(19)대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(51) 。Int. Cl.
F17C 1/02 (2006.01)

(11) 공개번호 10-2006-0084769
(43) 공개일자 2006년07월25일

(21) 출원번호 10-2005-0005596
(22) 출원일자 2005년01월20일

(71) 출원인 인하대학교 산학협력단
인천 남구 용현동 253 인하대학교
목포대학교산학협력단
전남 무안군 청계면 도림리 61

(72) 발명자 이재욱
서울 마포구 성산동 39-12
송재영
서울 동작구 사당3동 대림아파트 12동 1501호
신동식
서울 성북구 성북동 15-126
김영훈
인천 연수구 동춘동 924-3 삼성아파트 6동 605호
김중엽
서울 구로구 구로2동 709-23

(74) 대리인 이종영

심사청구 : 있음

(54) 압력용기

요약

본 발명은 수개의 실린더를 조합한 압력용기에 관한 것으로서, 더욱 상세하게는 수개의 실린더를 조합시키고 조합된 실린더의 접촉부사이에 실린더를 서로 구획하는 보강판을 설치함으로써, 압력용기의 단면적을 최대로 할 수 있게 하는 압력용기에 관한 것이다.

즉, 규격화된 사각단면을 가진 컨테이너 안에 넣어진 상태로 운반되는 압력용기의 단면적을 최대한으로 하여 하나의 컨테이너에 운반되는 가스의 양을 최대한으로 할 수 있게 하는 압력용기에 관한 것이다.

대표도

도 11

색인어

몸체, 제1보강판, 제2보강판, 머리부

명세서

도면의 간단한 설명

도 1a는 종래의 압력용기를 나타내는 사시도이고, 도 1b는 종래의 압력용기가 컨테이너 내에 담긴 모습을 나타내는 사시도.

도 2a는 두개의 실린더 조합형 압력용기의 사시도이며, 도 2b는 도 2a의 분해사시도

도 3은 도 2a의 A-A' 단면을 나타내는 단면도

도 4는 도 2a의 B-B' 단면을 나타내는 단면도

도 5는 원환 속에 유발되는 내력을 나타내는 도면.

도 6은 원통 및 구형 압력용기에 작용하는 응력을 나타낸 도면

도 7은 축응력과 원주응력이 동시에 작용할 때의 변형정도를 나타내는 도면.

도 8은 압력용기에 내압이 작용하는 경우 반경방향의 신장량을 나타내는 도면

도 9는 조합된 구의 단면의 조합부에 작용하는 힘을 나타내는 도면

도 10은 기하학적 형상에 따른 보강재의 두께가 조합각도에 따라 변화되는 모습을 나타내는 도면.

도 11은 네 개의 실린더 조합형 압력용기의 사시도

도 12는 도 11의 분해사시도

도 13은 도 11의 C-C'단면을 나타내는 단면도이고, 도 14는 도 11의 D-D'단면을 나타내는 단면도.

도 15는 규격화된 컨테이너 내에 단일의 실린더 압력용기와 네개의 실린더 조합형 압력용기가 넣어져 있는 것을 나타낸 도면

<도면의 주요부분에 대한 부호의 설명>

1, 2: 몸체 3, 4: 머리부

5, 6 : 제1접선부 7 : 제1보강판

8 : 제2접선부 9 : 제2보강판

11,12,13,14: 몸체 15,16,17,18: 머리부

19,20,21,22: 제1접선부 23: 제1보강판

24,25,26,27: 제2접선부 28: 제2보강판

30: 컨테이너

110: 몸체 111: 머리부

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 두개의 실린더를 조합한 압력용기에 관한 것으로서, 더욱 상세하게는 수개의 실린더를 조합시키고 조합된 실린더의 접촉부사이에 수개의 실린더를 서로 구획하는 보강판을 부착함으로써, 압력용기의 단면적을 최대로 할 수 있게 하는 압력용기에 관한 것이다.

현재 대부분의 천연가스(Natural Gas)의 해상운송은 생산지에서 천연가스를 -163℃로 액화하여 액화천연가스(LNG, Liquified Natural Gas)상태로 운송하고 있다. 이 액화천연가스를 운송하기 위해서는 적재, 하역 및 저장에 필요한 액화 및 재기화 설비가 필요하며, 이러한 장치를 설치 및 운용하는 데에는 막대한 비용이 소요된다.

즉, 천연가스산지에서 기체상태의 천연가스를 액화하기 위하여 많은 비용의 장치가 필요하며, 운반시에도 -163℃를 유지하기 위하여 특수설계된 LNG 선박을 이용해야 하고, 운반된 액화가스를 각 수용가로 보내기 위해서는 액화된 가스를 다시 기화시키는 장치가 필요하게 된다.

이와 같이 천연가스를 액화 및 기화시키는 장치는 저온의 액화천연가스가 급격하게 온도변화가 일어나지 않도록 신중하게 온도를 조절해야 하므로, 이에 따라 고가의 시설이 필요함은 물론 이를 감시하는 많은 수의 작업자가 필요하게 된다.

또한, 천연가스를 운반하는 LNG 선의 경우에도 주변온도에 변화와 상관없이 탱크내의 온도가 -163℃를 유지하지 못하면 탱크가 폭발하게 되므로 탱크내의 온도 유지를 위한 고비용의 장치가 필요함은 물론, 작업인력이 많이 필요하게 된다.

