f_s}{rt} \sin \phi \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 각도  $\phi$ 는  $f_s$ 가 주어진 방향에서부터 측정된 각도이고  $C_3, C_4$ 는 상수들이다. 이 응력분포는 평형방정식을 만족하는 해들이다. 또한 Fig. 3(c)에 나타난 바와 같이  $f_s$ 는 원통 형태의 너깃  $(f_s/2) \cdot t$ 의 모멘트로 회전시킨 모우드를 발생시

킨다. 이로 인해 원통주위의 모재에 작용하는 전단응력  $\tau_{rz}$ 은 원통주위로  $\tau_{rz} = \tau_{rz}|_{\max} \cos \phi$ 의 분포를 가지는 것으로 가정할 때<sup>9)</sup> 아래 식(4a)로부터 (4b)가 유도된다.

$$\int_0^{2\pi} \tau_{rz} (r \cos \phi) t r d\phi = t f_s / 2 \quad (4a)$$

$$\tau_{rz}|_{f_s} = \frac{f_s}{2\pi r^2} \cos \phi \quad (4b)$$

따라서 아래의 식으로 정의된 등가응력에

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \left\{ \frac{1}{2} [(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_z - \sigma_\phi)^2 + (\sigma_\phi - \sigma_r)^2] \right. \\ &\quad \left. + 3\tau_{r\phi}^2 + 3\tau_{rz}^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (5)$$

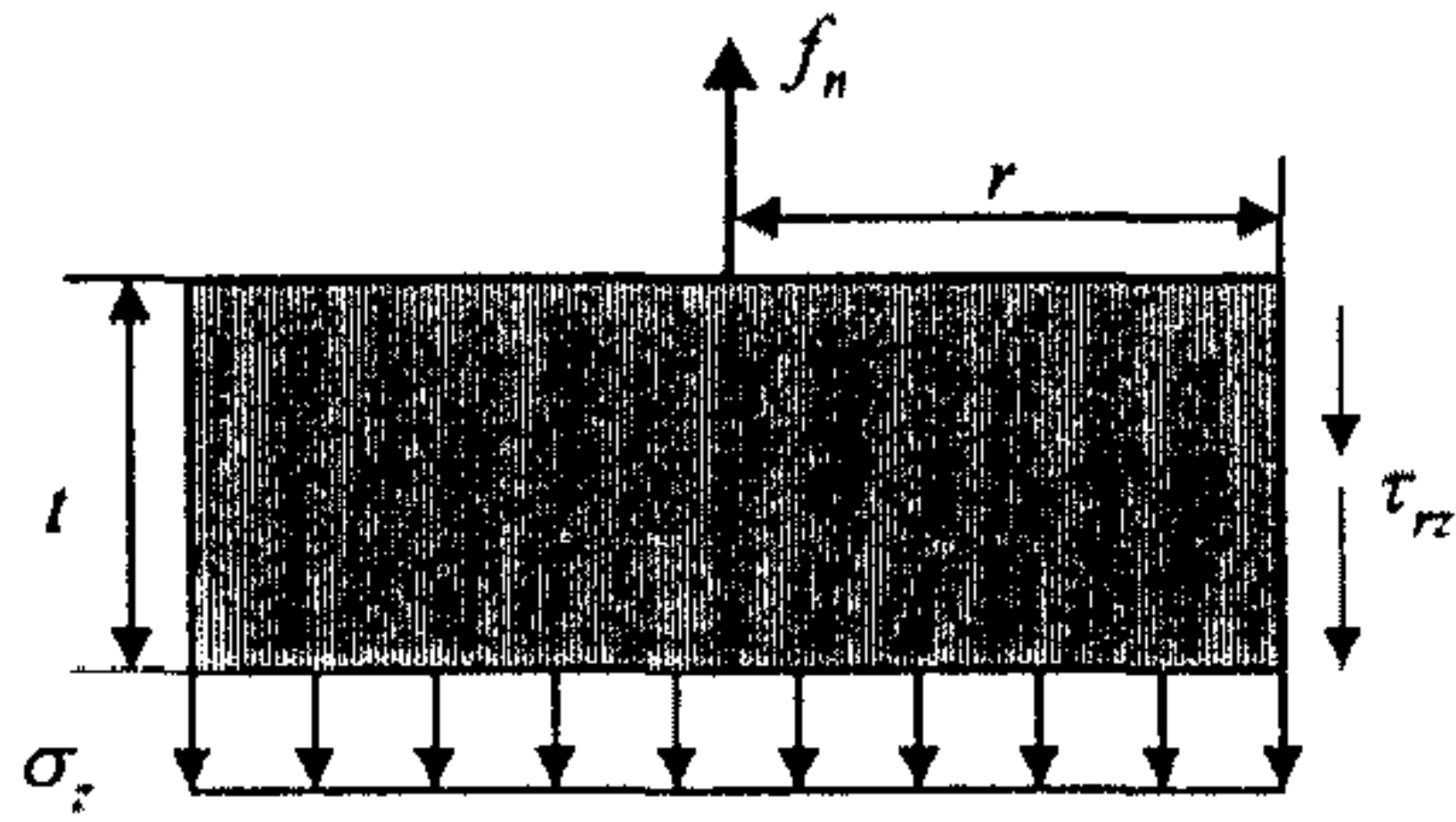
식(2), (3), (4b)에 나타난 응력성분들을 대입하면 일반적인  $f_n$ 과  $f_s$ 가 주어질 때 다음과 같은 형태의 식이 유도된다.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{C_n f_n^2 + C_{ns} f_n f_s + C_s f_s^2} \quad (6)$$

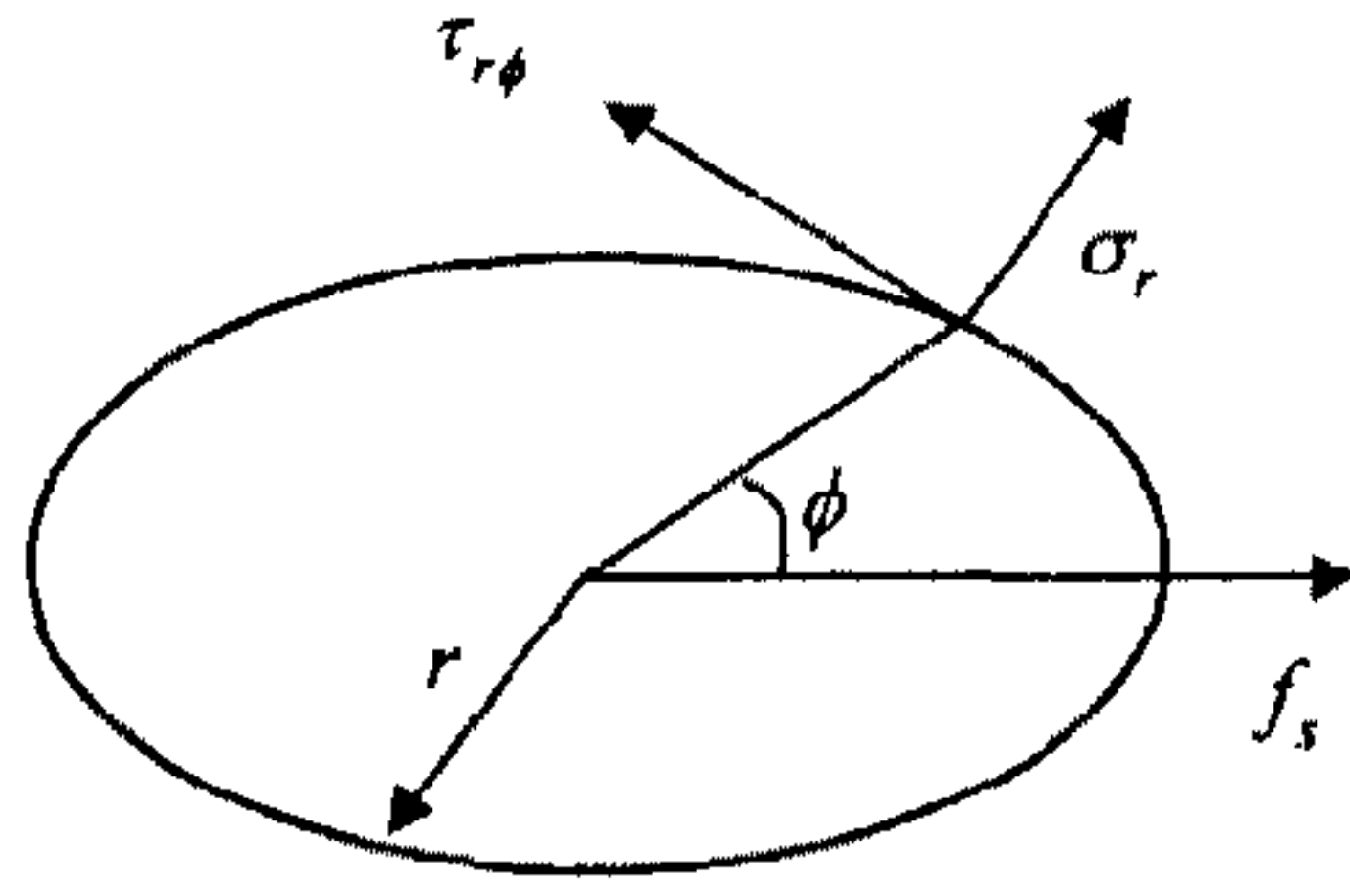
이 때  $C_n, C_{ns}, C_s$ 는 각각 상수들이고, 위 식으로 표현된  $\sigma_{eq}$ 의 최대값이 한계응력에 도달하면 파단이 진행된다고 할 수 있다. 그러나 식(6)에서 HAZ 부위의 한계응력 혹은 강도의 값을 정확하게 결정하는 것이 매우 어려운 문제이다. 이 값을 단순히 모재의 항복응력이나 인장응력값으로 대입해서는 안된다. 왜냐하면 일부재료에서는 모재가 용융된 후 냉각되면서 경화현상이 두드러지게 나타나기 때문이다. 특히 본 연구의 대상이 되는 SPRC, 혹은 SPCEN 등 일반 자동차용 열연강판의 경우는 페라이트(ferrite) 조직으로서 용접부, 열영향부, 모재부의 경도차이가 매우 크게 나타난다.<sup>12,13)</sup> 이 경도차이는 크기는 두 배 이상이 되어서 열영향부의 강도는 현저히 증가하게 된다. 따라서 한계강도값은 실험에 의해 결정될 수밖에 없는 성질의 것이다.

