

輕水爐壓力容器에 關한 最近話題

— 壓力容器的 設計 —

1. 壓力容器 設計技術의 進步

1-1 設計方法의 變化

原子爐壓力容器的 設計法은 日本에서 「發電用 原子力設備에 關한 技術基準(1965年)」과 「發電用 原子力設備에 關한 構造 等의 技術基準(告示 501호, 1980年)」에 따르고 있다.

이와 같은 技術基準은 기술의 進보에 따라가 기 위해 끊임없이 改良의 노력이 이루어지고 있으나, 日本은 미국의 ASME(American Society of Mechanical Engineers)가 발행하는 Boiler and Pressure Vessel Code를 참조할 때가 많다. 이 Code는 Section III가 Nuclear Power Plant Components로 되어 있으며, 그 구성은 表 1에서와 같이 3개의 내용으로 되어 있다. 日本의 原子爐 壓力容器的 設計基準(1980年)에는 原子力發電 플랜트의 설계기준과 그 유지기준이 모두 포함되며, 또한 종래의 設計方法도 포함되어 있는 것이 ASME Code와 다르다.

ASME Code는 민간기준이기 때문에 비교적 높은 빈도로 改訂된다. 현재는 1983年版이 가장 새롭다. ASME Code의 成立過程(表 2 참조)을 살펴보면, 18세기 후반 산업혁명 후, 증기기관의 급속한 발전으로 보일러의 폭발 또는 손상에 의해 人命을 잃는 사고가 많이 발생했다.

그 원인은 경험부족과 安易한 설계 때문이었다. 이에 美國에서는 몇개 州政府의 보일러製造에 關한 規則에 제한을 두어, 1919년에 ASME에

서 처음으로 ASME Sec. I Power Boiler가 發刊되었다. Sec. III는 1921년까지 Boiler for Locomotive로서 발간되다가 Sec. III에 편입되었다. 그 후 Nuclear Vessels가 Sec. III로 발간된 것은 1963년의 일이다. 그러나 잠정적으로는 미국에서 1950년대에 原子力利用이 軍事利用에서 출발한 경위도 있고 해서 원자력잠수함용 壓力容器的 設計Code에 대한 개발이 추진되어 ASME Sec. III는 그것을 기반으로 해서 構成되고 있다.

1954년에 원자력잠수함 노틸러스호가 進水했고, 1957년의 Shipping Port 原子力發電所의 稼動은 이와 같은 설계기준의 성과였다. 日本에서는 輕水爐發電所의 건설을 위해 ASME Sec. III, 1963年版을 기초로 해서 작성되었다.

Sec. III 발간 이전에 建設을 추진했던 원자력 발전소의 압력용기는 모두 Sec. I Power Boilers 또는 Sec. VIII Unfired Pressure Vessels에 의해 설계가 추진되었다.

日本의 JPDR, 敦賀1号爐, 美浜1号爐 및 福島 1号爐의 압력용기까지는 Sec. VIII에 의한 설계이며, 그 후 建設된 원자력발전소는 모두 Sec. III의 설계로 되어 있다. Sec. III와 Sec. VIII는 설계 사상이 근본적으로 다른데, Sec. VIII보다 Sec. III 쪽이 漸新하며 合理的인 設計方法으로 되어 있다. 그래서 Sec. VIII도 종래의 Code를 Division 1으로 남겨두고 Div. 2는 Alternative Rules로 Sec. III의 設計方法을 답습한 것으로 되어 있다. 이

와 같은 설계방법은 최신의 材料力學을 기초로 한 설계이론의 진전, 재료의 품질향상, 검사기술의 調和를 기반으로 하여 성립되고 있다.

Sec. III는 原子爐壓力容器만의 설계방법이었던 것을 1971년에 大改訂이 행해져서 Nuclear Power Components라는 表題아래 容器이외의 部品이 포함되었으며, 配管 등의 구조설계와의 調和도 도모되었다. 또 1974년에 이 Code는 Div.1 이 되고 Div.2는 Code for Concrete Reactor Vessels and Containments로서 Concrete容器的 설계 기준을 새로 만들었다. 日本에서는 1977年版의 ASME Code를 기초로 公示 501號를 1980년에 새로이 改訂했다.

1-2 構造設計의 前提條件

구조설계Code가 적용되는 機器는 한정되어 있는데, 예를 들면 原子核燃料集合體라든가, 제어봉과 같은 구조의 설계에는 적용하지 않는다. 이와 같이 供用壽命이 짧고, 교환이 가능한 機器는 특수한 재료, 특수한 形狀의 설계를 허용하며 強度設計는 極限設計로써 허용된다. 그러나 供用壽命이 긴 구조기기의 설계기본은 系統의 偶發의 事故에 의한 기기의 손상이 일어나면 플

〈表1〉 ASME Code, Sec. III Nuclear Power Plant Components의 構成

○ Subsection NCA-General Requirments for Div. 1 and Div. 2 (前提條件)
○ Division 1
Subsection NB-Class 1 Components (1級機器)
Subsection NC-Class 2 Components (2級機器)
Subsection ND-Class 3 Components (3級機器)
Subsection NE-Class MC Components (鋼製格納容器)
Subsection NF-Components Supports(支持機器)
Subsection NG-Core Support Structures (炉心支持構造)
○ Division 2-Code for Concrete Reactor Vessels and Containment (Concrete炉容器와 格納容器)

랜트에 큰 경제적 타격을 주며, 더구나 주변주민에 막대한 사회적 영향을 주게 되므로 設計方法上 항상 保守的 理念을 적용시키게 되어 있다. 그래서 新型轉換爐의 칼란드리아構造와 같은 壓力管構造는 異質的인 것으로 생각하고 있다.