이와 같은 문제점을 해결하고자 최근에는 천연가스를 액화시키지 않고 압축만하여 운송하는 새로운 형태의 운송 개념이 개발되어 실용화를 추진하고 있으며, 세계 각국에서는 이러한 신 개념의 압축천연가스(CNG, Compressed Natural Gas) 공급을 위한 압력용기 개발이 추진되고 있다.

이와 같은 CNG의 장점은 먼 거리로 압축천연가스를 수송하는 경우에 기체 상태의 가스온도를 -163℃로 액화시킬 필요가 없고, 단순히 상온인 상태에서 압축만 하면 되는 데 있다.

따라서 액화에 필요한 장치나 기화에 필요한 장치가 별도로 필요 없고, 운반시에도 저온을 유지하기 위하여 신경 쓸 필요가 없으므로, 일반 화물운반 선박으로도 천연가스를 나를 수 있게 되어 상당한 경쟁력을 갖게 된다.

다만, CNG를 운반하는 경우 압축천연가스는 상온 27℃, 200기압에서 1/240 정도의 압축된 상태에 있기 때문에 용기가 강한 압력을 견딜 수 있도록 최적으로 설계가 이루어져야 한다. 즉 용기의 어느 한부분에도 응력집중이 발생되지 않고, 용기의 모든 면에 균일하게 응력이 분포될 수 있는 구조가 필요하다.

상기 압축천연가스를 담는 종래의 압력용기는 도 1a에 나타나 있는 것과 같이 단일의 원통형상 몸체(110)의 좌우 양단에 머리부(111)가 부착되어 있는 실린더 형상을 이루고 있다.

이러한 종래의 실린더형상 압력용기(100)에는 천연가스체취장소에서 체취된 천연가스가 담긴다. 천연가스가 담긴 압력용기는 도 1b에 나타나 있듯이 규격화된 사각단면을 가진 컨테이너(30) 안에 넣은 상태로 선박에 실려 가스가 필요한 지역의 항만까지 이동된다.

이동된 실린더형상의 압력용기(100)는 컨테이너(30)에 넣어진 상태로 하역작업이 이루어지게 되고, 하역된 압력용기는 운반차량에 의해서 필요한 수요자에게 공급된다.

그러나 상기 종래의 기술은 다음과 같은 문제점을 가지고 있었다.

규격화된 사각단면을 가진 컨테이너 안에서 넣어진 상태로 선박에 실려 운반되는 압력용기는 컨테이너와 압력용기 사이의 공간(즉, 가스가 담기지 않는 공간으로 이하 "무효공간"이라 한다)이 적어야만 한번에 운반 수 있는 가스의 양이 많아지게 되는 것이다.

그러나, 종래의 단일 실린더형상의 압력용기는 단일의 원형단면으로 되어 있어, 사각단면의 컨테이너 내에서 줄일 수 있는 무효공간의 한계가 있다.

또한, 단순히 무효공간만 줄이기 위하여 압력용기의 단면형상을 원형이 아닌 사각단면과 유사하게 하면, 중심으로부터 압력용기 외벽까지의 거리가 불균일하게 된다.

그에 따라 외벽에 작용하는 힘도 외벽의 위치에 따라 불균일하게 되는데, 특히 압력용기의 각진 모서리부분에는 응력집중이 일어나게 된다. 이와 같이 발생된 응력집중부위에 균열 등이 발생하게 되면 압력용기의 내압 때문에 용기가 쉽게 폭발하여 파손될 수 있다.

발명이 이루고자 하는 기술적 과제

본 발명은 상기한 문제점을 해결하기 위하여 안출된 것으로서, 한번에 운반할 수 있는 가스의 양을 최대한으로 할 수 있도록 컨테이너에 담기는 압력용기의 단면적을 최대로 하는 것을 목적으로 한다.

또한, 압력용기의 단면적을 최대한으로 하면서, 압력용기내의 압력불균형이 발생하지 않아 전체 외벽부분에 균일하게 응력이 분포하게 되는 안정적인 압력용기의 구성을 제공하는 것을 목적으로 한다.

발명의 구성 및 작용

이상과 같은 기술적과제를 달성하기 위하여, 본 발명은 다음과 같이 구성되어 있다.

우선, 이하에서 설명하는 용어 중 "축방향"은 압력용기의 중심축방향을 말하며, "원주방향"은 상기 중심축을 원형으로 둘러싼 압력용기의 둘레면을 따르는 방향을 말하며, "반경방향"은 상기 중심축에서 압력용기의 둘레면을 향하는 방향을 말하고, "조합각도"는 도 4에 나타나 있듯 압력용기중심(O')으로부터 두개의 압력용기의 외경이 서로 만나는 교점(Ⅰ)을 잇는 직선과 두개의 압력용기중심(O',O")을 잇는 직선사이의 각도 α 를 말하며, 이하 다른 특별한 정의가 없으면 이에 따른다

본 발명의 압력용기는 서로 조합된 수개의 원통형상의 몸체와, 상기 수개의 몸체의 끝단에 부착되어 있는 수개의 머리부와, 상기 조합된 수개의 몸체가 만나는 제1접선부를 서로 연결하면서 몸체 내부공간을 서로 구획하는 제1보강판과, 상기 조합된 수개의 머리부가 만나는 제2접선부를 둘레로 그 내부를 막아 머리부 내부공간을 서로 구획하는 제2보강판으로 구성되며, 상기 압력용기의 몸체는 45도의 조합각도로 결합되어 있다.