위의 결과를 최대인장력과 최대전단력  $F_n$ 과  $F_s$ 를 이용하여 무차원화시키면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

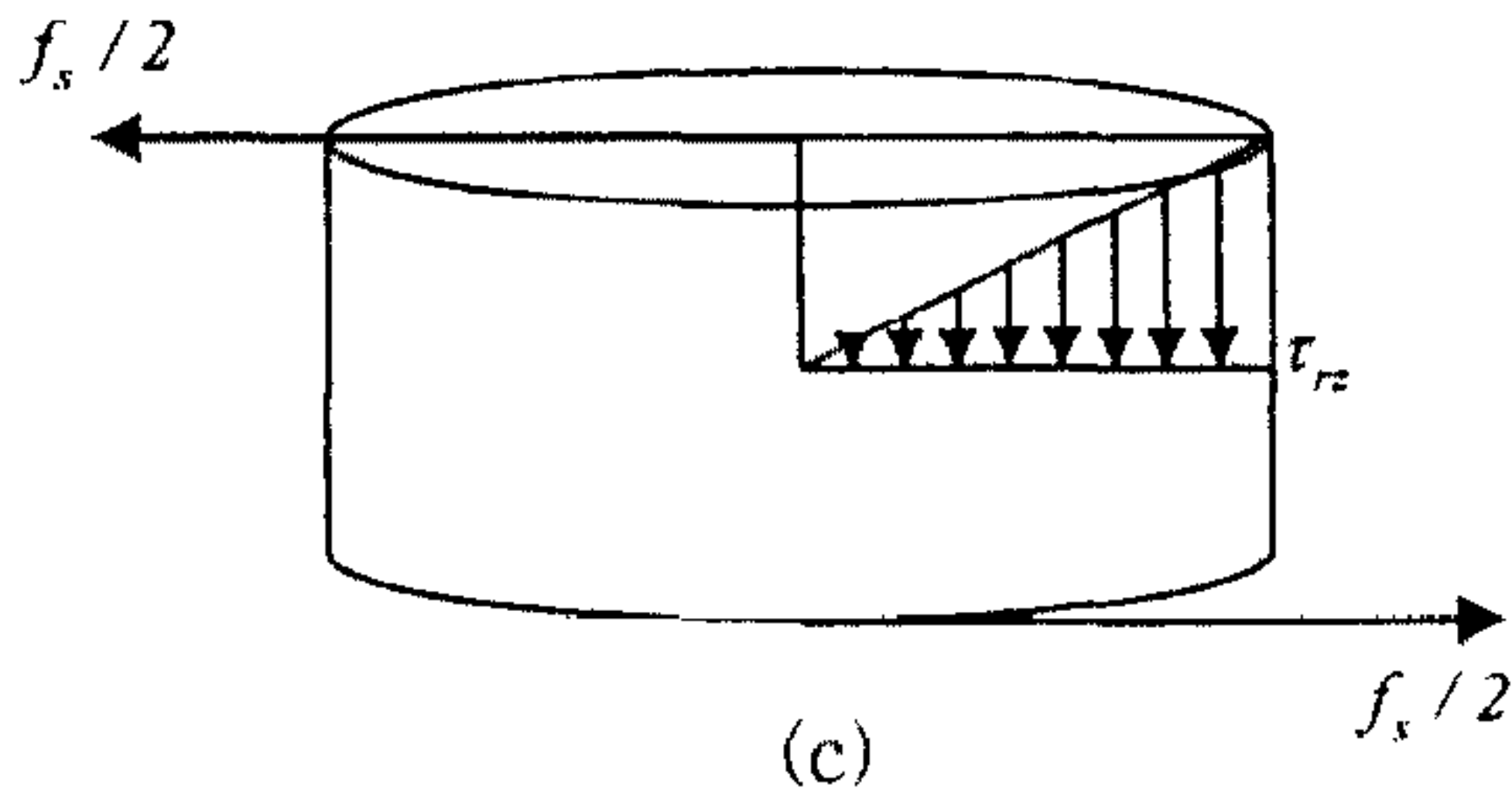




(a)



(b)



(c)

Fig.3 점 용접부에 걸리는 하중  $f_n$ ,  $f_s$ 로 인한 응력성분들

$$\left(\frac{f_n}{F_n}\right)^2 + \alpha\left(\frac{f_n}{F_n}\right)\left(\frac{f_s}{F_s}\right) + \left(\frac{f_s}{F_s}\right)^2 = 1 \quad (7)$$

위의 관계식을 극한 해석을 통해 유도된 파단조건식이라고 할 수 있고 그 형태는 Fig.4에 보인 것과 같은 이사분면 쪽으로 기울어진 ( $\alpha > 1$ ) 일반적인 타원모양이 된다. 파단의 조건상  $f_n \geq 0$ ,  $f_s \geq 0$ 이므로 파단조건은 일반화된 타원의 이사분면임을 알 수 있다.

#### 2.4 파단조건식의 결정

극한해석을 통해 유도된 식(7)로 주어지는 파단식은 식(1)로 표현된 PAM-CRASH<sup>TM</sup>에서 사용하는 파단조건식의 형태와 달리  $F_n$ ,  $F_s$  및  $\alpha$ 의

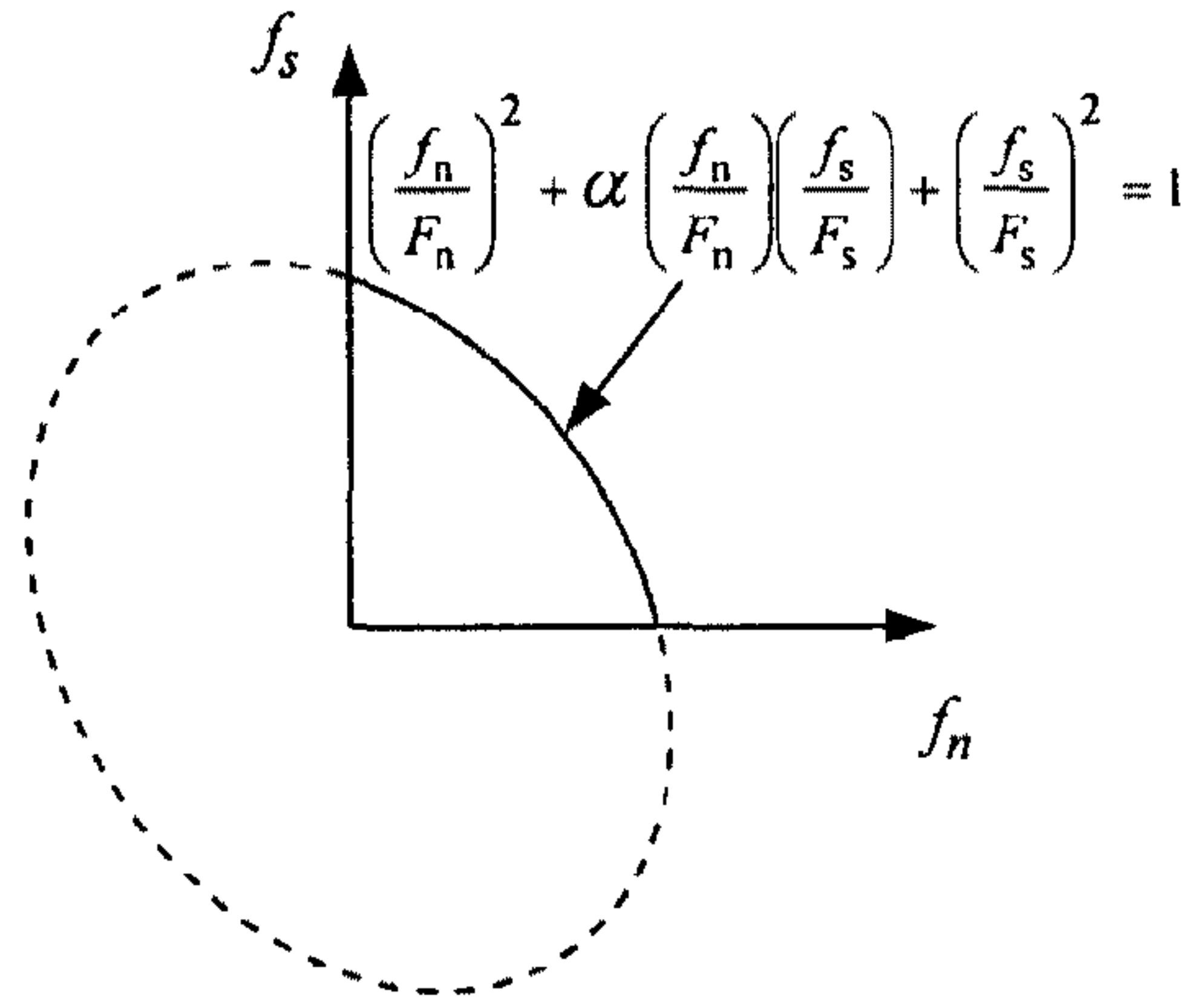


Fig.4 용접점 파단곡선의 형상(1사분면)

세 가지 미지값으로 정의된다. 따라서 일반적으로 사용되는 대표적인 인장, 순수전단, 인장-전단의 세 개의 점용접시험들에 대한 실험으로 세 가지 상수를 결정지을 수 있게 된다. 따라서 본 연구에서는 이 세 가지 실험으로 식(7)의 파단식을 결정하고, 결정된 파단조건식의 형태와 PAM-CRASH<sup>TM</sup>에서 사용하는 파단조건식의 형태를 비교하여 계수를 결정하는 방법을 제시하였다. 이에 대한 구체적인 방법과 절차는 아래에 기술된 바와 같다.