구체적으로 ASME Code Sec. III와 같은 구조설계 Code로 설계되는 일련의 機器는 다음과 같다.

- (1) 容器(압력용기, 격납용기, 증기발생기), 貯槽, 配管系統, 펌프, 밸브, 爐心支持構造 등

〈表2〉 ASME Code의 成立過程

1660年	○ 産業革命
1920年	○ 코니넛슈 보일러의 發明 (1812年) ○ 란카샤 보일러의 發明 (1844年) ○ 平爐製鋼法의 開發 (1860年) ○ turbin發電機의 完成 (1912年)
1887年	○ American Boiler Manufactures Association이 創立되다.
1919年	○ ASME Code가 創刊되다. ○ Sec. I Power Boiler가 發刊
1921年	○ Sec. III Boiler for Locomotive가 發刊 編入
1925年	○ Sec. VIII Unfired Pressure Vessels 이 發刊
1963年	○ Sec. III Nuclear Vessels이 發刊
1970年	○ Sec. XI Rule for Inservice Inspection of Nuclear Reactor Coolant Systems을 發刊
1971年	○ Sec. III Nuclear Power Components로 改版
1974年	○ Sec. III를 Div.1과 Div.2로 分割 ○ Sec. VIII Div.2-Alternative Rules 를 發刊 ○ Sec. XI Rule for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant 로 改訂

原子力플랜트에 사용되는 경우에 한정되며 이들 기기의 설계, 제작(재료의 선택, 설계, 시공, 시험, 검사를 포함), 스탬프 방법, 過負荷壓力荷重에 대해서도 보호가 규정되어 있다.

(2) 設計方法에 포함되지 않는 사항은 구조재료가 방사선손상, 부식, 壞蝕, 재료의 불안정에 의해서 일어나는 劣化狀態에 대해서도 Code의 利用者는 충분히 고려해야 한다. 이와 같은 사항에 대해서는 供用壽命과 供用條件을 기초로 設計者는 별도로 계산하여 설계해야만 한다. 특히, 방사선손상에 대해서는 Surveillance Test를 실시하여 확인할 필요가 있다.

(3) 構造材料에 대한 思考方式

ASME에서는 ASTM(American Society of Testing Materials)에서 使用이 確認된 재료만을 사용하며, 그 이외의 재료는 사용할 수 없다. 또 용접에 대해서도 AWS(American Welding Society)가 使用를 確認한 재료를 사용토록 엄격하게 한정하고 있다.

(4) 構造設計에서 決定해야 할 項目

압력용기의 구조설계에서는 다음과 같은 항목에 대해 플랜트의 소유자가 제조자에게 제시하는 것이 필요하다.

- a) 機器를 등급에 따라 區別하는 것과 각각의 기기의 경계를 구분한다.
- b) 過壓荷重에 대한 保護의 필요성을 결정한다.
- c) 방사선을 포함한 環境條件을 결정한다.
- d) 사용하는 設計基準을 확인한다.
- e) 구조재료의 韌性에 대한 요구를 명백히 한다.
- f) 플랜트의 운전성능에 대한 요구를 명백히 한다.
- g) 품질보증체제를 確立한다.

1-3 壓力容器 構造設計의 基本

健全성을 최대한으로 중요시하는 압력용기에서는 안정된 재료의 사용, 合理化된 설계, 훌륭한

한 기술에 의한 成形加工 그리고 면밀한 검사를 品質保證體制下에서 실행할 필요가 있다. 압력용기의 구조는 大型이면서 복잡하고 또한 사이즈精密度에 엄격한 가공제한이 있으며, 成形加工에서도 고도의 기술을 필요로 하고 構造健全性確保를 위한 신중한 品質管理가 요구된다.

압력용기의 시험과 검사는 그 健全성을 保證하기 위해 가장 중시되어야 한다. 비파괴검사기술의 진보에 따라 定量的인 판정기준이 確立되어 왔으나, 비파괴검사의 약점은 破壞強度와의 관련이 명료하지 않다는 점에 있다. 검사기기가 진보하여 미세한 결함까지 검출할 수 있게 되었으나, 이같은 결함이 強度的 欠陥으로서 어떻게 구체적인 영향을 주는가에 대한 충분한 追求가 이루어지지 않아서, 미세한 결함이 強度的 欠陥이라고 미리 추측하여 補修함으로서 部材의 性質의 劣化를 가져와 構造不安全을 초래하게 되는 경우도 있다.