머리부의 형상은 오목부에 압력을 받는 타원형, 접시형, 반구형, 원추형 등으로 이루어질 수 있다.

이하, 첨부도면을 참조하여 본 발명의 바람직한 실시예를 상세히 설명한다.

제1실시예는 두개의 실린더 조합형 압력용기에 관한 것을 나타내는 것으로써, 본 발명에 따른 조합형 압력용기의 기본형에 해당한다. 이에 관해 설명하면 다음과 같다.

도 2a는 두개의 실린더 조합형 압력용기의 사시도이며, 도 2b는 도 2a의 분해사시도이고, 도 3은 도 2a의 A-A' 단면을 나타내는 단면도이며, 도 4는 도 2a의 B-B' 단면을 나타내는 단면도이다.

본 발명인 압력용기는 서로 조합된 두개의 원통형상의 몸체(1)(2)와, 상기 몸체(1),(2)의 끝단에 부착되어 있는 머리부(3),(4)와, 상기 조합된 두개의 몸체(1)(2)가 서로 만나는 상하단의 제1접선부(5),(6)를 서로 연결하면서 두개의 몸체 내부공간을 서로 구획하는 제1보강판(7)과, 상기 조합된 머리부(3),(4)가 서로 만나는 제2접선부(8)를 둘레로 그 내부를 막아 두개의 머리부 내부공간을 서로 구획하는 제2보강판(9)으로 구성되며, 상기 압력용기의 몸체(1),(2)는 각각 45도 내외의 조합각도로 결합되어 있다.

머리부(3),(4)의 경우는 머리부의 형상에 따라 그 형상에 가장 적합한 소정의 조합각도로 결합된다. 본 발명에서는 머리부의 형상을 횡단면으로 보았을 때 장축과 단축의 비가 2:1인 타원형을 절반으로 자른 형상으로 채택하며, 이 경우 조합각도는 26도 내외가 된다.

이때, 상기 제1보강판(7)과 제2보강판(9)은 보강판의 형상에 의해 구분(직사각형단면과 타원형단면)한 구성요소로서, 두개의 구성요소가 별도로 제작되어야만 하는 것은 아니다. 즉, 제1보강판(7)과 제2보강판(9)은 반드시 분리된 상태로 제작된 후 용접 등에 의해 접합되어야만 하는 것이 아니라, 생산단계에서 일체로 제작될 수도 있다. 따라서 보강판(7),(9)이 일체로 제작되어도 본 발명의 권리범위에 속하게 되는 것이다.

도 4에 나타나 있듯이, 상기 제1보강판(7)은 폭이 긴 직사각형 단면을 이루고 있으며, 제1보강판(7)은 하나의 몸체(1)의 내경과 다른 몸체(2)의 외경이 만나는 점(I_1)과 하나의 몸체(1)의 외경과 다른 몸체(2)의 내경이 만나는 점(I_2)사이의 거리($I_2 \sim I_1$)와 동일한 두께(t)를 가진다.

또한, 상기 제1보강판(7)과 결합되어 있는 제2보강판(9)도 도 3에 나타나있는 바와 같이 상기 제1보강판(7)과 동일한 두께(t)를 가진다.

두개의 압력용기를 서로 조합하고 그 조합부에 제1보강판(7) 또는 제2보강판(9)(이하 특별한 정의가 없으면 "보강판"이라 한다.)을 설치하는 경우에 고려되어야 할 점은 보강판의 크기 및 두 압력용기의 조합각도가 어느 정도로 되어야 하는 가이다.

특히, 이러한 조합각도 선정시 중요한 점은 두개의 압력용기를 결합할 때 결합부에 갑작스런 두께변화 또는 형상변화가 생겨 응력집중이 발생하는 것을 방지하여야 하는 것이다.

이에 따라 본 발명에서는 도 4에 도시된 바와 같이 압력용기중심(O')으로부터 두개의 압력용기 외경이 서로 만나는 교점(I)을 잇는 직선과 두개의 압력용기중심(O',O")을 잇는 직선사이의 각도, 즉 조합각도 α가 최적이 될 수 있도록 하는 값을 찾고자 한다.

이에 따라 단일의 원통형과 구형 압력용기에서의 응력분포와 변형정도를 살펴보고, 이러한 단일의 원통형 또는 구형압력용기가 서로 조합된 경우 어느 각도에서 최적의 조합각도가 되는 지를 구하고자 한다.

이를 위하여 두 가지 분석방법을 사용한다. 하나는 보강판의 면적에 관한 수식을 이용하여 최적의 조합각도를 찾아내는 것이며, 다른 하나는 보강판의 두께에 관한 수식을 이용하여 조합각도에 따라 변화하는 보강판의 두께와 실제 용접시 필요한 보강판의 두께를 비교함으로써 최적의 보강판의 조합각도를 찾아내는 것이다.

이에 따라 이하에서는 먼저 압력용기에 일반적으로 적용할 수 있는 응력 및 변형량 관계식들을 살펴보고, 이를 이용하여 본 발명의 압력용기에 적용되는 최적의 보강판 면적과 이에 따른 최적의 조합각도를 찾아내는 과정을 설명한다.

가. 일반적인 원통형과 구형압력용기의 응력 및 변형량 관계식들

(1) 내압에 의한 원통형과 구형 압력용기의 응력분포

두께가 반경에 비해 작은 압력용기가 내압을 받을 경우, 원환 속에 유발되는 내력은 도 5에 나타나 있는 바와 같이 단위길이의 원환에 대한 평형조건을 이용하여 계산할 수 있다.