- 1) 인장, 순수 전단, 인장-전단 시험들에 대한 세 가지 실험을 통해 식(7)에서  $F_n$ ,  $F_s$  및  $\alpha$ 의 세 값을 결정한다. 즉 인장 및 순수전단 실험을 각각 수행하여 각각  $F_n$ 과  $F_s$ 를 구한다. 이어서 인장력과 전단력이 동시에 작용하는 인장-전단 시험의 실험에서 구해지는 시험의 극한하중값  $F_{ts}$ 와 파단시의 너깃 회전각  $\theta$ 로부터 상응하는 하중성분값  $f_n$ ,  $f_s$ 를 아래와 같이 구한다.

$$f_n = F_{ts} \sin \theta, \quad f_s = F_{ts} \cos \theta \quad (8)$$

이를 식(7)에 대입하여 얻은 아래식으로부터 상수값  $\alpha$ 를 구한다.

$$\left(\frac{F_{ts}}{F_n}\right)^2 \sin^2 \theta + \alpha\left(\frac{F_{ts}}{F_n}\right)\left(\frac{F_{ts}}{F_s}\right) \sin \theta \cos \theta + \left(\frac{F_{ts}}{F_s}\right)^2 \cos^2 \theta = 1 \quad (9)$$

- 2) 이후 세 가지 실험을 통해 구하여진 파단조건 곡선형태를 PAM-CRASH™의 파단조건 곡선형태인 식(1)로 곡선접합(curve-fitting) 시킨다. 이때 곡선접합은 비선형적이 되며 이를 위해 MATLAB 소프트웨어<sup>15)</sup>의 비선형회귀법을 사용하였다.
- 3) 곡선접합을 통해 Fig.5와 같이 PAM-CRASH™ 조건식 (1)에 사용되는 네 개의 파단조건계수들  $F_n$ ,  $F_s$ ,  $\alpha_n$ ,  $\alpha_s$ 를 구한다.

### 3. 파단모델실험

앞서 제시한 점용접점 파단조건식의 미정상수들을 결정하기 위해 대표적인 점용접시편들에 대한 파단실험을 수행하였다. 일련의 실험들을 통하여 이루고자 하는 목표는 다음과 같다. 첫째 모재의 판재인장실험을 통하여 자동차 차체용 열간압연강판 SPRC35의 응력-변형률 관계를 구한다. 이와 같이 구해진 응력-변형률관계는 유한요소해석을 위한 재료의 물성데이터로 사용된다. 또한 이러한 응력-변형률관계가 각기 다른 변형속도하에서 어떻게 변하는지 실험을 통하여 고찰한다. 둘째로는 세 가지 점용접 시편인 인장과 순수 전단 그리고 인장-전단 시편들에 대한 실험을 통하여 파단조건식의 계수들을 구하고 이에 따른 파단곡선을 결정한다. 또한 이때 시편의 변형속도를 변화시켜 그에

따른 파단계수와 파단곡선의 변화를 살펴본 후, 이 결과식을 본 논문의 “제2부 — 판형구조해석”에서 PAM-CRASH™<sup>1)</sup>를 사용한 점용접된 판형구조인 차량 안전벨트 앵커의 구조해석에 적용해 본다.

#### 3.1 모재 인장시험

먼저 모재 SPRC35의 물성치와 응력-변형률 관계를 구하기 위하여 단순 인장시험을 실시하였다. 판재의 압연방향과 직각방향으로 각각 1.0mm에 해당하는 표준시편<sup>16)</sup>을 채취하여 MTS 인장시험기로 실험하였다. 이 때 최대 인장강도의 방향에 따른 차이는 없었고, 단지 극한 변형률만 방향성을 보였다. 이러한 관찰을 바탕으로, 본 연구에서는 파단하중이 주요 고려대상이므로, 이 후 용접부의 파단실험시 판재의 방향성을 무시하였다. 여기서 cross-head 속도의 영향을 살펴기 위한 기본데이터를 얻고자, cross-head 속도를 0.5mm/s, 5mm/s, 50mm/s로 변화시킨 실험을 실시하였다. 각 인장속도에 따른 응력-변형률 곡선들이 Fig.6에 나타나 있다. 이때 진변형률 값이 약 0.27 정도일 때 네킹이 발생하고, 변형속도 증가시 동일변형률에 대해 약간씩 높은 응력값을 보이는 것을 알 수 있다. 이러한 일련의 판재 인장실험으로부터 구하여진 응력-변형률 관계를 기술하는 계수들이 Table 1에 요약되어 있다.