따라서 검사의 中立性을 유지하기 위해서는 능률적인 檢査方法에 의해 어디까지나 第3者的인 의견한 검사가 수행되는 것이 필요하며 쓸데없는 검사의 중복에 의해 工程을 沮害한다든가 하면 도리어 構造健全성을 손상시키게 된다. 즉, 기술수준의 높은 합리적인 시험, 검사체제의 정비가 要望되고 있다.

2. 壓力容器的 設計法

原子爐 壓力容器를 설계할 때는 彈性解析, 疲勞解析 및 脆性評價 등 解析評價를 하여야 한다.

ASME Sec. III에서는 作用応力을 그 重要度에 따라 분류하여 許容応力을 정하고 있으며, 疲勞解析도 받아들임으로써 설계순서도 合理化되었다. 또 熱応力解析에 대해서도 상세한 설계순서가 정해져 있다.

종래의 Code에서는 許容応力이 引張強度의 1/4 또는 降伏強度의 5/8 들중 작은 値를 취하고

있었던 것을 새로운 Code에서는 引張強度의 1/3, 降伏強度의 2/3에서 작은 値를 취하기로 하였다. 이것은 단순히 許容應力을 強化시켜서 경제성을 優先하여 재료의 특성이 品質管理에 의해 均一化되어 왔다는 것, 설계순서의 合理化에 의해 構造健全성이 뒷받침된 것을 잊어서는 안 된다.

構造設計理論에는 最大主應力說, 最大剪斷應力說 및 最大剪斷비틀어짐에너지說이 있는데, 最大主應力說은 ASME Sec. I 및 VIII에 채택되고 있다. 일반적으로 延性材料의 降伏과 疲勞는 前者보다 나중 두가지 說이 安全側이며, 實際와도 잘 일치하는 결과를 나타내고 있는 것으로 알려져 있다. 나중 두가지 說中에서는 最小剪斷비틀어짐에너지說쪽이 實機拳動의 결과와 잘 일치하나, 最大剪斷應力說쪽은 安全側의 解析을 진행할 수가 있고 사용에도 편리하며 疲勞解析도 용이하다. 이와 같은 이유에서 ASME Sec. III에서는 最大剪斷應力說을 채택하고 있다.

ASME Sec. III에서는 應力強度를 다음과 같이 정의하여 설계기준을 정하고 있다. 즉, 임의의 點에 생기는 3개의 主應力을 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 으로 하고 이들의 主應力사이 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ 의 大小關係가 있다고 하면, 이때 最大剪斷應力은 $(\sigma_1 - \sigma_3)/2$ 로 주어진다. 따라서 이때의 降伏條件은 $(\sigma_1 - \sigma_2)/2 = S_y/2$ (S_y : 降伏強度)가 된다. 여기서 1/2을 곱하는 불편함을 제거하기 위해서 $(\sigma_1 - \sigma_3)$ 를 應力강도로 定義하여 설계순서를 진행하는데 사용하고 있다.

ASME Sec. III 설계기준의 기본적인 사고방식은 새로운 解析方法이나, 實驗技術을 사용해서 상세한 應力解析을 행하여 합리적인 설계를 하는데 있다. 상세한 應力해석은 원자로의 운전 조건을 定常狀態, 過渡狀態, 緊急狀態 및 損傷狀態로 분류하여 원자로의 全壽命中에 작용하는 機械的 및 熱的 負荷에 의해 발생하는 應力을 압력용기의 細部에 걸쳐서 분류한다. 마지막

에 분류한 各 應力에 대해 설정된 基本應力強度의 限界値와 비교하면, 이것을 만족하고 있는 것을 확인할 수 있다. 다음에 ASME Sec. III의 概要를 소개한다.

2-1 應力の 分類와 應力の 限界

(1) 應力の 分類

原子爐 壓力容器에서 발생하는 應力상태를 解析하기 위해 ASME Sec. III에서는 應力을 다음과 같이 분류하고 있다.

a) 1次應力

1 차응력은 外的 荷重에 의해서 생기는 應力으로 外力과 内力 및 moment사이의 均衡조건이 만족되어야 할 필요가 있다. 이 應力의 특징은 自律性이 없다는 것이다. 대표적으로 壓力容器 胴에 작용하는 1次膜應力이 그 예이다.

b) 2次應力

2 차응력은 外部에서 負荷된 하중과 均衡되는 것 보다는 自己拘束性에 의해서 생기는 應力이다. 대표적인 것이 熱應力이다.

c) 피크應力

피크應力이란 예상되는 部材에 생기는 최고의 應力으로서 큰 變形을 수반하지 않는 應力을 말한다. 그러나 이 應力은 疲勞破壞의 요인이 되므로 중요한 應力이다.