이때, 힘 F는 원주방향의 인장력, 즉 원환인장력(Hoop Tension)을 표시하고, q는 원주방향의 단위 길이당 하중, r은 압력용기의 반지름을 나타낸다.

도 5에 도시된 바와 같이 원통의 임의 요소에 작용하는 반경방향의 외적 하중은 $qrd\phi$로 $qr\sin\phi d\phi$의 수직성분과 $qr\cos\phi d\phi$의 수평성분으로 나타낼 수 있다.

여기서, 이 힘들의 반경방향의 수직 성분의 평형조건을 고려하여 원환인장력 F를 계산하면 다음과 같다.

$$2F = 2\int_0^{\pi/2} qr\sin\phi d\phi = 2qr \qquad (1)$$

$$F = qr \qquad (2)$$

원환인장력 F는 원환에 수직한 단면적 A 위에 균일하게 분포한다고 가정한다면, 일반 압력용기의 단위응력 σ은,

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{qr}{A} \quad (3)$$

이 되고,

또한, 원환의 둘레와 단면에 균일하게 분포되는 원주방향의 변형도 e는,

$$e = \frac{\sigma}{E} = \frac{qr}{AE} \quad (\text{E: 영률}) \quad (4)$$

가 된다.

(2) 원통형 압력용기의 표면에 작용하는 응력

도 6은 원통 및 구형 압력용기에 작용하는 응력을 나타낸 도면으로써, 만약 원통형 압력용기에 작용하는 압력을 p, 원통형 압력용기의 두께를 h라 하면, 압력용기의 단위길이에 대해 식(3)에서 $q = p \times 1 = p,\ A = h \times 1 = h$ 이며 원통형 압력용기의 원주응력(σ_2)은

$$\sigma_2 = \frac{pr}{h} \quad (5)$$

이 되고,

축응력(σ_1)은 원통형 압력용기의 단면에 작용하는 축방향 하중과 내압의 평형조건으로부터

$$\sigma_1 h 2\pi r = p\pi r^2 \quad (6)$$

$$\sigma_1 = \frac{pr}{2h} \quad (7)$$

이 된다.

(3) 구형 압력용기의 표면에 작용하는 응력

도 6에 도시된 것처럼 동일한 방향으로 내압 p 이 작용하는 얇은 구(Sphere)에서 원주응력 σ_2 과 축응력 σ_1 이 동일하므로

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pr}{2h} \quad (8)$$

이 된다. 여기서 r은 반지름이며, h는 구의 두께를 말한다.

(4) 원통형과 구형 압력용기에 작용하는 응력-변형도 관계식

도 7에 도시된 바와 같이 요소가 축방향의 축응력 σ_1과 원주방향의 원주응력 σ_2를 받을 때 임의의 한 주축방향에 대한 변형도는 그 방향의 응력에만 지배되는 것이 아니고 포아송 비의 효과 때문에 그와 직교 방향의 응력에 의해서도 영향을 받게 된다.

도 7에서는 축응력과 원주응력이 작용할 때의 변형정도를 나타내고 있으며, 탄성한도 내에서의 축방향의 전변형도는 축방향의 축응력 σ_1로 인한 양의 축변형도 $e_1 = \sigma_1 / E$ 와 원주방향의 원주응력 σ_2로 인한 횡수축에서 오는 음의 변형도 $e_1 = -\mu\sigma_2 / E$ 의 대수합과 같다. 이와 같은 이론은 원주방향의 전변형도에 대해서도 성립한다.

이축 인장응력이 동시에 작용하는 경우 축방향과 원주방향의 전변형도는,

$$e_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu\frac{\sigma_2}{E} \quad (9)$$

$$e_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \mu\frac{\sigma_1}{E} \quad (10)$$

여기서 e_1과 e_2는 각각 축방향과 원주방향의 변형도이며, μ는 포아송의 비, E는 영률이다.

위 식을 응력에 대해 나타내면

$$\sigma_1 = \frac{(e_1 + \mu e_2)E}{1-\mu^2} \quad (11)$$

$$\sigma_2 = \frac{(e_2 + \mu e_1)E}{1-\mu^2} \quad (12)$$

이 된다.

(5) 압력용기의 반경방향 변형량

도 8에서는 압력용기에 내압이 작용하는 경우 반경방향의 신장량을 나타내고 있는데, 압력용기의 내압에 의한 반경방향의 신장량 δ는

$$\delta = \int_0^{\pi/2} e_2 r\cos\phi d\phi = e_2 r \quad (13)$$

식 (10)을 위의 식에 대입하면 반경방향의 신장량 δ은

$$\delta = r\left(\frac{\sigma_2}{E} - \mu\frac{\sigma_1}{E}\right) \quad (14)$$

원통형 압력용기의 반경방향의 신장량 δ은 식(5)와 식(7)에 의해서

$$\delta = \frac{pr^2}{2hE}(2-\mu) \quad (15)$$

구형 압력용기의 경우 반경방향의 신장량 δ은 식(8)에 의해서

$$\delta = \frac{pr^2}{2hE}(1-\mu) \quad (16)$$

가 된다.