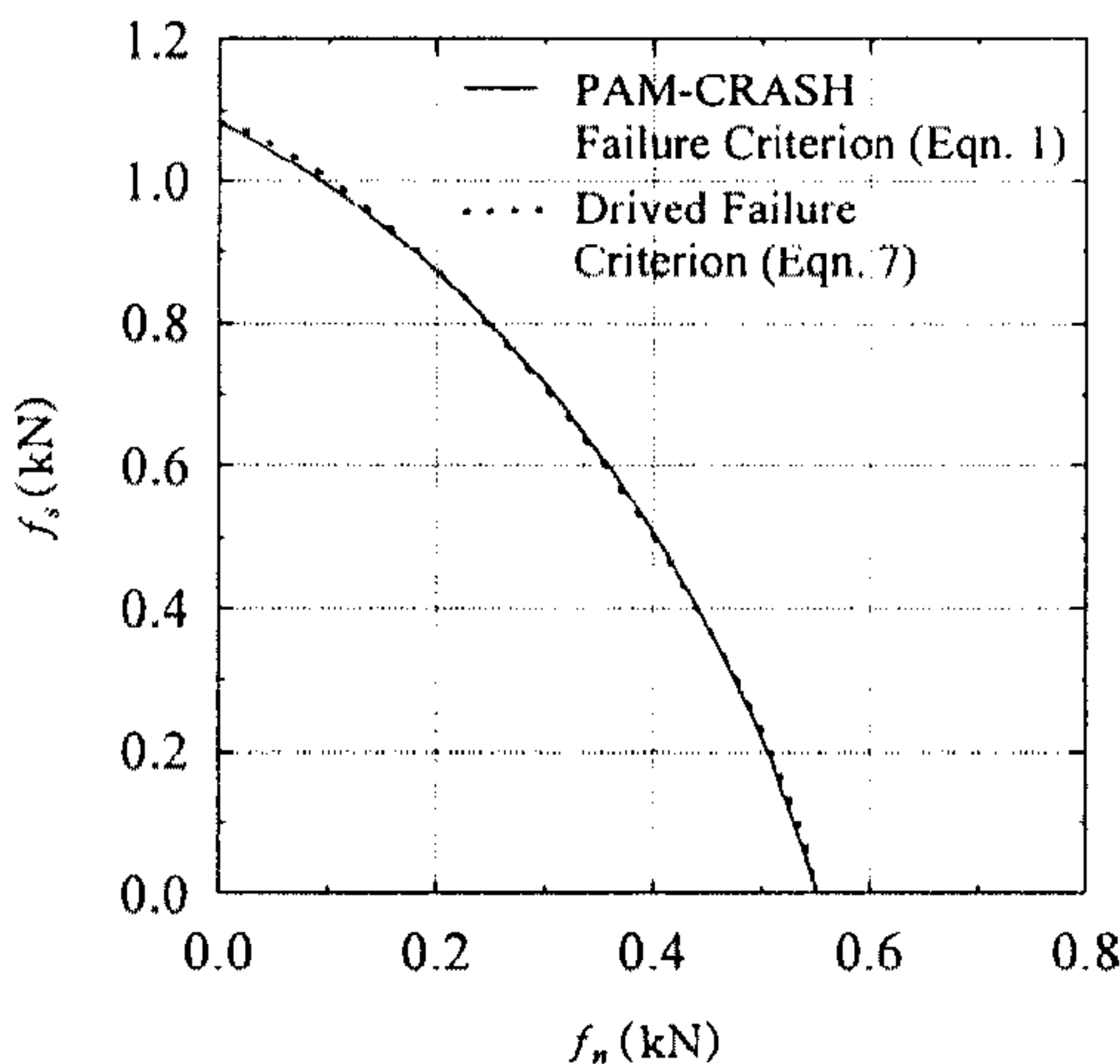


Fig.5 일반화된 타원 「식(1)」과 파단조건식 「식(7)」의 접합 비교

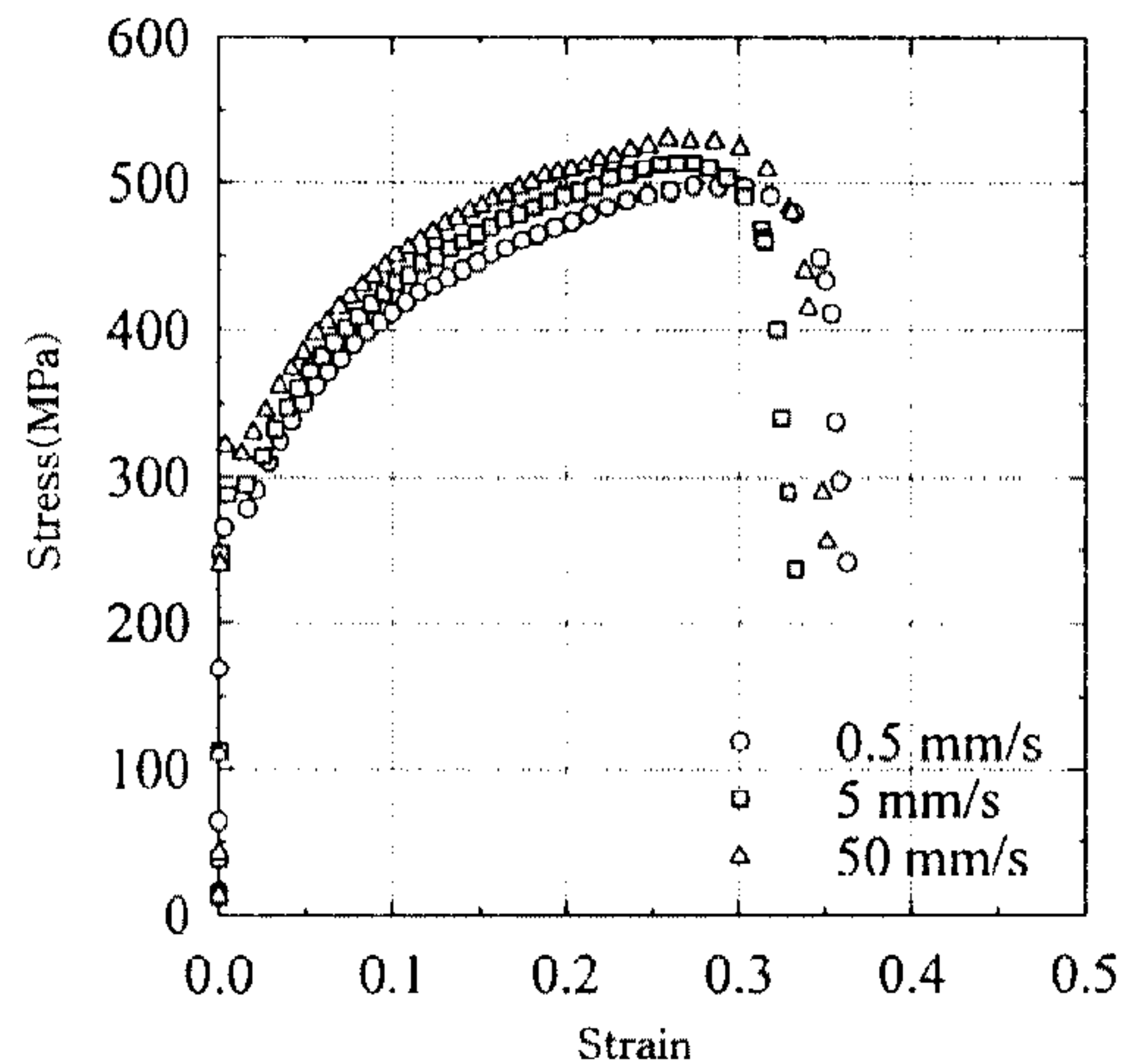


Fig. 6 Cross-Head 속도에 대한 1mm 시편의 응력-변형률 곡선 변화



Table 1 SPRC35 모재의 기계적 성질

	0.5mm/s	5mm/s	50mm/s
Young's modulus $E$ (GPa)	128	140	145
yield stress $\sigma_y$ (MPa)	255	280	289
tensile stress $\sigma_o$ (MPa)	486	500	520
hardening coefficient $A$ (MPa)	704	792	677
hardening exponent $n$	0.251	0.284	0.189

### 3.2 용접조건

용접점 파단실험을 위해서는 먼저 균일한 너깃 크기를 얻는 것이 무엇보다 중요하다. 이러한 너깃의 크기는 모든 용접조건이 종합적으로 포함된 결과이고, 따라서 일정한 용접조건을 이루기 위해서는 신뢰성있는 용접기의 사용과 적절한 용접조건 선택이 필요하다. 이를 고려하여 본 연구에서는 모든 점용접 시편들의 용접부위 형성을 위해 Pedestal Spot Welder를 사용하였다. 균일한 용접부위를 얻기 위한 가해지는 전류, 가압력, 통전시간 등의 용접조건을 구하였다. 1.0mm 시편에서는 너깃지름 5mm를 얻기 위해 전류를 8.9~9.1kA를 사용하였고, 1.4mm 시편에서는 9.9~10.1kA의 전류를 사용하였다. 용접시 통전 전류의 과다로 인해 불꽃이 튀는 경우에는 용접부형상이 불균일해지고 그에 따라 시편파단이 불규칙하게 되는 것을 관찰하였다. 생성되는 너깃을 절단, 연마한 후 금속현미경으로 용접상태가 적절함을 확인하였다.

### 3.3 용접점 파단실험

#### 3.3.1 인장 시편

순수인장시의 점용접 극한하중값  $F_n$ 을 결정하기 위해 인장 시편에 대한 실험을 수행하였다. 실험을 위한 인장 시편의 규격은 JIS Z 3137<sup>17)</sup>을 따랐으며 시편치수는 Fig.7에 나타나 있다. 시편의 윗부분과 아랫부분을 wedge grip에 물려 인장실험을 행했는데, cross-head 속도는 각각 0.5mm/s, 5mm/s, 50mm/s 세 가지로 변화시켰다. 이때 각 변형속도에 대하여 최소한 3번씩의 시험을 실시하였고, 평균값을 최종결과로 취하였다. Fig.8은 두께가 각각 1mm와 1.4mm인 인장 시편에 대해 세

가지 변형속도에 따라 얻어진 대표적인 하중-변위 곡선을 보이고 있다. 여기서 변위는 cross-head의 변위이다. 인장속도가 증가함에 따라 동일 변위에 대한 하중이 점차 상승하는 경향을 보여준다. Table 2에는 각 인장속도에 대한 최대하중값과 그 하중값이 발생하는 변위가 정리되어 있다.

#### 3.3.2 순수 전단 시편

면내파단하중( $F_s$ )에 대한 용접파단조건을 결정하기 위해 순수전단 시편에 대한 실험을 하였다. 시편규격은 JIS Z 3136<sup>18)</sup>을 따랐으며 해당치수는 Fig.9에 표시되어 있다. 변형속도 및 조건은 인장의 경우와 동일하다. 실험에 따른 하중-변위곡선

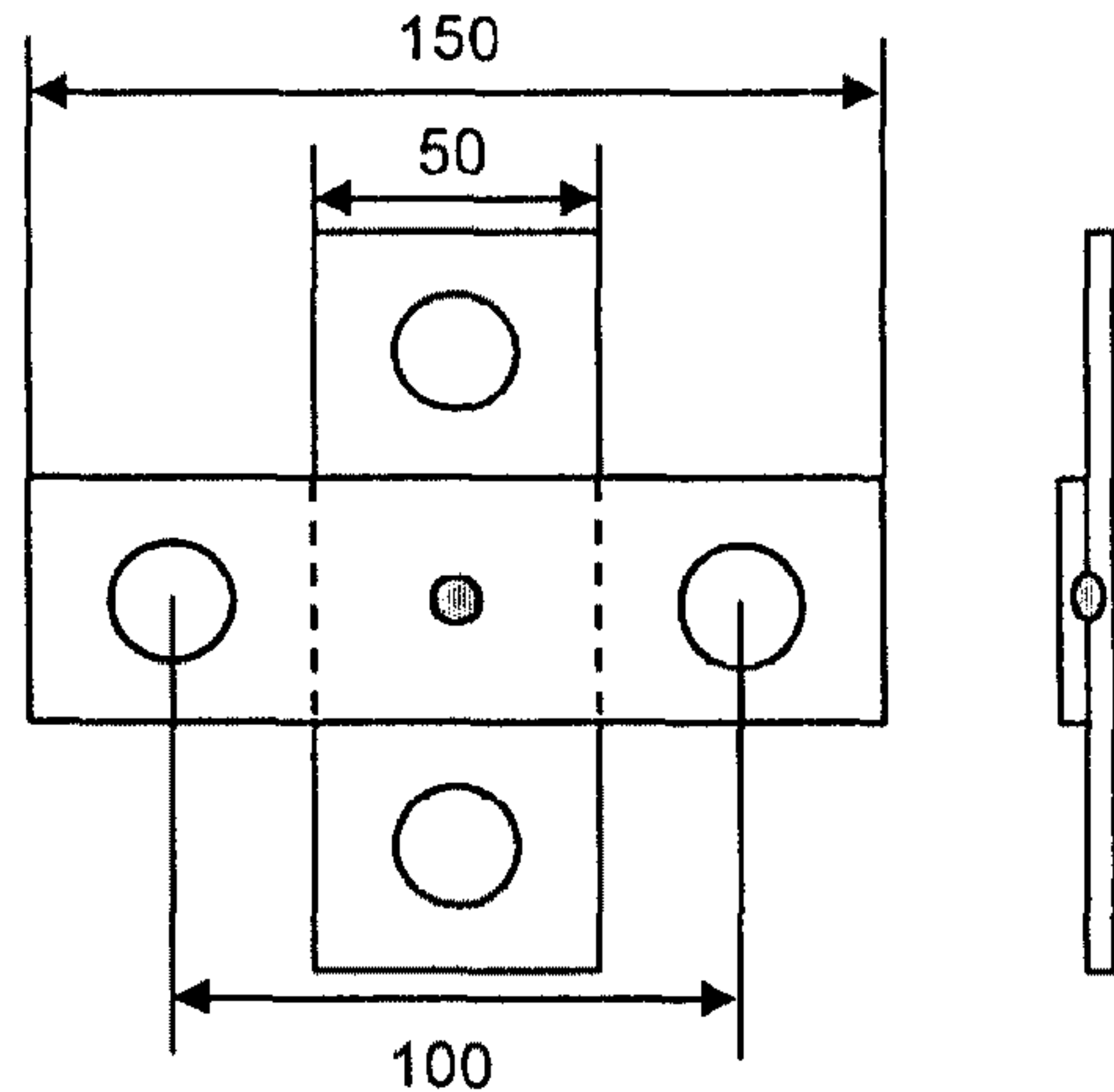


Fig.7 인장 시편의 형상 및 치수(단위 : mm)