(2) 應力の 限界

ASME Sec. III에서는 應力강도의 限界値를 정하는데 極限設計理論을 사용하고 있다. 極限設計는 구조물의 崩壞荷重을 미리 求하고, 실제로 구조물의 사용중에 생기는 最大荷重에 의한 붕괴조건을 구해서, 이들 각각에 安全係數를 곱한 値가 이 崩壞荷重을 넘지 않으면 안전하다는 사고에 기초를 두고 있다. 이 방법은 過酷하며 또한 복잡한 설계조건이 요구되는 구조물의 설계를 합리적으로 행할 수가 있다.

極限設計에 사용되는 붕괴하중은 재료가 歪硬化하지 않는 完全塑性體라고 생각하고, 하중을 降伏強度 S_y 까지 加하면 純彈性的으로 變形

하다가 항복점의 응력에 도달하면 하중을 더 추가하더라도 응력은 증가하지 않고 비틀림(歪)만이 증가하여 그림 1에서와 같은 변형만이 진행된다. 이 하중을 崩壞荷重이라고 한다.

이 붕괴하중을 기초로 해서 応力の 限界値로 一般 1次膜応力の 許容応력에 $2/3S_y$ 를, 局所 1次膜応력과 1次屈曲応力の 중첩에 대해서는 S_y 까지 허용하고 있다.

長方形断面(短辺 h , 長辺 a)의 棒에 外力으로 引張荷重 F 와 彎曲moment M 이 加해졌을 경우, 이때 M 은,

$$M = (h^2 - \alpha) S_y \dots \dots \dots (1)$$

屈曲應力 P_b 는,

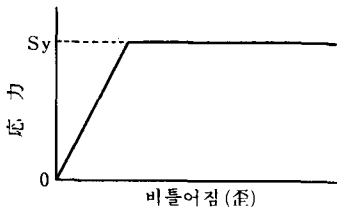
$$P_b = Mh/I \dots \dots \dots (2)$$

여기서 I 는 断面 2次moment로서 $I = 2h^3/3$ 으로 求해진다.

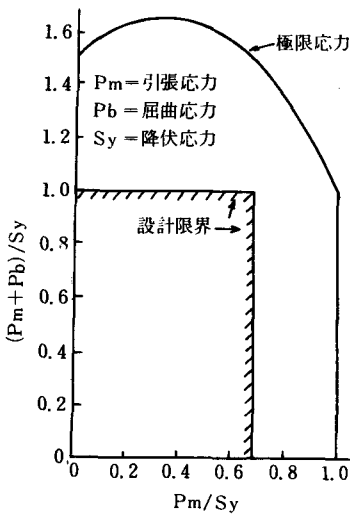
引張의 均형에서 膜應力 P_m 은,

$$F = 2 \cdot P_m \cdot h = 2 \cdot S_y \cdot a \dots \dots \dots (3)$$

〈그림 1〉 理想化한 應力과 歪의 관계



〈그림 2〉 引張과 屈曲을 組合시켰을 경우의 限界應力



이 되며 (2)와 (3)式에서 다음의 관계가 얻어진다.

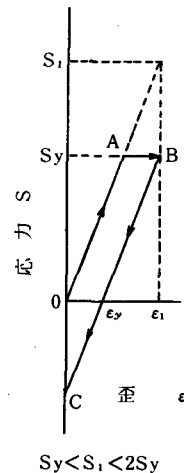
$$\frac{P_m + P_b}{S_y} = \frac{3}{2} \left(1 - \frac{P_m^2}{S_y^2}\right) + \frac{P_m}{S_y} \dots \dots \dots (4)$$

1次膜應力 P_m 만이 負荷되었을 경우, (4)式과 $(P_m/S_y) > 1$ 의 조건으로 崩壞條件은 그림2에서와 같이 얻어진다. 그림에서 1次應力에 대한 허용응력이 충분히 安全側에 있다는 것을 알 수 있다.

또한 棒에 屈曲을 負荷시켰을 때, 그림 3에서와 같이 外表面上에서의 引張應力이 降伏點을 넘어 OAB의 거동을 했다고 하면, 이때의 計算彈性應力은 彈性率을 E 라고 하면, $S_1 = S_1 = \epsilon_1 E$ 가 된다.

이 경우 2次應力이므로 부하된 하중에 의해 비틀어짐(歪)이 $0 \rightarrow \epsilon_1 \rightarrow 0$ 의 되돌이 거동을 하고 있다고 생각된다. 따라서 棒이 初期의 상태로 복귀했을 때는 비틀림(歪)은 0에 되돌아오나, 應力은 残留壓縮應力($S_1 - S_y$)만이 内部應力으로 잔류하고 있다. 두번째로 負荷하면, 이 残留壓縮應力은 제거되고 引張應力이 생긴다. 이 성질에 의해 두번째의 負荷 이후는 荷重이 큰 범위에서도 彈性挙動을 나타낸다. 그러나 S_1 이 $2S_y$ 보다 커지면 壓縮側에서 降伏하여 이에 계속되는 負荷사이클로 塑性歪가 생긴다.

