



파괴역학을 이용한
기계요소 및 구조물 설계방안
(3)

Application of Fracture Mechanics to Design of
Machine and Structure Element

이 역섭

4. 파괴역학 개념을 이용한 설계 및 재료
선택

4-1. 일반론

앞에서 강론한 파괴역학에 대한 일반적인 원리를 잘 이해하면 우리들은 기계요소 및 구조물을 설계할 때에 그 설계조건과 파괴조건들을 감안하여 적절한 재료를 선택할 수 있을것이다. 파괴인성치 개념을 적용한 설계방안은 근본적으로 결함들이 존재하고 있는 구조물의 파손위험을 최소화시키는 것이 주안점이다.

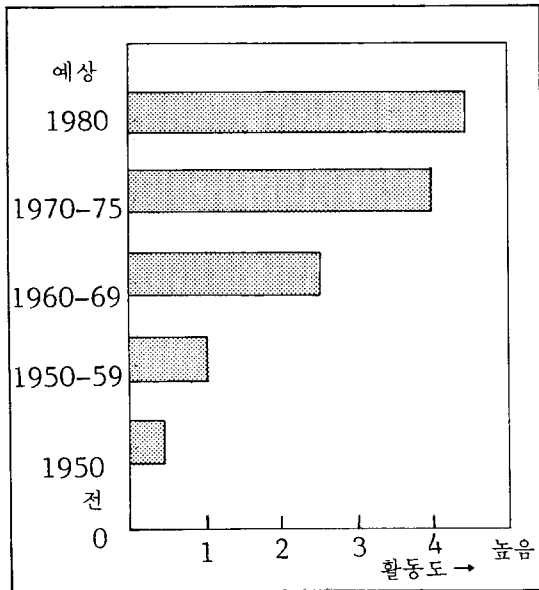
구조물의 구성부재들이 절대로 파손되지 않도록 경비를 많이 들여서 즉 과도설계(overdesign)할 수도 있으나 이것은 현대사회에서 경쟁력이 없다. 다른 하나의 극단적인 상황은 중요한 구성부재를 과소설계(underdesign)한 결과 파손사고가 발생하여 인명이 손상되어 회사들의 신용도가 추락되어 결국 회사가 문을 닫게되는 경우를 들 수 있겠다. 경영의 결정권이 있는 사람들이 파괴역학 개념을 이용한 설계방법을 채택하려고 할 때에는 투자와 이에 상응하는 혜택(이익)을 고려하지 않을 수 없을것이다. 우리나라의 경제적인 발전이 눈부시게 되고 이에 따라서 우리나라의 독자적인 설계기술이 개발되고 있는 이즈음 특히 파괴역학개념을 이용한 설계방안의 활용도가 상당히 증가하리라 예견되는 바이다. 참고로 파괴역학을 설계에 이용하는 예와 경향을 표와 그림으로 표시하여 보면 아래와 같다.

표 파괴역학의 설계에의 응용에(미국 1976)

설계형식	건수
1. Adhesive joints	29
2. Aerospace vehicles	52
3. Aircraft engines	15
4. Aircraft structures/airframes	77
5. Analytical methods/mechanics	89
6. Bearings	7
7. Bridges and buildings	13
8. Cargo land vehicles	2
9. Control systems	4
10. Dental structures	4
11. Electronics equipment	2
12. Fatigue prediction	115
13. Fracture control planning	85
14. General structures	54
15. Geological applications	6
16. Helicopter structures	17
17. High-temperature applications	42
18. Internal combustion engines	6
19. Materials development	61
20. Materials fracture characterization	119
21. Materials production	13
22. Materials testing/evaluation	127
23. Mechanical joints & fasteners	35
24. Metal forming & casting	13
25. Microstructures	29
26. Missile structures	25
27. NDT	45
28. Nuclear structures	25
29. Passenger land vehicles	2
30. Piping	24

설계형식	건수
31. Pressure vessels/gases	35
32. Pressure vessels/launch tubes	15
33. Pressure vessels/submarines	15
34. Reliability analysis	35
35. Rigs-offshore structures	4
36. Rocket motors	15
37. Rotating machinery/electric	8
38. Rotating machinery/turbines	22
39. Shells	19
40. Ship structures	29
41. Standards development	33
42. Structures testing	55
43. Surface coatings	10
44. Welding/fabrication	31

파괴역학 개념 이용한 설계경향의 변화



본장에서는 파괴인성치의 개념으로 설계하는 원리를 서술하려한다.