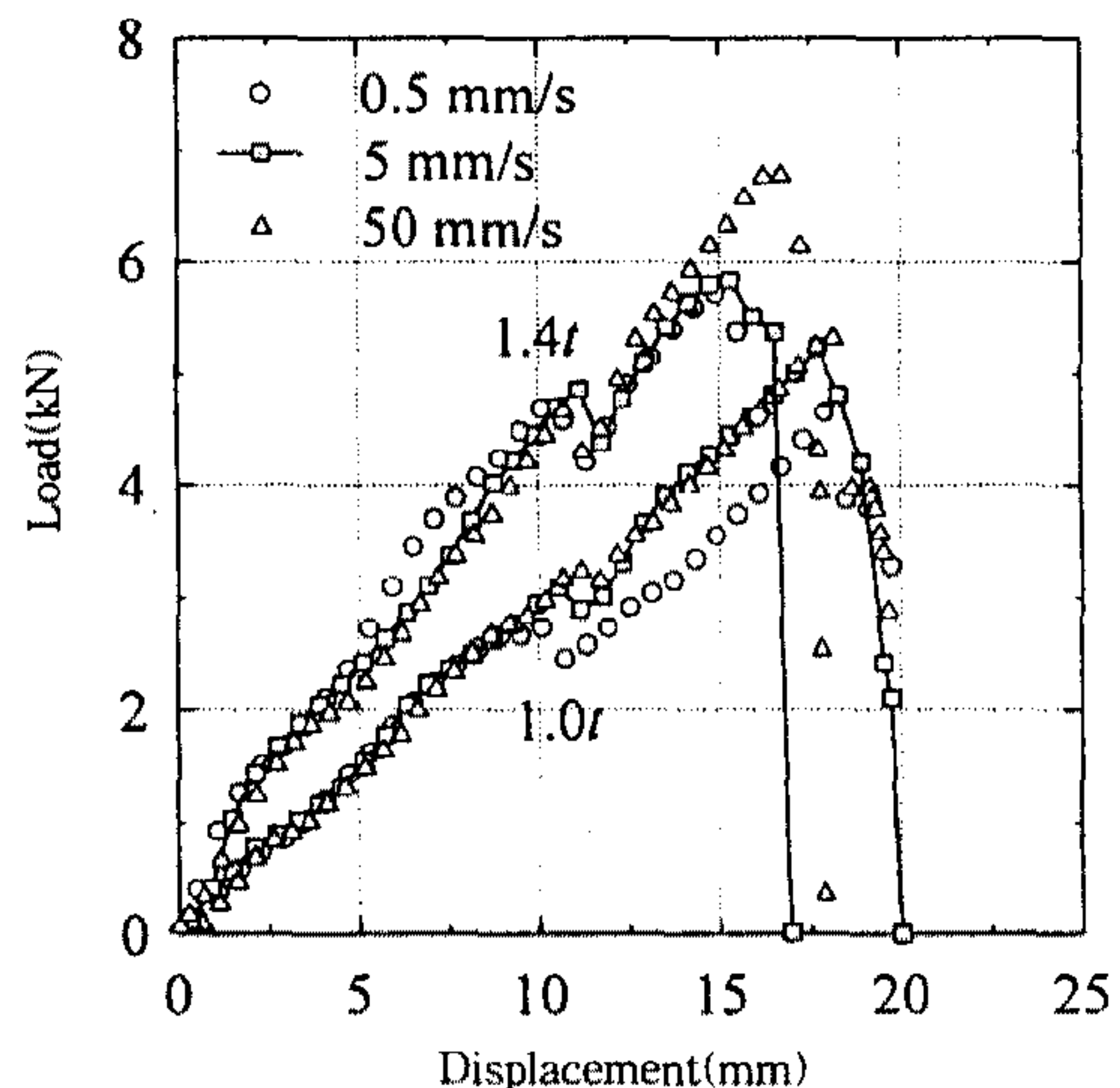


Fig.8 인장 시편의 하중-변위 곡선



Table 2 인장시험시 변형속도에 따른 최대하중 및 상응변위관계

thickness (mm)	0.5mm/s		5mm/s		50mm/s	
	displacement (mm)	max. load (kN)	displacement (mm)	max. load (kN)	displacement (mm)	max. load (kN)
1.0	17.5	4.60	17.8	5.13	18.6	5.41
1.4	14.1	5.36	16.3	5.98	16.1	6.67

이 Fig.10에 두께가 각각 1과 1.4mm인 순수전단 시편에 대해 나타나 있다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 인장의 경우와 같이 인장속도의 증가에 따라서 동일 변위에 대한 하중이 점점 상승하는 경향을 보여주지만 그 상승폭은 인장의 경우에 비해서 작음을 알 수 있다. Table 3에는 각 인장속도에 대해 최대하중값과 그 하중값이 발생하는 변위가 요약되어 있다.

순수전단의 경우 연성파단은 점용접부 주위의 열영향부에서 네킹이 일어나고, 너깃 형상에 따라 반원형으로 네킹이 발달하여 최후에는 시편전체가 파단되는 형태로 진행되었다. 이 결과, Fig.10에서 보는 바와 같이, 인장 시험과는 달리, 최대하중에 도달하고 난 후에도 지속적으로 상당한 크기의 하중을 전달하게 된다. 그러므로 실용적으로 어느 시점을 정해 파단여부를 판정하기에는 무리가 있고, 최대하중을 받은 후 비록 두 판재가 분리되지는 않았더라도 파단됐다고 가정하여, 파단시점을 최대하중점으로 잡는 것이 유용하다고 추정된다. 참고로 인장의 경우, 파단점이 최대하중점과 명확히 일치함을 알 수 있다.

### 3.3.3 인장-전단 시편

용접파단조건을 결정하기 위한 세 번째 시험은 인장-전단이다. 시험을 위한 시편의 규격은 JIS Z 3136<sup>18)</sup>을 따랐으며 그 치수는 Fig.11에 도시되어

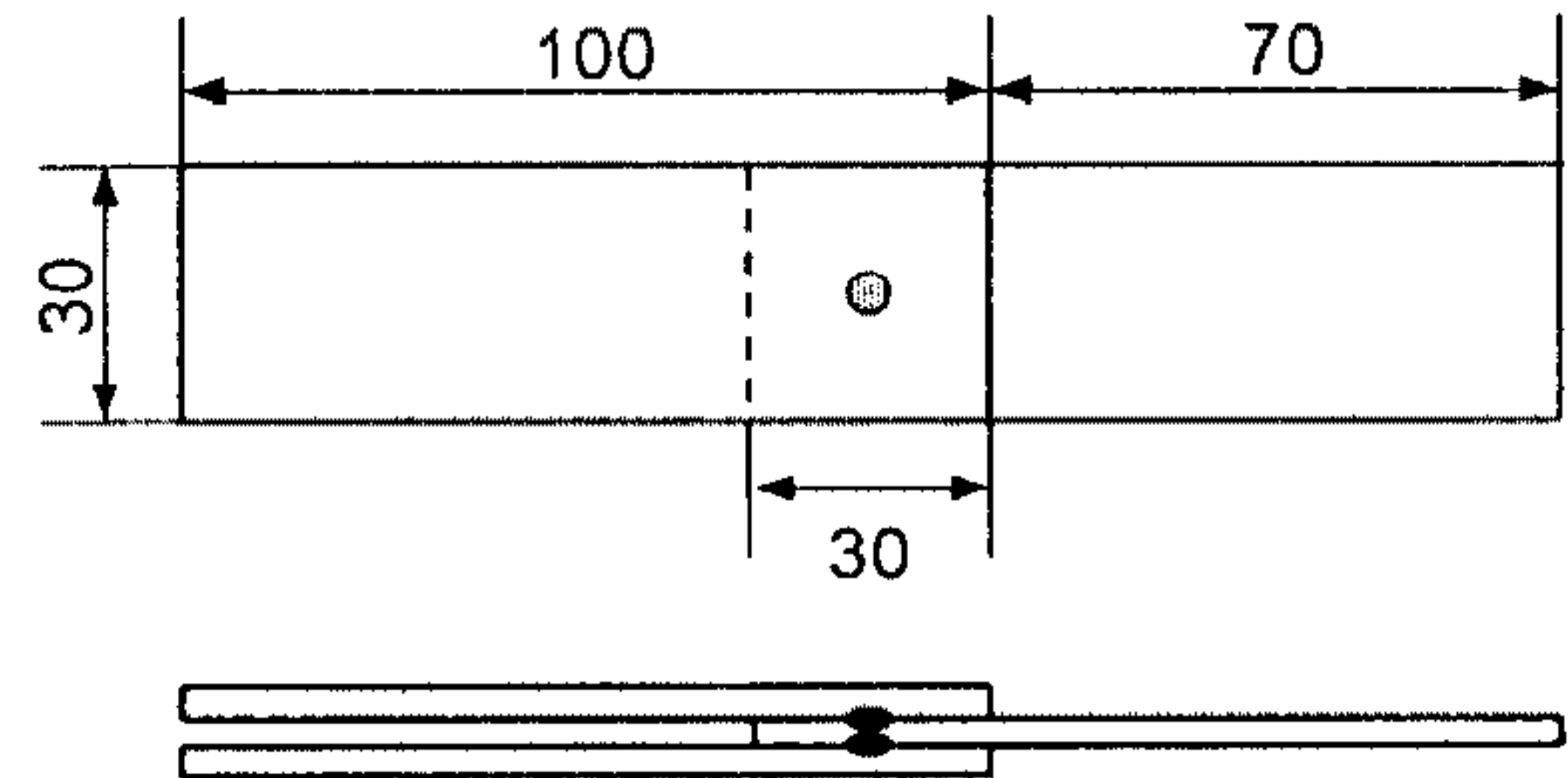


Fig.9 순수 전단 시편의 형상 및 치수(단위 : mm)