〈그림 3〉 降伏 S_y 를 넘긴 歪履歷



이와 같은 것으로 2次応力は 降伏強度 S_y 의 2배까지 허용할 수 있다. 또한 ASME Sec. III에서는 延性が 적은 재료나 降伏比가 큰 재료에 대해서 항복점만을 고려해서는 충분한 설계상의 안전성을 확보할 수 없으므로 引張強度 S_u 에서도 許容応力が 고려되고 있다. 以上の基本応力強度의 限界値를 정리하면 表3과 같이 된다.

2-2 原子炉 压力容器의 応力解析에 의한 評價

ASME Sec. III에서는 原子炉 压力容器의 解析에 의한 설계를 彈性応力解析에 의해서 구한 応力強度를 기초로 하고 있다. 따라서 탄성상태의 原子炉 压力容器의 局部에 생기는 塑性歪拳動에는 前述한 것처럼 塑性歪에 起因하는 破損은 탄성한계를 넘는 假想的인 탄성응력내에서 방지한다는 생각이 받아들여지고 있다.

원자로 압력용기의 應力解析은 이와 같은 생각에 따라 容器의 構造健全성을 고려하는 모든 荷重條件과 供用狀態에 대해서 행하고 있다.

2-3 低사이클疲労의 評價

되풀이 荷重의 回수가 적고, 비교적 되풀이 應力이 높은 경우를 低사이클疲労라고 일반적으로 부르고 있다.

원자로 압력용기가 사용기간중 받는 되풀이 負荷는 많아서 10^4 사이클정도 이다. 따라서 疲労의 評價는 低사이클疲労에 대해서만 행하고 있다.

疲労解析을 행할 경우, ASME Sec. III에서는 引張強度가 $70\text{kg} \cdot \text{f}/\text{mm}^2$ 以下の 鋼材와 $70\text{kg} \cdot \text{f}/\text{mm}^2$ 以上の 鋼材에 따라서 그 平面方法이 약간 다르다. $70\text{kg} \cdot \text{f}/\text{mm}^2$ 以下の 鋼材(原子炉 压力容器

器鋼材는 여기에 해당)를 사용하고 있을 경우에는 簡單化된 解析方法을 채택하고 있다. $70\text{kg} \cdot \text{f}/\text{mm}^2$ 以上の 鋼材에 대해서는 보다 완전한 方法을 사용하기로 되어 있다.

簡單化된 해석방법의 기본적인 사고방법은 歪 사이클의 疲労試驗結果에서 얻어진 設計疲労曲線과 피크應力을 비교해서 그 許容 되풀이數를 구하는 方法이다.

低사이클疲労는 高사이클疲労와 달라서 降伏點을 넘는 塑性領域에서의 拳動이 지배적이므로 그 疲労破壞는 대개 塑性歪에 의존하고 있다.

2-4 熱應力の 評價

구조물의 兩端이 拘束되어 있을 경우, 혹은 구조물의 어느 부분에 不均一한 온도분포가 있어서 팽창수축이 阻止되는 경우에 발생하는 應力을 熱應力이라고 한다.

拘束條件을 나타내는 계수를 K , 鋼材의 熱膨張係數를 α , 온도차를 ΔT , 탄성계수를 E 라하면 熱應力 σ_t 는 다음 式으로 나타낼 수 있다.

$$\sigma_t = E \cdot \alpha \cdot K \cdot \Delta T \dots \dots \dots (5)$$

原子炉 压力容器에서는 炉心에서 방사선에 의한 發熱로 내벽과 外벽에 온도차가 생긴다. 또, 압력용기는 사용기간 중에 起動과 停止를 몇번씩 반복하므로 이 반복에 의해서 생기는 熱應力을 熱疲労의 次元에서 분석해야만 한다.

2-5 破壞力學에 脆性破壞防止의 評價

ASME Sec. III Appendix G에서 線型破壞力學에 따르면 원자로 압력용기의 脆性破壞防止의 평가방법이 任意規定으로 받아들여지고 있다. 그 구체적인 평가순서는 脆性破壞를 防止하는 조건으로 最大假想欠陥을 설정하고, 이 결함에 작용하는 應力強度에서 구한 K_{IR} 值가 그 온도에서 확인된 재료의 破壞韌性值 K_I 를 확인하는 方法을 채택하고 있다. 그 구체적인 평가방법은 다음과 같다.