4.2. 파괴인성치 개념에 기본을 둔 설계원리

파괴인성치, K_{Ic} , 혹은 K_{Ic} 와 인장강도, σ_{ys} ,가 알려져 있는 재료가 단순하게 증가하는 하중때문에 발생하는 설계응력, σ ,에 대하여 안전한가의 여부를 판정하는데에 파괴저항 설계개념을 간단히 적

용시킬 수가 있다. 평면응력상태(σ)하의 무한원판에 길이 $2a$ 인 균열이 존재할 때에, 이 경우의 응력확대계수, K 는

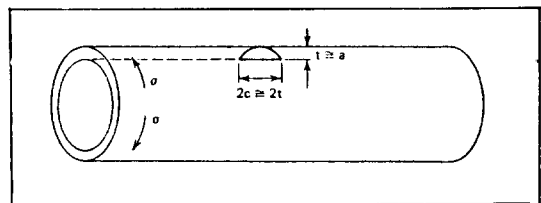
$$K = \sigma \sqrt{\pi a} \dots \dots \dots (1)$$

(단, 작용응력, σ ,는 균열표면에 대해 수직으로 작용한다)

식(1)에서 K 대신에 사용하는 재료의 K_{Ic} (평면응력상태의 파괴인성치), a 를 허용균열의 크기 혹은 비파괴검사로서 측정가능한 균열의 크기로 두면 σ 를 허용응력 즉, 설계응력으로 취할 수 있는것이다. 이것이 파괴인성치 개념에 기본을 둔 설계원리이다. 이러한 설계개념을 압력용기의 설계에 이용하여 그외의 여러가지 기계구조물의 구성품이나 파이프설계에 응용하기도 한다. 먼저 압력용기에 대한 적용예를 살펴보자.

4-2-1. 파괴전 누수(Leak-Before-Break, LBB) 개념설계

단조하게 증가하는 하중을 받는 박판으로 제조한 압력용기가 있다. 이 압력용기의 박판벽에 균열이 발생하여 균열이 점점 커져가고 있는 상태에 있다고 하자. 압력용기를 사용하는 도중에 이러한 경우가 발생할 것을 예측하여 파괴 역학적으로 설계를 하는것도 큰 사고예방에 큰 도움을 줄 것이다. 즉 파괴전에 누수가 생기도록 충분히 큰 파괴인성치를 갖는 재료를 선택하면 된다. 고압가스나 고압액체의 용기가 갑자기, 순간적으로 파괴되기 전에 누수가 발생하도록, 허용균열의 크기를 크게 설계값으로 설계하는 방법을 취하도록 한다. 누수가 발생되기 위해서는 균열이 압력용기의 두께를 관통하여도 파괴가 발생되지 않도록 설계한다. 위의 개념을 아래에 그림으로 표시해 놓았다.



여기서 t=압력용기 벽의 두께

그림으로 축방향의 균열길이가 약 $2a \approx 2t$ 일 경우, 압력용기의 두께방향으로 $a \approx t$ 만큼 성장하여 고압기체나 액체가 새어나오게 되는 것이다. 앞의 (1)식 $K_c = \sigma \sqrt{\pi a}$ 에 $a \approx t$ 를 대입하면 식(2)와 같이 된다.

$$\left(\frac{K_c}{\sigma}\right)^2 \gg \pi t \dots\dots\dots(2)$$

(2)식을 만족하는 K_c 를 갖는 재료를 사용하면 파괴전 누수의 조건을 만족하는 설계를 하게 되는 것이다. 위의 해석은 약간 단순화된 계산이다. 왜냐하면 이 경우에 균열선단에서 발생하는 소성구역의 영향이라든지, 곡률의 영향을 고려하지 않았기 때문이다. 소성구역 및 곡률의 영향을 고려한 해석은 여기에서는 생략하기로 한다. 파괴전 누수의 개념으로 엄격한 설계시방서를 만들어 지키고 있는 곳 중의 하나가 미국 해안 경비대이다.

이들은 고압가스가 새어나오는 최소균열크기의 10 배보다 큰 임계균열크기를 설계시에 반영하도록 하고 있다.