나. 본 발명의 압력용기의 보강판 최적 단면적 및 조합각도

(1) 본 발명의 압력용기의 보강판 최적 단면적

구 조합형태의 압력용기 구조는 응력의 평형상태를 이루는 중립면에서 조합된다. 상기 조합된 두개의 구 사이에 형성된 중립면에는 구 사이의 내부공간을 서로 구획하는 보강판이 형성된다.

이와 같이 형성된 보강판의 크기는 조합된 두 구의 결합정도에 관련된 것으로 보강판은 전체적인 구조의 안정성에 중대한 영향을 미치므로 그 단면적 결정이 상당히 중요하다. 즉, 보강판은 구 조합형 압력용기내부에 응력집중을 형성시키지 않도록 하여 응력평형을 통한 전체구조의 안정성에 기여하게 된다.

등방성 재료로 이루어진 구형 압력용기의 경우 응력의 평행 조건식으로부터 구형 압력용기의 반지름 및 두께의 비가 결정된다.

도 9는 두개의 구형 압력용기가 조합된 단면을 나타낸 도면으로 두개의 구 가운데 하나의 구의 두께는 t_1, 반경은 r_1 이고, 다른 구의 두께는 t_2, 반경은 r_2이다.

이때, 두개의 구의 각각의 조합각도를 α,β라고 할 때, 응력은 식 (8)과 같이 등방성재료이므로 축응력 σ_1과 원주응력 σ_2 모두 동일하다.

$$\sigma_1=\sigma_2=\frac{pr_1}{2t_1}=\frac{pr_2}{2t_2}, \qquad (17)$$

따라서,

$$\frac{r_1}{t_1}=\frac{r_2}{t_2} \quad \text{또는} \quad \frac{r_1}{r_2}=\frac{t_1}{t_2} \qquad (18)$$

가 된다.

이때, 두개의 조합된 구의 단위길이당 접선력은 $\frac{pr_1}{2}$, $\frac{pr_2}{2}$ 이며, 이 힘에 의해 발생되는 보강판에 대한 반경방향의 힘 성분은 $\frac{pr_1}{2}\cos\alpha$, $\frac{pr_2}{2}\cos\beta$ 이다.

이 보강판은 내압 작용시 구형 압력용기의 굽힘 및 어느 특정부위에의 응력 집중을 방지하기 위해 조합부의 구형 압력용기와 같은 동일한 정도로 변형되어야 한다.

이와 같이 특정부위에서의 응력집중을 방지하는 이유는 응력집중으로 인하여 압력용기내 어느 특정한 부위에 균열 등이 발생하게 되면 결국 전체 구조의 파괴를 가져오게 하기 때문이다. 특히, 물, 기름등이 차있는 일반 용기와 달리 고압으로 압축된 가스 압력용기에 발생하는 균열 등은 용기의 갑작스런 폭발을 야기하므로 이를 막는 것은 상당히 중요하게 된다.

구형 압력용기가 조합된 부분의 경우, 반경은 $r_1\sin\alpha$ 또는 $r_2\sin\beta$ 이므로 반경 방향의 변형량 δ_1은 다음과 같다.

$$\delta_1=e_2r_1\sin\alpha=e_2r_2\sin\beta \qquad (19)$$

위의 식(19)에 식(10)과 식(17)을 대입하여 정리하면,

$$\delta_1=\frac{pr_1^2}{2t_1E}\sin\alpha(1-\mu) \qquad (20)$$

$$=\frac{pr_2^2}{2t_2E}\sin\beta(1-\mu) \qquad (21)$$

여기서 E는 영률이며, μ는 포아송의 비이다.

보강판의 단면적을 A라 하면 보강판에 작용하는 원주응력은 식(3)으로부터 $\sigma_2=\frac{qr}{A}$ 이다.

구형 압력용기가 조합된 경우

$$q = \frac{pr_1}{2}\cos\alpha + \frac{pr_2}{2}\cos\beta \qquad (22)$$

이므로, 보강판에 작용하는 원주응력 σ_2은 다음과 같다.

$$\sigma_2 = \frac{qr_1\sin\alpha}{A} = \frac{qr_2\sin\beta}{A}$$

$$= \frac{(pr_1\cos\alpha + pr_2\cos\beta)r_1\sin\alpha}{2A} \qquad (23)$$

$$= \frac{(pr_2\cos\alpha + pr_2\cos\beta)r_2\sin\beta}{2A} \qquad (24)$$

보강판의 반경방향 신장량, δ_3은 식(14)에서 $\frac{\mu\sigma_1}{E}$ 을 무시하면 보강판의 변형량은 다음과 같다.

$$\delta_3 = \frac{\sigma_2 r_1\sin\alpha}{E} = \frac{\sigma_2 r_2\sin\beta}{E}$$

$$= \frac{(pr_1\cos\alpha + pr_2\cos\beta)r_1^2\sin^2\alpha}{2AE} \qquad (25)$$

$$= \frac{(pr_1\cos\alpha + pr_2\cos\beta)r_2^2\sin^2\beta}{2AE} \qquad (26)$$

조합된 구의 변형량(δ_1)과 보강판의 변형량(δ_3)은 같아야 하므로 두 식(21), (26)로부터 보강판의 단면적을 구하면 다음과 같다.

$$A = \frac{t_1\sin\alpha(r_1\cos\alpha + r_2\cos\beta)}{1-\mu} \qquad (27)$$

$$= \frac{r_1\sin\alpha(t_1\cos\alpha + t_2\cos\beta)}{1-\mu} \qquad (28)$$

이와 같이 두개의 조합된 구형 압력용기에 사용된 공식은 원통형 압력용기에도 동일하게 적용할 수 있다. 이는 원통형 압력용기 내에 내압이 작용하는 경우 축방향보다 원주방향에 더 큰 응력이 작용하게 되고(식(5)와 식(7) 비교), 이에 따라 원주응력만 고려하면 축응력은 고려하지 않아도 되기 때문이다.