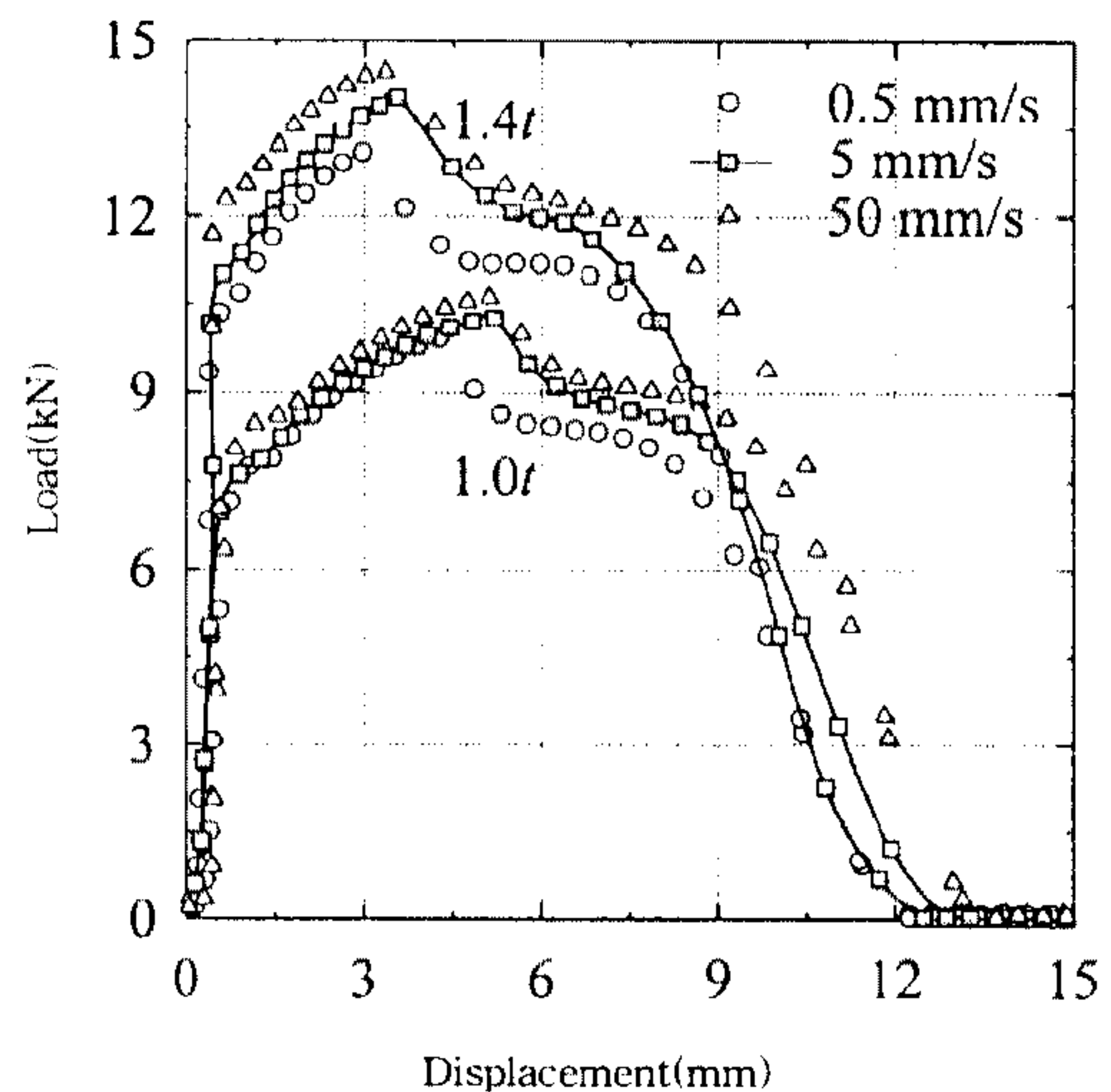


Fig.10 순수 전단 시편의 하중-변위 곡선

Table 3 순수전단시험시 변형속도에 따른 최대하중 및 상응변위관계

thickness (mm)	0.5mm/s		5mm/s		50mm/s	
	displacement (mm)	max. load (kN)	displacement (mm)	max. load (kN)	displacement (mm)	max. load (kN)
1.0	4.4	9.83	4.9	1.02	5.4	1.06
1.4	3.3	1.32	3.8	1.38	3.8	1.40

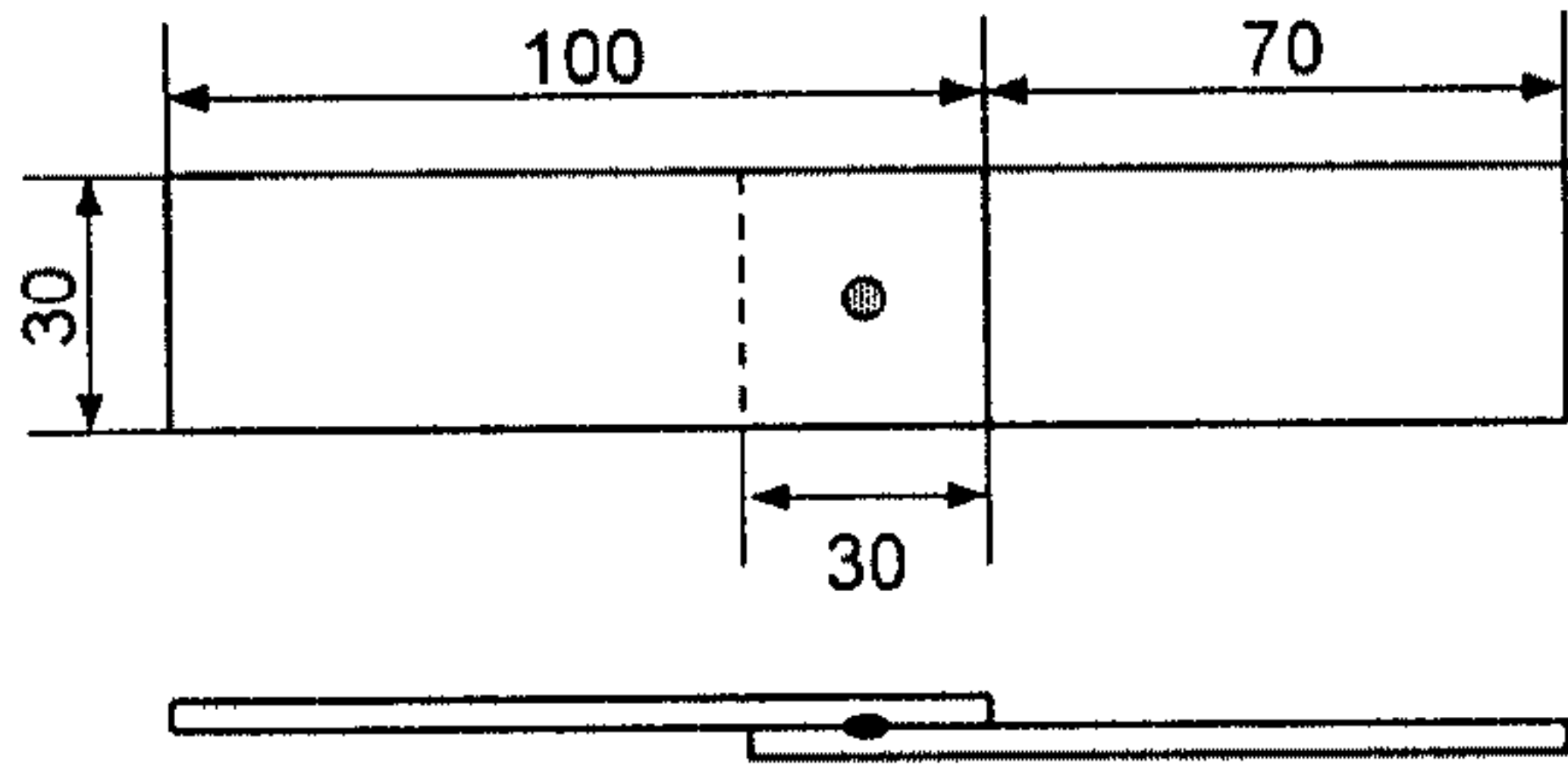


Fig.11 인장-전단 시편의 형상 및 치수(단위 : mm)