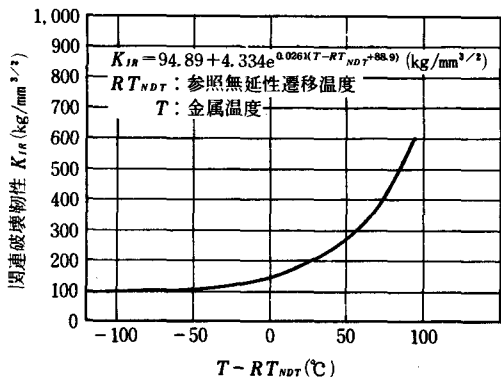
(1) 破壞韌性 K_{IR} 을 구하는 方法

鋼材의 破壞韌性 K_{IR} 은 原子炉 压力容器用鋼

〈表3〉 基本應力強度의 限界値

應力強度	規格의許容値	降伏強度	引張強度
1次一般(Pm)	S_m	$\leq 0.8 S_y$	$\leq 0.8 S_u$
局部1次膜(Pl)	$1.5 S_m$	$\leq S_y$	$\leq 0.8 S_u$
1次膜+屈曲(P1+Pb)	$1.5 S_m$	$\leq S_y$	$\leq 0.8 S_u$
1次+2次(P1+Pb+Q)	$3 S_m$	$\leq 2 S_y$	$\leq S_u$

〈그림4〉 関連破壊靱性 K_{IR} 과 $T-RT_{NDT}$ 의 關係曲線



材를 사용해서 측정한 靜的破壞靱性值, 動的破壞靱性值, 停止破壞靱性值의 下限值를 바탕으로 安全裕度를 고려해서 작성한 그림 4의 K_{IR} 曲線에서 구한다. 이 K_{IR} 曲線은 最小降伏強度(室溫) $35\text{kg}\cdot\text{f}/\text{mm}^2$ 이하의 鋼材에 적용된다. 또 그림 4에서의 K_{IR} 曲線은 다음의 근사식으로 표시된다.

$$K_{IR} = 9489 + 4.32e \times p \times \{0.026(T - RT_{NDT} + 88.9)\} \dots \dots \dots (6)$$

降伏強度가 $35\text{kg}\cdot\text{f}/\text{mm}^2$ 를 넘고, $63\text{kg}\cdot\text{f}/\text{mm}^2$ 以下の 鋼材에 그림 4의 K_{IR} 曲線을 이용하는 경우는 이용온도범위가 적으므로 3개의 溶解의 구조에 대해선 溶接金屬 및 熱影響部에 대해 충분한 데이터를 취해 그림 4의 K_{IR} 曲線以上에 데이터가 들어가는 것을 확인해야 한다.

(2) 關聯溫度 RT_{NDT} 를 구하는 方法

Corten-Sailors는 破壞靱性值(K_{Ia})와 しゃ피吸收에너지(CV)와의 사이에 다음식의 관계가 있음을 나타내고 있다.

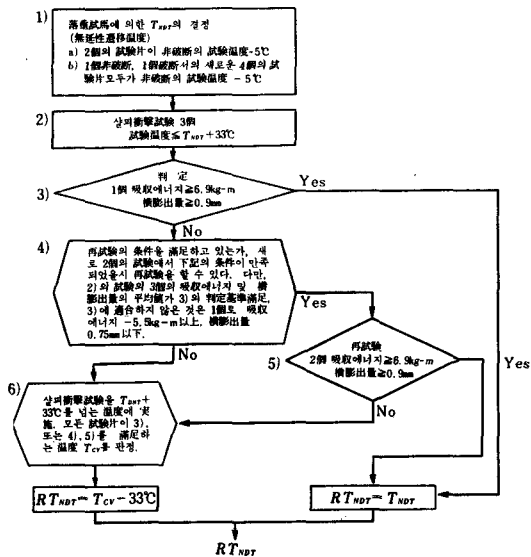
$$K_{Ia} = 15.87(CV)^{0.375} \dots \dots \dots (7)$$

또, 破壞靱性值(K_{Ia})와 切欠先端延性 σ 와의 사이에 다음의 관계가 있음을 표시하고 있다.

$$\sigma = K_{Ia} / E \cdot \sigma_y \cdot d \dots \dots \dots (8)$$

또, Shuemaker는 통계적으로 切欠先端延性은 縱收縮量(LC)과 橫膨出量(MLE)과의 사이에 다음식의 관계가 있음을 나타내고 있다.

〈그림5〉 RT_{NDT} 決定順序



$$LC \sim 20\sigma \dots \dots \dots (9)$$

$$MLE \approx LC \dots \dots \dots (10)$$

이상의 (7)~(10)式에서 부터 $T_{NDT} + 33^\circ\text{C}$ *의 しゃ피吸收에너지는 $6.9\text{kgf}\cdot\text{m}$, 橫膨出量은 0.9mm 로 算出할 수 있다. 따라서 RT_{NDT} 는 복잡한 破壞靱性試驗에 의해서 구하는 것 보다도 간단히 시험할 수 있는 しゃ피衝擊試驗을 하여 구하고 있다.

RT_{NDT} 는 그림 5에서와 같이 다음의 순서에 立脚해서 구한다.

- a) 落重試驗에 의해 無延性遷移溫度(T_{NDT})를 구한다.
- b) 試驗溫度($\leq T_{NDT} + 33^\circ\text{C}$)에서 しゃ피衝擊試驗을 한다.
- c) しゃ피衝擊試驗結果, 흡수에너지가 $6.9\text{kgf}\cdot\text{m}$ 以下에서 橫膨出量이 0.9mm 以上인가를 判定한다.
- c)와 d)의 條件을 만족하지 않을 경우는 앞

* W. S. Pellini는 落重試驗에서 구한 無延性遷移溫度(T_{NDT})를 統計的으로 처리하여 降伏応力以下の 応力狀態에서 사용하여 脆性破壞을 일으키지 않는 온도로 $T_{NDT} + 60^\circ\text{F}$ 로 구할 수 있다.