원통형의 원주응력과 구형 압력용기의 원주응력을 비교하면, 각각의 단면형상은 동일하고 이에 따라 구형 압력용기에 작용하는 공식은 동일하게 원통형에도 적용되는 것이다.

(2) 본 발명의 압력용기의 최적 조합각도

두 압력용기 간에 조합각도, 두 원형단면의 중심에서 두 원형단면의 접점까지의 각도를 α, β로 결정한다.

식 (18)과 (19)로부터 압력용기 단면이 구 조합형과 동일한 경우 다음과 같은 관계식은

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \qquad (29)$$

이 되고, 식(27)은 다음과 같이 전개된다.

$$A = \frac{t_1 \sin\alpha (r_1 \cos\alpha + r_2 \cos\beta)}{1-\mu}$$
$$= \frac{(r_1 t_1 \sin\alpha\cos\alpha + r_2 t_1 \cos\beta \sin\alpha)}{1-\mu}$$
$$= \frac{r_1 t_1 (\sin\alpha\cos\beta + \cos\alpha \sin\beta)}{1-\mu} \qquad (30)$$
$$= \frac{r_1 t_2}{1-\mu} \sin(\alpha+\beta)$$

그러므로 각($\alpha+\beta$) 에 대한 단면적 A의 최적화를 위한 각도는 $\alpha+\beta=\frac{\pi}{2}$ 이고, 식(29)에 대하여 각 α와 β에 대한 관계는 다음과 같다.

$$\sin\alpha = \sin(\frac{\pi}{2}-\beta) = \cos\beta$$
$$\sin\beta = \sin(\frac{\pi}{2}-\alpha) = \cos\alpha \qquad (31)$$

식 (31)을 만족하는 최적의 각은 $\alpha=\beta$인 경우이므로 결국 $\alpha=\beta=45°$가 된다. 다만, 상기 최적의 조합각도 45°는 실제 제작단계에서 발생하는 제작오차를 고려하면 45°주위의 오차각도(예를 들면 45° ± 2°) 도 포함된 것으로 판단하여야 한다.

또한 두 개의 압력용기에 작용하는 압력하중은 상호 동일하므로 기하학적 형상이 동일할 때 구조적 안정성면에서 가장 안전하다. 그러므로 두 개의 압력용기의 두께, $t_1=t_2$이고, 반경, $r_1 = r_2$일 때 가장 작은 응력이 발생한다. 그래서 여기서는 두 압력용기의 두께는 $t_1=t_2$=t, 반경은 $r_1=r_2=r$ 이라고 가정한다.

이상에서는 보강판의 면적에 의한 수식으로 최적의 조합각도를 찾아내었다.

다음에서는 상기 보강판의 조합각도에 따라 필요한 보강판의 두께와 실제 용접시 필요한 보강판의 두께를 상호 비교하여 최적의 조합각도를 찾아본다.

두개의 조합된 압력용기 내에 형성된 보강판이 필요한 두께 H 는 Harvey, J.F., "Theory and Design of Pressure Vessels", Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1985. 에 따르면

$$H = 2t\cos\theta \quad (\text{단 } t=t_1=t_2,\ \theta=\alpha=\beta \text{ 인 경우}) \qquad (32)$$

이다.

여기서, H: 보강판의 두께, t, t_1, t_2 : 원통 압력용기의 두께, θ,α,β: 몸체의 조합각도를 말한다.

또한, 기하학적 형상에 따른 보강재의 두께 결정은 도 10에 나타나 있는 바와 같이 두개의 원통 압력용기중 하나의 원통 압력용기의 내경과 다른 압력용기의 외경이 만나는 점(I_1)과 하나의 원통 압력용기의 외경과 다른 압력용기의 내경이 만나는 점(I_2)사이의 거리($I_2 \sim I_1$)를 보강재의 두께(t)로 하였다.

이와 같이 기하학적 형상에 의한 보강재의 두께를 판단기준의 하나로 삼는 이유는 두개의 압력용기가 서로 접촉하는 경우 I_1 과 I_2 사이의 거리($I_2 \sim I_1$)보다 작거나 큰 두께를 가진 보강재를 압력용기의 접촉면에 용접하는 경우 상기 보강재는 압력용기와 연속된 곡면을 형성하지 못하고 불연속된 면을 가지게 되기 때문이다.

이러한 불연속면은 응력집중의 주요한 원인이 되므로 이를 제거하는 것은 무엇보다 중요한 문제가 된다. 따라서 불연속면을 제거하기 위하여 기하학적 형상에 의하여 보강재의 두께를 결정하게 된다.

이와 같이 수식에 의한 값과 기하학적 형상에 의하여 도출된 값은 다음 표1에 나타나 있다. 수식과 기하학적 형상에 따른 최적의 조합각도를 찾기 위하여 t_1 과 t_2 의 두께는 동일하게 각각 89mm로 하였다.