4-2-2. 후판용기의 교정시험(Proof test)

후판으로 제조한 압력용기에는 부분관통균열이 존재하는 경우가 많으며 이 부분관통균열이 완전 관통균열로 성장하여 압력저하되는 현상이 발생되면 파괴전 누수의 경우가 되는데 완전관통균열로 발전되기 전에 불안정 균열성장이 발생하는 조건을 만족하는 경우가 발생되면 큰 파손사고가 일어나는 때가 있으므로 이에 대해서는 다음과 같은 과정으로 파손 방지 설계를 하도록 한다.

먼저 압력용기의 설계응력까지 부하를 가한다. 이때, 압력용기내에 임계균열이 존재한다면 압력용기는 파괴될 것이다. 설계하중을 가하여 위와같은 과정을 거쳐서 파괴되지 않는 압력용기내에 존재하는 균열은 임계균열보다 크기가 작은 것일 것이다. 따라서 임계균열보다 크기가 “조금”작은 균열이 있어서 파괴되지 않았다면 운전중 이 균열이 급방 임계균열크기로 성장하여 급작스런 파괴사고를 일으킬 우려가 있을것이다. 이것을 피하기 위하여 운전시간에 대한 “안전계수”의 개념을 도입한다. 즉 설계응력보다도 높은 하중을 가하는 것이다. 이

와함께 비파괴검사도 행하여 얼마동안 안전운전을 할 수 있는가를 결정할 수 있다. 여기서 실예를 하나 들어보자.

용접하여 만든 박스-빔(Box-Beam)에 대한 문제이다. 이 박스-빔을 제작한 후 파괴인성치의 여유분(marginal fracture toughness)이 55MPa \sqrt{m} 인 것을 알았다. 이 박스-빔을 불량품으로 취급해야 하나? 그렇지 않으면 작용응력, σ_A , 의 1.5 배의 응력을 과부하로걸어 시험한 후에 사용해도 안전하겠는가? 이 박스-빔이 실제사용될 때에는 굽힘하중등을 받는 보의 역할을 주로 담당하게 되나 교정시험시에는 내부압력을 가하여 이 내부압력에 대한 안전도를 시험하는 것이 보통이다. 교정하중에 의한 교정시험이 실제사용시의 응력과 같은 형태의 응력을 발생시키도록 하면 되므로 교정하중의 종류에는 관계가 없다. 지금 부재의 두께가 40mm 이며, 비파괴 검사시험으로 길이가 40mm 인 표면균열은 쉽게 검출할 수 있다고 가정하자. 문제를 간단히 하기위하여 반원균열이라 가정하면, 균열의 깊이는 두께의 0.5 배이며, 즉 20mm 이다. 이러한 문제에 이용할 수 있는 응력확대계수의 식은 아래와 같다. 즉 $K_I \approx 1.1\sigma_A \left[\frac{\pi a}{Q}\right]^{1/2} \dots\dots\dots(3a)$

여기서 σ_A = 작용응력 = (300MPa)
 σ_{ys} = 항복응력 = (600MPa)
 a = 균열의 깊이
 Q = 타원균열에 대한 형상계수
 $= \Phi^2 - 0.212 \left(\frac{\sigma}{\sigma_{ts}}\right)^2$
 Φ = 타원적분

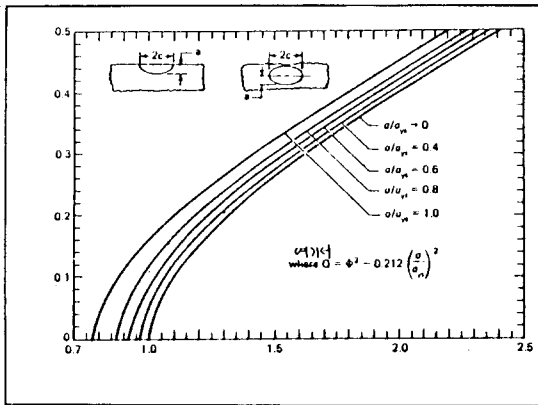
재료의 파괴인성치를 K_{Ic} 에 대입하면 설계공식을 얻을 수 있다. 즉

$$K_{Ic} \approx 1.1\sigma_A \left[\frac{\pi a}{Q}\right]^{1/2} \dots\dots\dots(3b)$$

아래 그림에 표면균열 및 내부균열에 대한 형상계수, Q 를 균열깊이/(균열깊이×2) = $a/2c$ 에 대하여 표시하였다.