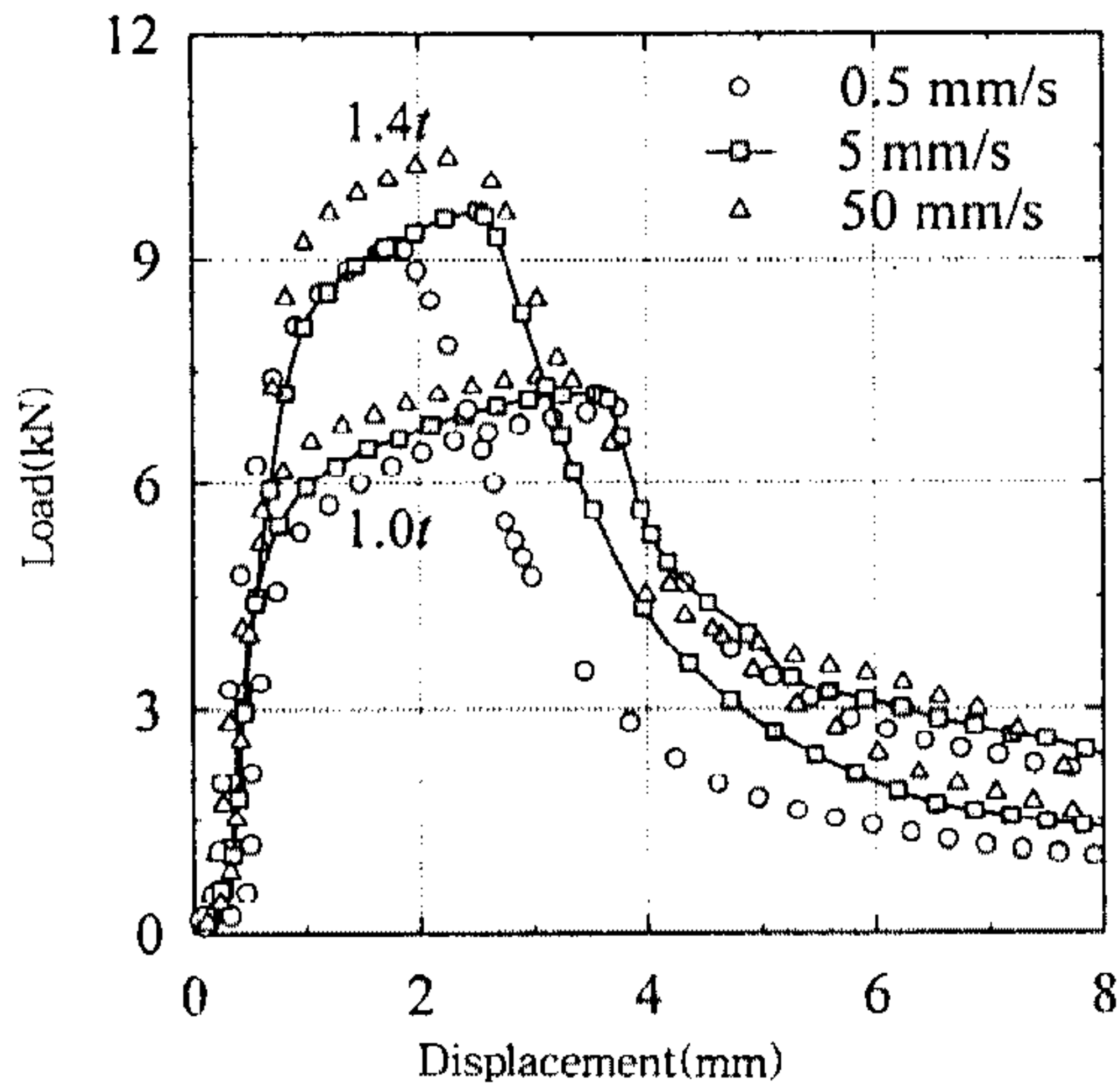


Fig.12 인장-전단 시편의 하중-변위 곡선

있다. 시편변형속도 및 조건은 인장의 경우와 동일하다. 인장-전단 시편두께가 각각 1.0과 1.4mm인 경우에 대해 세 가지 인장속도에 따라 얻어진 평균 하중-변위 곡선들이 Fig.12에 나타나 있다. 인장-전단 시편에서도 인장속도의 증가에 따라 동일 변위에 대한 하중이 점점 상승하는 경향을 보여주지만 그 상승폭은 단순전단의 경우처럼 인장의 경우에 비해서 작음을 알 수 있다. Table 4에 각 변형속도에 대해 최대하중값과 그 하중값이 발

생하는 변위가 정리되어 있다.

인장-전단 시험에서는 최대하중 발생시의 회전각이 파단조건 계수들의 결정에 중요한 변수이다. 이러한 회전각을 측정하기 위해 인장-전단 시험시 최대하중시점에서 MTS를 정지시켜 그 시편의 회전각도를 측정하였다. 그 결과 두께가 1.0mm인 경우에는 평균 25°, 두께가 1.4mm인 경우에는 평균 20°의 회전각이 얻어졌다. 아울러 시편의 파단양상은 인장과 순수 전단실험의 중간 형태로 파단이 시작되는 너깃 선단부에서 두 판재의 분리가 시작되어, 반원형으로 분리된 후 한쪽 판재의 일부가 상대편에 붙어 있는 형태가 관찰되었다. 따라서 Fig.12에 보는 것처럼 최대파단하중 후 판재가 완전히 찢어져서 분리되기까지 작은 하중을 받는 곡선이 얻어진다.

### 3.4 파단조건계수의 결정

위의 세 가지 점용접시편들에 대한 시험을 통하여 구하여진 최대 인장하중과 최대 순수전단하중 그리고 최대 인장-전단 하중 및 회전각의 데이터를 이용하여 2.4절에 전술된 파단조건식의 계수를 구하는 절차를 적용하면 PAM-CRASH™<sup>1)</sup>의 파단조건식에서 사용하는 파단조건식의 계수들을 결정할 수 있다. 이렇게 얻어진 각 시편두께와 시편 변형속도들에 대한 파단조건 계수값들이 Table 5에 정리되어 있다.

또한 파단계수값들에 의해 정해지는 파단조건 곡선의 형태를 Fig.13에서 볼 수 있다. 파단곡선은 시편의 두께가 클수록 또한 같은 두께를 가진 시편의 경우 시험속도가 클수록 우향하는 형태를 나타낸다. 여기서 파단곡선이 우향한다는 것은 파단이 어렵게 일어나는 것, 즉 점용접점의 파단에 요하는 하중이 더욱 커짐을 의미한다. 이때 파단

Table 4 인장-전단 시험시 변형속도에 따른 최대하중 및 상응변위관계

thickness (mm)	0.5mm/s		5mm/s		50mm/s	
	displacement (mm)	max. load (kN)	displacement (mm)	max. load (kN)	displacement (mm)	max. load (kN)
1.0	3.3	6.93	3.4	7.14	3.9	7.21
1.4	1.8	9.11	2.2	9.62	2.4	1.04



Table 5 실험으로 구해진 파단계수값

thickness (mm)	cross head velocity	$F_n$ (kN)	$F_s$ (kN)	$\alpha_n$	$\alpha_s$
1.0	0.5mm/s	4.610	9.84	1.554	1.487
	5mm/s	5.140	10.20	1.410	1.363
	50mm/s	5.415	10.62	1.316	1.284
1.4	0.5mm/s	5.366	13.26	1.431	1.381
	5mm/s	5.984	13.86	1.374	1.333
	50mm/s	6.671	14.50	1.377	1.335