표 1. 조합각도에 따른 보강판의 두께 변화

조합각도 (Deg)	보 강 판 의 두 께	
	기하학적 형상	수 식
30	103	154
40	116	136
45	126	126
50	139	115
60	178	89

표 1에서는 기하학적 형상에 의한 값과 수식에 의한 보강판의 두께가 서로 일치함을 알 수 있다. 이를 통해 알 수 있듯이 원형 압력용기 내부에 불연속면이 형성되지 않는 두께인 기하학적 형상과 수식에 의하여 보강판의 두께는 45도에서 최적임을 알 수 있다.

지금까지 두개의 방식에 의하여 조합각도를 찾아낸 결과 보강판의 면적에 관한 수식을 이용하여 최적의 조합각도를 찾아내는 방식과, 보강판의 두께에 관한 수식을 이용하여 조합각도에 따라 변화하는 보강판의 두께와 실제 용접시 필요한 보강판의 두께를 비교하는 방식, 모두 조합각도가 45도일 때 최적의 값을 가진다.

따라서 원통 압력용기를 조합하는 경우 조합각도를 45도로 하여 접착을 하고 조합부에는 보강판을 형성한다.

지금까지 살펴본 실시예1은 두개의 압력용기의 조합형에 관한것이다. 이하 네 개의 압력용기의 조합형인 실시예2에 대하여 설명한다.

네 개의 압력용기의 조합형은 상기 두개의 압력용기 조합형과 동일한 기술적 사상을 가지고 있으며, 두개의 실린더를 더 부가한 형태이다.

도 11은 네 개의 실린더 조합형 압력용기의 사시도이고, 도 12는 도 11의 분해사시도이며, 도 13은 도 11의 C-C'단면을 나타내는 단면도이고, 도 14는 도 11의 D-D'단면을 나타내는 단면도이다.

본 실시예2의 네 개의 실린더 조합형 압력용기는 두개의 실린더 조합형 압력용기를 상하로 결합한 형태로써, 원통형상의 몸체 양단에 결합되는 머리부는 장축과 단축의 비가 2:1인 타원형을 절반으로 자른 형상으로 형성된 경우를 가정하였다.

이 경우 각각의 압력용기 몸체가 상호 45도의 조합각도를 이룰 수 있도록 결합되어 있으며, 구체적으로는

서로 조합된 네 개의 원통형상의 몸체(11)(12)(13)(14)와, 상기 몸체(11),(12),(13),(14)의 끝단에 부착되어 있는 머리부(15),(16),(17),(18)와, 상기 조합된 네개의 몸체(11),(12),(13),(14)가 서로 만나는 상하좌우단의 제1접선부(19),(20),(21),(22)를 서로 연결하면서 네 개의 몸체 내부공간을 서로 구획하는 제1보강판(23)과, 상기 조합된 머리부(15),(16),(17),(18)가 서로 만나는 제2접선부(24),(25),(26),(27)를 둘레로 그 내부를 막아 네 개의 머리부 내부공간을 서로 구획하는 제2보강판(28)으로 구성되며, 상기 압력용기의 몸체(11)(12)(13)(14)는 45도내외의 조합각도로 결합되어 있고, 타원형 머리부(15),(16),(17),(18)는 26도내외의 조합각도로 결합되어 있다.

다만 상기 머리부의 조합각도는 머리부의 형상에 따라 변화될 수 있으며, 머리부가 반구형이라면 조합각도는 원통형상의 몸체와 마찬가지로 45도 내외가 될 것이다.

이때, 상기 제1보강판(23)은 십자형 단면을 이루고 있으며, 제1보강판(23)의 두께는 도 14는 통해 알 수 있듯이 하나의 몸체(11)의 외경과 다른 몸체(12)의 내경이 만나는 점(I_3)과 하나의 몸체의 외경과 다른 몸체의 내경이 만나는 점(I_4)사이의 거리(I_4 ~ I_3)와 동일한 두께(t)를 가진다. 이때, 도 13에 보이는 제2보강판(28)도 제1보강판(23)과 동일한 두께(t)를 가진다.

앞서 설명한바와 같이 실린더에 포함되는 머리부(15),(16),(17),(18)는 다양한 형상이 가능하다. 기본적으로는 타원형을 이루고 있으나, 접시형 혹은 구형을 이룰 수도 있다.

다만, 실제 실시에 있어서는 머리부를 구형으로 하는 것보다 타원형 또는 접시형으로 하는 것이 좋은데, 이는 구형의 경우 머리부가 돌출되어 있으므로 동일한 길이를 갖는 압력용기라면 타원형이나 접시형에 비하여 가스를 수용하는 유효 공간이 줄어들게 되는 단점이 있기 때문이다.

지금까지 두개 및 네 개의 실린더 조합형 압력용기에 관하여 살펴보았다. 특히, 2가지 종류의 조합형 압력용기 가운데 네 개의 실린더 조합형 압력용기는 종래의 압력용기에 비하여 단면적이 상당히 증가하는 결과를 보였다. 이를 도면을 참조하여 수치적으로 살펴보면 다음과 같다.

도 15는 규격화된 컨테이너(30) 내에 단일의 실린더 압력용기가 넣어진 경우의 (a)도와 네 개의 실린더 조합형 압력용기가 넣어져 있는 경우의 (b)도가 도시되어 있다.