한 예로서 $\sigma_A/\sigma_{ys} = 0.5$, $a/2c = 0.5$ 일때 $Q = 2.28$ 이다.

앞의 식(3b)에서 $K_{Ic} = 55\text{Mpa} \cdot \sqrt{m}$ 를 대입하여 계산해보면 균열깊이가 20mm 에 이르면 파손된다는 결론에 이른다. 이 압력용기의 운전조건, 환경조건에 의해서 균열의 두께방향으로의 진전속도는



10mm/year 정도인 것으로 알려져 있다. 교정시험 시의 운전응력이 $300 \times 1.5 = 450 \text{ Mpa}$ 이었으므로, 이 경우에 파손되지 않았다면 적어도 9.3mm 깊이의 균열이 존재한다는 계산결과가 나온다. 그러면 운전응력에서의 임계균열길이, a_c 와 과부하응력에서의 최대균열길이, a_{op} 의 차이가 교정시험하는 기간중에 균열이 성장하는 양보다 커야 안전하다는 결론을 맺을 수 있는 것이다. 수식으로 표시하면

$$a_c - a_{op} > \left(\frac{da}{dt}\right) t_i \dots\dots\dots(4)$$

여기서 $\left(\frac{da}{dt}\right)$ = 평균균열성장률

t_i = 검정시험간격 (year)

매년 과부하교정시험을 행하여 존재가능한 균열의 크기가 임계균열의 크기보다 작다는 것을 확인하는 것이 좋다. 아래표에 위의 설계과정을 종합하였다.

Given: σ_A = applied stress = 300 MPa (43.5 ksi)
 K_{Ic} = fracture toughness = 55 MPa · m^{1/2} (50 ksi · in^{1/2})
 σ_Y = yield strength = 600 MPa (87 ksi)
 t = wall thickness = 0.04 m (1.5 in.)
 a_c = critical crack depth > NDE detection capability = 0.02 m (0.75 in.)

Procedure:

- Determine that $Q = 2.28$ for $\sigma_A/\sigma_Y = 0.5$ from Fig. 9.3 and 9.4.
- Establish the critical flaw size from Eq. 9.3:

$$a_c = \frac{K_{Ic}^2}{1.21 \sigma_A^2} \left(\frac{Q}{t}\right) = \left(\frac{1}{1.21}\right) \left(\frac{55}{300}\right)^2 \left(\frac{2.28}{0.04}\right) = 0.02 \text{ m (0.75 in.)}$$
- Establish nondestructive testing for 0.02 m crack depths (= 0.04 m surface flaws).
- Estimate the average slow crack growth rate to be $\overline{da}/dt = 0.01 \text{ m/year}$ (0.39 in./year) in depth.
- Establish the maximum crack depth, a_{op} , that could exist at a 1.5 x overpressurization $Q = 2.37$ for $\sigma_A/\sigma_Y = 0.75$.

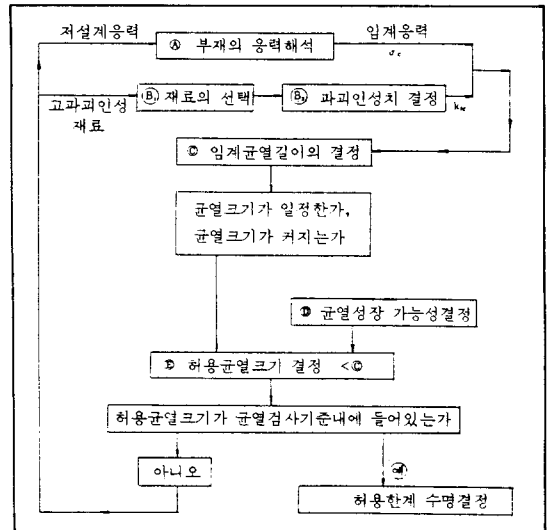
$$a_{op} = \frac{1}{1.21} \left(\frac{55}{450}\right)^2 \left(\frac{2.37}{0.04}\right) = 0.0093 \text{ m (0.37 in.)}$$

v) The following must be satisfied for any time interval, t_i :
 $(a_c - a_{op}) > (\overline{da}/dt) t_i$
 $(0.02 \text{ m} - 0.0093 \text{ m}) > (0.01 \text{ m/year}) 1 \text{ year}$