에서 記述한 살피衝擊의 데이터를 評價하여 3개 試驗片의 吸收에너지值 및 橫膨出量의 平均値가 앞에서 기술한 判定基準을 만족할 것. 또, 판정기준에 적합하지 않은 것은 1개로서 吸收에너지가 5.5kgf-m以上, 橫膨出量 0.75mm以上일 것.

e) 2개의 試驗片으로 再試驗을 행한 결과가 c)의 판정기준에 적합할 경우에는 T_{NDT} 로 한다.

f) 再試驗의 조건을 만족시키지 못할 때는 $T_{NDT}+33^{\circ}\text{C}$ 를 넘는 온도에서 실시하여 c), d), e)의 판정기준을 만족하는 온도 T_{CV} 를 決定하여 $T_{CV}-33^{\circ}\text{C}$ 를 RT_{NDT} 로 한다.

(3) 最大假想欠陥의 分類

여기서 생각하는 最大假想欠陥은 最大応力方向에 垂直인 결함을 말하며, 이 결함의 분류는 다음과 같이 한다.

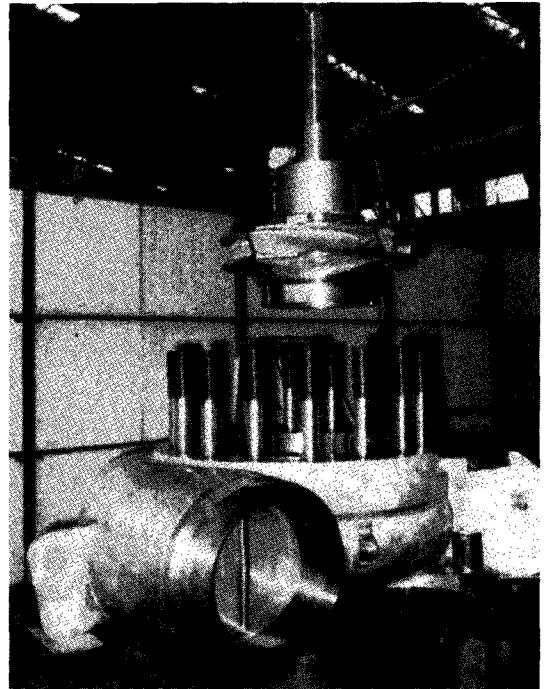
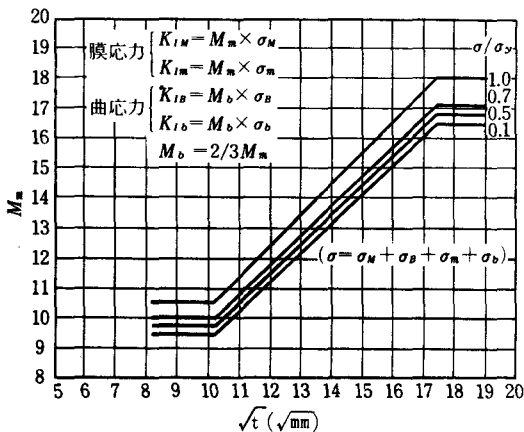
a) 板두께 t 가 102mm에서 305mm인 경우의 最大假想欠陥은 깊이: $(1/4)t$, 길이: $(3/2)t$ 로 한다.

b) 板두께 t 가 305mm이상인 最大假想欠陥은 깊이: (76.2mm), 길이: (457.2mm)로 한다. 보다 작은 最大假想欠陥을 保證할 수 있을 경우에는 그 결함을 最大假想欠陥으로 사용해도 좋다.

(4) 応力擴大係數를 구하는 方法

標準最大假想欠陥에 대한 応力擴大係數는 아

〈그림6〉 M_m , 두께의 關係



래와 같이 해서 구한다.

a) 膜應力(σ_m)이 작용할 때,

$$K_{Im} = M_m \times \sigma_m \dots\dots\dots (11)$$

다만, M_m 은 그림 6에서 구한다.

b) 屈曲應力(σ_b)가 작용할 때,

$$K_{Ib} = M_b \times \sigma_b \dots\dots\dots (12)$$

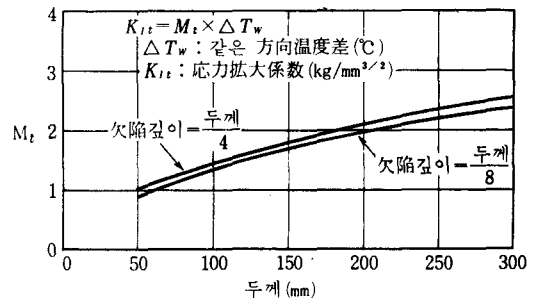
다만, M_b 은 그림 6에서 구한다.

c) 半径方向溫度勾配(T)에 의할때,

$$K_{It} = M_t \times T \dots\dots\dots (13)$$

M_t 는 다음 조건을 만족시킬때 그림7에 의해

〈그림7〉 M_t 와 두께의 關係(曲線에서 $\alpha = 0.7 \times 10^{-5}$ $E = 2.05 \times 10^4$ kg/mm², $r = 0.3$ 에 대한 것이다).