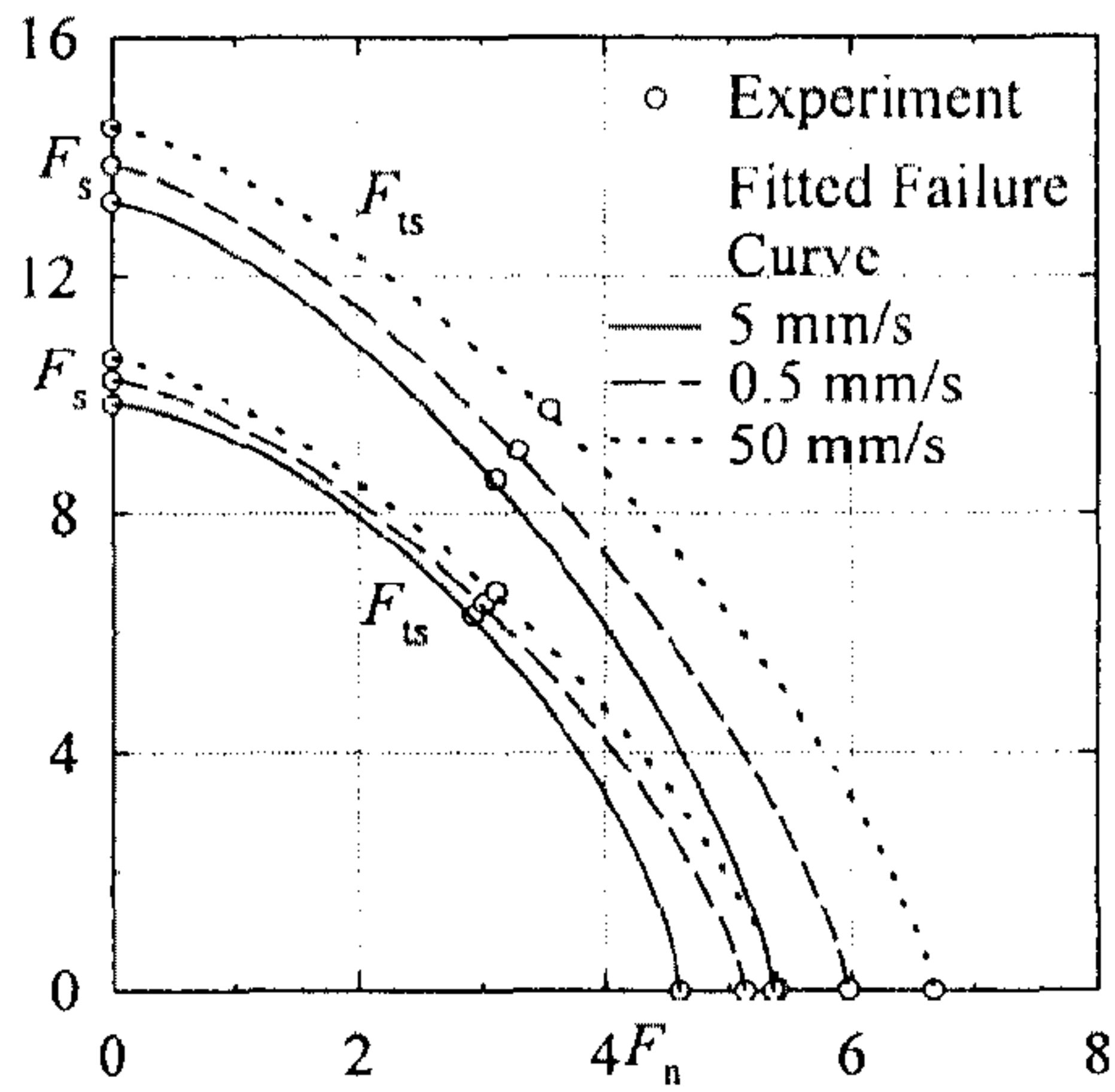


Fig.13 실험으로 얻은 데이터들을 기준으로 형성된 파단곡선들

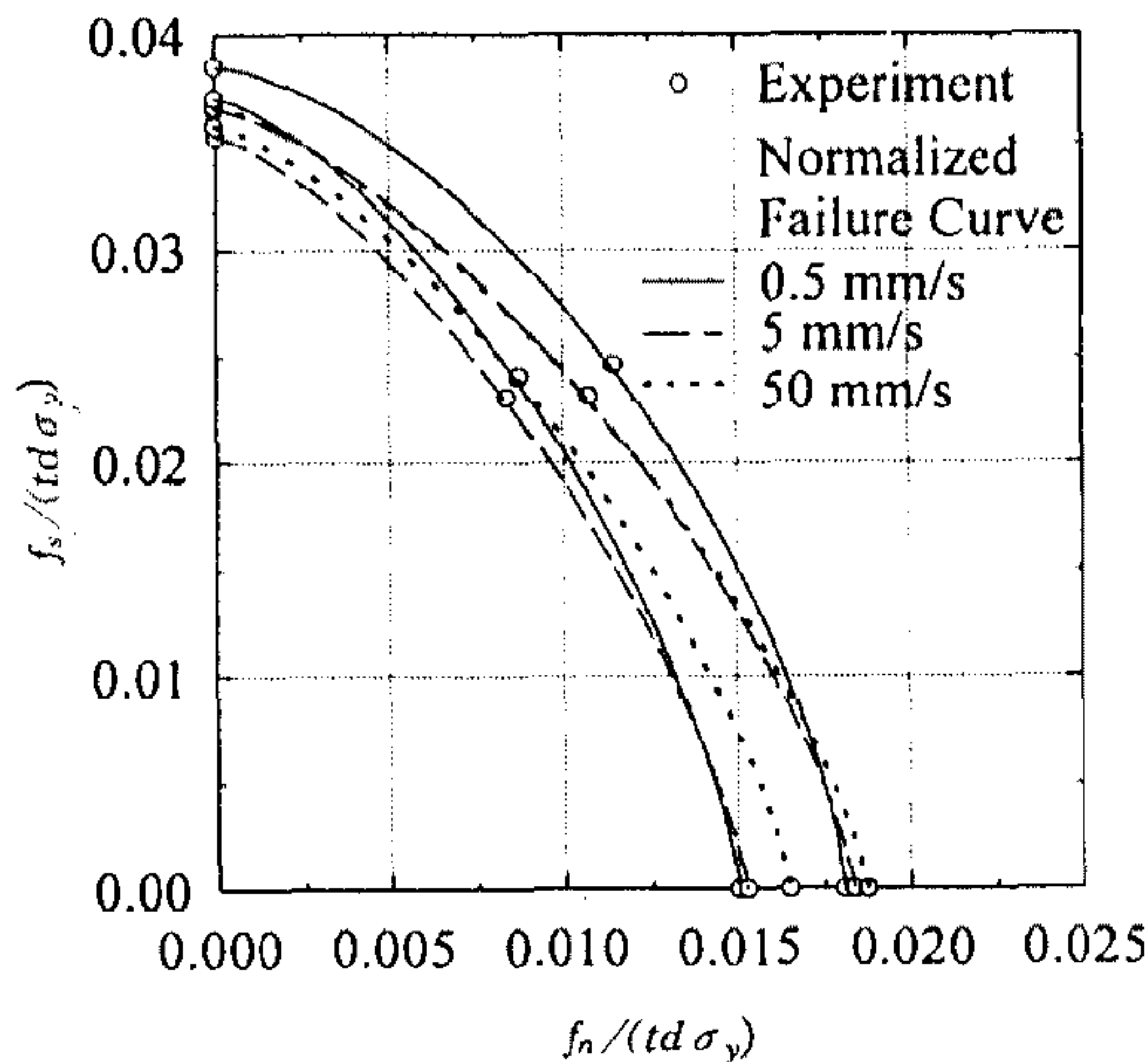


Fig.14 무차원화된 파단곡선들

하중들을 판재두께, 너깃지름 및 모재의 파단응력의 곱으로 무차원화시키면 그 결과로 이루어진 파단곡선은 Fig.14과 같다. 이 무차원화된 파단곡선은 각 경우에 따라 큰 차이를 보이지 않고 유사한 형태를 보이며, 유사한 값들의 범위내에 위치한다. 이는 어떤 재질에 대해 다양한 조건에 무관한 일반적인 파단곡선의 형태에 대한 가이드라인을 제시한다고 사려된다. 이에 대한 자세한 논의는 제2부에 이루어진다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 용접점 파단의 현상규명보다는 실용적인 관점에서 거시적 접근법에 적용하기 위한 파단조건식의 정량화 방법론과 그에 따른 파단조건식이 제시되었다. 이를 위해 최소한의 실험으로 제시된 파단조건식의 계수들을 결정하였고, 이 과정에서 판재 용접조건, 판재두께, 너깃반경 등의 용접변수들에 대한 파단조건식의 의존형태를 고찰하였다. 거시적 구조해석 방법의 신뢰성을 향상시키고자 하는 본 연구의 전반 제1부인 용접점 파단현상에 대한 극한해석과 파단조건을 결정하기 위한 세 가지 실험으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, PAM-CRASH™<sup>1)</sup>에 사용되는 점 용접점의 거시적 파단식

$$\left(\frac{f_n}{F_n}\right)^{a_n} + \left(\frac{f_s}{F_s}\right)^{a_s} \leq 1.0$$

을 인장력 및 전단력에 의한 응력분포로부터 유도되는 아래와 같은 일반화된 타원 형태의 파단조건식을 사용하여 근사화시킨다.

$$\left(\frac{f_n}{F_n}\right)^2 + \alpha \left(\frac{f_n}{F_n}\right) \left(\frac{f_s}{F_s}\right) + \left(\frac{f_s}{F_s}\right)^2 = 1$$

실제로 제1사분면( $f_n \geq 0, f_s \geq 0$ )에서 위 두 식의 차이가 미세하므로 파단조건식은  $F_n, F_s, \alpha$ 로 주어지는 3개의 계수들로 정의할 수 있다.

둘째, 파단조건식에 나타나는 상수들( $F_n, F_s, \alpha_n, \alpha_s$ )은 모재의 물성치, 너깃반경, 판두께 등의 인자

와 직접적인 관련이 있으나 용접조건, 용접부 주위 열영향부에서의 물성변화, 파단양상(연성파괴 혹은 국부네킵)과도 밀접한 관련이 있어서 해석적으로 도출하기는 어렵고, 각각의 경우에 대해 실험적 측정이 불가피하다.

셋째, 파단조건식을 결정하기 위해서는, 판재두께와 너깃반경이 주어진 점용접점에 대해 적어도 세 가지 종류의 실험을 수행해야 한다. 본 연구에서도 인장, 순수 전단, 인장-전단 시편에 대한 실험을 수행하여 SPRC 35 재질의 1.0mm 및 1.4mm에 대하여 cross-head의 변형속도 변화에 따른 파단조건식을 도출하였다.

넷째, 이러한 파단조건식의 형태는 연결된 두 판재의 상대속도에 민감한 것으로 나타났으며 판재 두께에 의존하였다. 파단조건으로 도출된 파단곡선은 시편의 두께가 클수록 또한 같은 두께를 가진 시편의 경우 시험속도가 클수록 우향하는 형태를 나타낸다.

제1부에서 정량적으로 구해진 차체용 판재의 점용접 파단조건은 제2부의 PAM-CRASH<sup>TM 1)</sup>를 사용한 거시적 판형구조해석에 응용된다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 97특정기초연구(KOSEF 97-0200-0513-3)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. EMI Software Production, PAM-CRASH Manual, 1996.
2. Hallquist, J. O. and R. G. Wirley, DYNA-3D Manual, Lawrence Livermore National Laboratory, 1989.
3. Pook, L. P., "Fracture Mechanics Analysis of the Fatigue Behaviour of Spot Welds", International Journal of Fracture, Vol. 11, pp. 173~176, 1975.
4. Williams, N. T. and Jones, T. B., "Spot Weld Size and Fracture Mode in Low

- Carbon Mild Steel", Metal Construction, Vol. 11, No. 10, pp. 541~546, 1979.
5. Yuuki, R. Yuuki, R., NaRatsukasa, H., Ohira, T. and Yi, W., "Fracture Mechanics Analysis and Evaluation of the Fatigue Strength of Spot Welded Joints", 일본기계학회논문집 (A), Vol. 51, No. 467, pp. 1772~1779, 1985.
6. Radaj, D. Radaj, D., Zhaoyun, Z. and Mohrmann, W., "Local Stress Parameters at the Weld Spot of Various Specimens", Engineering Fracture Mechanics, Vol. 37, No. 5, pp. 933~951, 1990.
7. Radaj, D., "Stress Intensity Factors for Spot Welds between Plates of Dissimilar Materials", Engineering Fracture Mechanics, Vol. 42, No.3, pp. 407~426, 1992.
8. Shepard, S. D., "Estimation of Fatigue Propagation Life in Resistance Spot Welds", in Advances in Fatigue Lifetime Predictive Techniques: Second Volume, ASTM STP 1211, M. R. Mitchell and R. W. Landgraf, Eds., ASTM, pp. 169~185, 1993.
9. VandenBossche, D. J., "Ultimate Strength and Failure Mode of Spot Welds in High Strength Steels", SAE Paper 770214, 1977.
10. McGregor, I. J., Nardini, D., Gao, Y. and Meadows, D. J., "The Development of a Joint Design Approach for Aluminum Automotive Structures", SAE Paper 922112, 1992.
11. Hagiwara, I., Tsuda, M., Satoh, Y. and Kawata K., "Strength Analysis of Spot-Welded Joints and Structures in Vehicle Collisions Subjected to High-Speed Impact", in Dynamic Fracture Mechanics for the 1990's, H. Homma, D. A. Shockey, G. Yagawa, Eds., ASME, pp. 151~155, 1989.
12. Zuniga, S. T., Predicting Overload Pull-Out Failures in Resistance Spot Welded



- Joints, Ph. D. Dissertation, Stanford University, 1994.
13. Tanuma, K. and Hashimoto, T., "Static Fracture Appearance of Spot welded Joints of Cold Rolled Carbon Steel Sheets", Trans. of National Research Institute for Metals, Vol. 21, No. 4, pp. 32~37, 1979.
  14. Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., Theory of Elasticity, 3rd Ed., pp. 127~132, McGraw-Hill, 1970.
  15. MATLAB Reference Guide, The Math Works Inc., 1992.
  16. ASTM, Annual Book of ASTM Standards, No E8M, 1996.
  17. JIS Z 3137, Method of Tension Test for Spot Welded Joint.
  18. JIS Z 3136, Method of Tension-Shear Test for Spot Welded Joint.