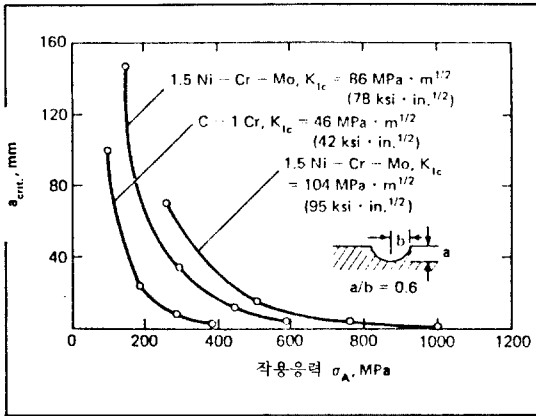
*It is emphasized that components used in aggressive environments may exhibit much faster growth rates, in which case this approach cannot be recommended.

4-2-3. 일반설계에 대한 성능시험 모델

대부분의 구조물의 부재는 압력을 외력으로 받지 않는 경우가 많다. 따라서 파괴전 누수의 개념으로 설계할 수가 없다. 또한 대부분의 부재들은 조립하여 사용중에 있을 때는 검정시험을 할 수 없을 경우가 많다. 이러한 경우에는 일반설계/성능시험모델을 사용하는 것이 좋다. 다음표에 응력해석과 재료선택과정을 그려놓았다.



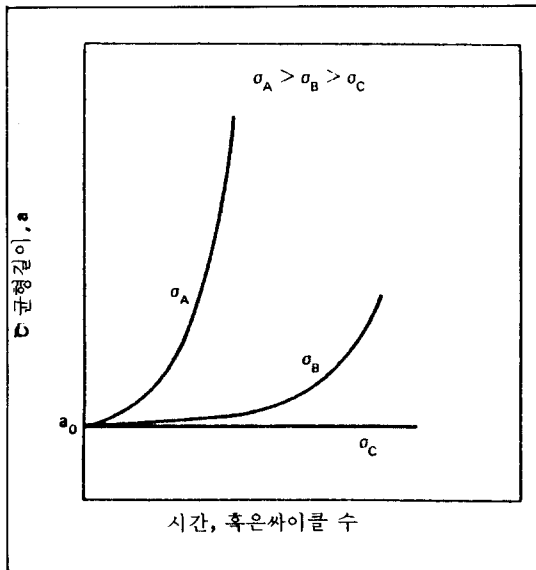
일반설계 성능시험모델에서는 선택한 재료에 대한 설계응력이나, 원하는 설계응력에 대한 새로운 재료선택을 하는 과정에서나 어느것이든지 가능한 비파괴시험으로 산정되는 허용값이나 허용한계수명에 관계가 되도록 해야한다. 다음 그림에 파괴인성치, K_{Ic} 와 표면균열의 임계크기, a_c 와 작동응력, σ_A 에 대한 관계를 $N_t - C_r - M_o$ 강에 대하여 도시하였다.



윗 그림을 사용하여, 최종 임계균열의 크기를 여러가지 재료에 대하여 결정할 수 있다. 물론 이 경우에는 기하학적 형상에 맞는 응력확대계수의 해(解)를 앞의 식(3a)(3b)를 이용한 “예”를 따라서 응용하도록 해야 한다.

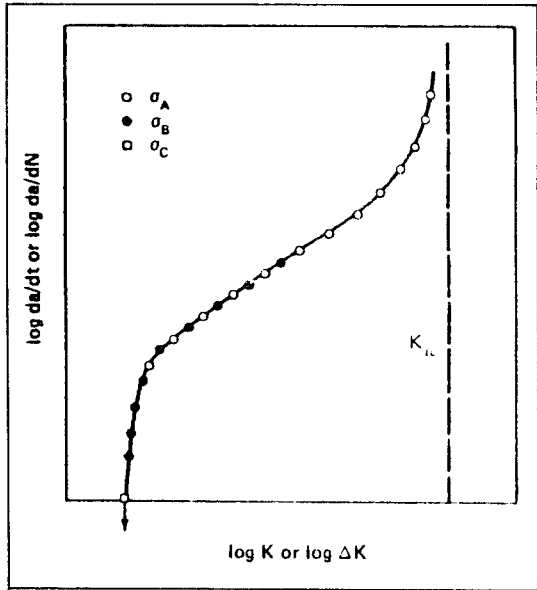
4-3. 균열이 서서히 성장되는 경우

균열이 환경적인 요소나 피로하중에 의해서 점점커지는 경우에는 환경이나 피로하중의 경로(history)에 영향을 많이 받는다. 아주 간단한 경우를 아래 그림에 나타내었다.