서 구한다.

條件1; 溫度勾配가 그림 7 과 거의 같은 형일 때,

條件2; 定常狀態에서의 온도변화가 55°C/hr 이 하 일때,

이 두개의 조건에 적합하지 않을 경우, K_I 는 熱應力에서 구한다. 예를 들면, 溫度勾配에 의한 屈曲moment를 구하여 屈曲應力과 같은 線形應力으로 생각한다.

(5) 限界欠陥사이즈를 구하는 方法

彈性計算應力이 降伏點을 넘을 경우, 한계결함사이즈는 다음의 방법으로 구한다. 이 방법은 實應力이 引張強度와 降伏強度사이 에 있을 때 직선관계가 성립하는 것을 前提로 하고 있다.

① 計算應力을 實應力으로 고친다.

$$\sigma = \sigma_y + (\sigma_p - \sigma_y) / f \dots \dots \dots (14)$$

σ 는 實應力 (kg/mm²)

σ_p 는 彈性計算應力 (kgf/mm²)

σ_y 는 예측되는 降伏點 (kgf/mm²)

f 는 E_e/E_p

E_e 는 塑性域에서의 應力-歪曲線의 傾斜 (kg/mm²)

앞의 式에서 구한 實應力에 대한 한계균열사이즈 a_c 를 구한다. 구한 a_c 는 1/4·t 또는 비파괴검사에서 검출되는 결함보다 클것.

$$a_c = a_{cy} (1 - \frac{\sigma - \sigma_y}{\sigma_u - \sigma_y}) \dots \dots \dots (15)$$

a_c 는 實應力에 대한 한계균열사이즈 (mm)

a_{cy} 는 降伏點에 대한 한계균열사이즈 (mm)

σ_u 는 予測되는 引張強度 (kg/mm²)

$$a_{cy} = \frac{K_{Ia} \cdot Q}{\pi \cdot 1.1 M_K (\alpha \sigma_M + \sigma_m) + M_B (\alpha \sigma_B + \sigma_b)} \dots \dots \dots (16)$$

Q 는 塑性域補正을 한 形狀係數

M_K, M_B 는 膜應力, 屈曲應力의 補正係數

α 는 운전상태에 따라서 주어진 安全係數

$\sigma_M, \sigma_m, \sigma_B, \sigma_b$ 는 $\sigma_M + \sigma_m + \sigma_B + \sigma_b = \sigma_y$ 와 같이 되도록 각 成分을 같은 비율로 減한 值

σ_M 는 1次膜應力

σ_B 는 1次屈曲應力

σ_m 는 2次膜應力

σ_b 는 2次屈曲應力

(6) 定常時 및 過渡時 脆性破壞의 評價

原子炉 压力容器의 不連續部에서 떨어진 胴 및 鏡과 노즐, 플랜지 및 不連續部에 가까운 胴의 허용기준은 다음과 같이 구한다.

① 鋼材의 破壞靱性 K_{IR} 은 (1)의 方法에서 구한다.

② 最大假想欠陷은 (3)의 規定에 따른다.

③ 許容基準

彈性計算應力이 降伏點을 넘지 않을 경우, 應力擴大係數가 다음식을 만족할 것.

$$2K_{IM} + 2K_{IB} + K_{Im} + K_{Ib} < K_{ZR}$$

다만, 熱應力이 2次應力, 볼트조임에 의한 應力을 1次應力으로 하고 피크應力은 除外한다.

強性計算應力이 降伏點을 넘을 경우는 (15)式에서 구한 a_c 는 最大假想欠陷보다 커야 하며 이때 (16)式의 α 엔 2를 代入한다.

이탈의 靚着資料

- ◇ Nuclear News〈美國〉84年, 12月號
- ◇ ATOM〈英國〉84年 12月號
- ◇ Nuclear Engineering International〈英國〉85年 1月號
- ◇ Nuclear Europe〈스위스〉84年 11月, 12月號
- ◇ ANS News〈美國〉84年 11月, 12月號
- ◇ INFO〈美國〉84年 11月, 12月, 85年 1月號
- ◇ Bulletin〈英國〉84年 12月號
- ◇ Nuclear Industry〈美國〉84年 12月號
- ◇ 原子力産業新聞〈日本〉1259號, 1260號, 1261號, 1262號, 1263號, 1264號, 1265號
- ◇ 原子力工業〈日本〉85年 1月號
- ◇ 原子力文化〈日本〉84年 12月號
- ◇ Atoms in Japan〈日本〉84年 12月號
- ◇ A Comparison of Future Costs of Nuclear and Coal-Fired Electricity〈美國原産〉