윗그림에서 알 수 있는것은 작용응력의 크기에

따라 균열진전속도가 다르다는 사실이다. 그리고 작용응력이 충분히 작을 때는(그림에서 α의 경우), 균열이 성장하지 않는다는 것을 알 수 있다. 윗 그림의 여러 실험점에서 미분을 행하여, 즉 da/dt 를 구하고 그 점에서의 응력확대계수의 범위를 결정하여 log-log 선도를 그리면 아래그림과 같이 된다.



작용응력의 크기가 선형탄성범위내에 있을 경우에는 윗그림과 같이 단일곡선으로 나타나게 된다. 이 실험곡선을 토대로하여 아래표에서와 같은 과정으로 구성품의 수명을 결정할 수 있게 되는 것이다.

N_r를 상세히 기술해 보면

$$N_r = \frac{2}{(n-2)CY^n \Delta\sigma^n} \times \left[\frac{1}{a_i^{(n/2)-1}} - \frac{1}{a_c^{(n/2)-1}} \right] \quad \text{단}(n \approx 2) \dots\dots\dots(6)$$

여기서 Y=응력확대계수를 계산하는 식에서 균열이나 부재의 형상을 고려한 기계학적 형상계수. 위에서 잠깐 언급했듯이 작용응력이 충분히 작을때에는 초기균열선단에서 균열이 성장하지 않는다(예, 계재물, 용접결합, 부식피트, 등) 즉 초기 균열의 크기가 a₀=a_{th} 이하이면, 균열이 성장하지

간단한 경우의 수명 계산과정

과 정	단순화된 피로현상	단순화된 환경크랙킹
1 실험실에서 균열성장관계 정립	$da/dN = C \Delta K^n$	$\frac{da}{dt} = C_o K_1^{n_o} \exp\left(-\frac{\Delta H}{RT}\right)$
2 운전상태에서의 부품(구성품)의 응력확대계수	$\Delta K = f_1(\Delta\sigma, a)$	$K_1 = f_2(\sigma, a)$
3 과정 1,2의 조합	$da/dN = f_3(\Delta\sigma, a)$	$da/dt = f_4(\sigma, a, T)$
4 수명 산출하기 위한 적분과정	$N_f = \int_{a_i}^{a_c} \frac{da}{f_3(\Delta\sigma, a)}$	$t_f = \int_{a_i}^{a_c} \frac{da}{f_4(\sigma, a, T)}$

여기서: C, n = 재료상수
R, C_o, n_o = 재료상수
ΔH = 엔탈피변화(활성에너지)
T = 절대온도
= 정수
a_i = 초기균열길이
a_c = 임계균열길이
N_f = 파손수명 사이클
t_f = 파손수명시간

않는다는 중요한 결과를 도출하게 된다. 여기에서
균열이 성장하지 않는 작용응력의 크기를 결정할
수 있게 된다. 즉

$$\sigma_{th} = \frac{K_{th}}{Y(\pi a_{th})^{1/2}} \dots\dots\dots(7a)$$

$$\Delta\sigma_{th} = \frac{\Delta K_{th}}{Y(\pi a_{th})^{1/2}} \dots\dots\dots(7b)$$

여기서 Y = 형상계수(위의 설명참조)

여기에서 주의해야 할 사항이 있다. 즉 초기균열
크기가 어느정도이하이면 ΔK_{th}가 초기균열크기가
큰 경우의 값과는 상이한 결과가 나오니까 ΔK_{th}
의 선택은 초기균열크기에 따라서 적절한 값들을
선택해야 한다(예 a < 1mm). 아래에 피로하중의 경
우와 응력부식크랙킹의 경우에 대하여 좀 더 자세
히 살펴보기로 한다. (다음호에 계속)