통상의 컨테이너(30)는 그 내부가 각각 2.236m인 규격화된 정사각형 단면(h1,h2)을 가지고 있으므로, 단일의 실린더형 압력용기(31)는 1.880m의 지름(D1)을 가지고 있고, 네 개의 실린더형 압력용기(32)의 경우 각각의 실린더는 1.139m의 지름(D2)을 가지게 된다. (다만, 상기 지름은 연강(mild steel)을 기준으로 한 것으로 압력용기의 재질에 따라 두께가 변화하여 내경이 증감될 수 있다.)

이때, 단일의 실린더가 가지는 내부면적은 2.77㎡이고, 네 개의 실린더 조합형의 경우 3.087㎡이므로, 전체적인 단면적은 약 11%가 증가한다. 따라서 네 개의 실린더 조합형이 단일의 실린더에 비하여 더 큰 단면적을 가지고 있으며, 이에 따라 많은 양의 가스를 동일한 크기를 가진 컨테이너 내에 담을 수 있다.

이제까지 살펴본 컨테이너의 크기와 실린더의 개수는 모두 설명을 위한 예시에 불과하며, 실린더가 6개, 8개 등 수개 부착된 경우에도 동일한 기술적 사상을 가진 것이라면 어느 것이나 본 발명의 권리범위에 속하게 된다.

발명의 효과

상기한 구성을 가진 본 발명에 따르면, 컨테이너에 담기는 압력용기의 형상을 최대로 함으로써, 선박으로 한 번에 운반할 수 있는 가스의 양을 최대한으로 할 수 있으며, 이에 따라 운송비가 감소되는 효과가 있다.

또한, 압력용기의 형상은 최대한으로 되면서, 안정성은 그대로 유지되어 상당히 효율적인 압력용기의 제작이 가능하게 되는 효과가 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

서로 조합된 수 개의 원통형상의 몸체와, 상기 수 개의 몸체의 끝단에 부착되어 있는 수 개의 머리부와, 상기 조합된 수 개의 몸체가 만나는 접선부를 서로 연결하면서 몸체 내부공간을 서로 구획하는 제1보강판과, 상기 조합된 수 개의 머리부가 만나는 원형접선부를 둘레로 그 내부를 막아 머리부 내부공간을 서로 구획하는 제2보강판으로 구성되는 압력용기.

청구항 2.

제 1항에 있어서,

상기 압력용기는 네 개의 몸체와 네 개의 머리부로 이루어 진 것을 특징으로 하는 압력용기.

청구항 3.

제 1항에 있어서,

상기 압력용기는 두 개의 몸체와 두 개의 머리부로 이루어져 있는 것을 특징으로 하는 압력용기

청구항 4.

제 1항에 있어서,

상기 수 개의 몸체 중 인접하는 몸체와 몸체는 45도 내외의 조합각도로 결합되어 있는 것을 특징으로 하는 압력용기.

청구항 5.

제 1항에 있어서,

상기 머리부는 타원형으로 이루어 진 것을 특징으로 하는 압력용기

청구항 6.

제 1항 내지 제5항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 제1보강판의 두께는 하나의 몸체의 외경과 다른 몸체의 내경이 만나는 점(I_1)과 하나의 몸체의 외경과 다른 몸체의 내경이 만나는 점(I_2)사이의 거리($I_2 \sim I_1$)와 동일한 것을 특징으로 하는 압력용기

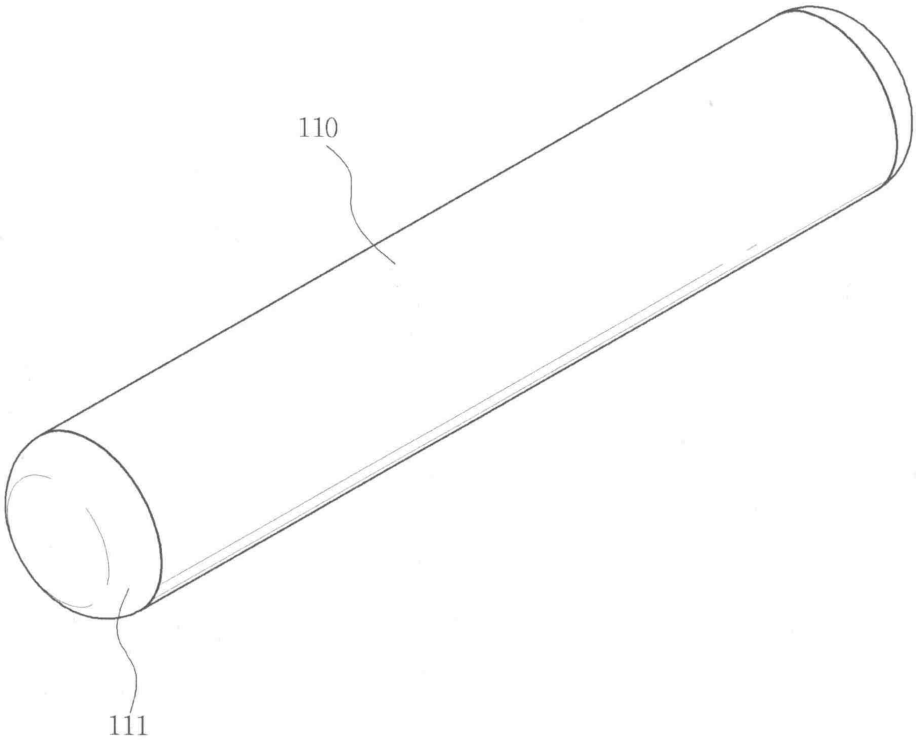
청구항 7.

제 6항에 있어서,

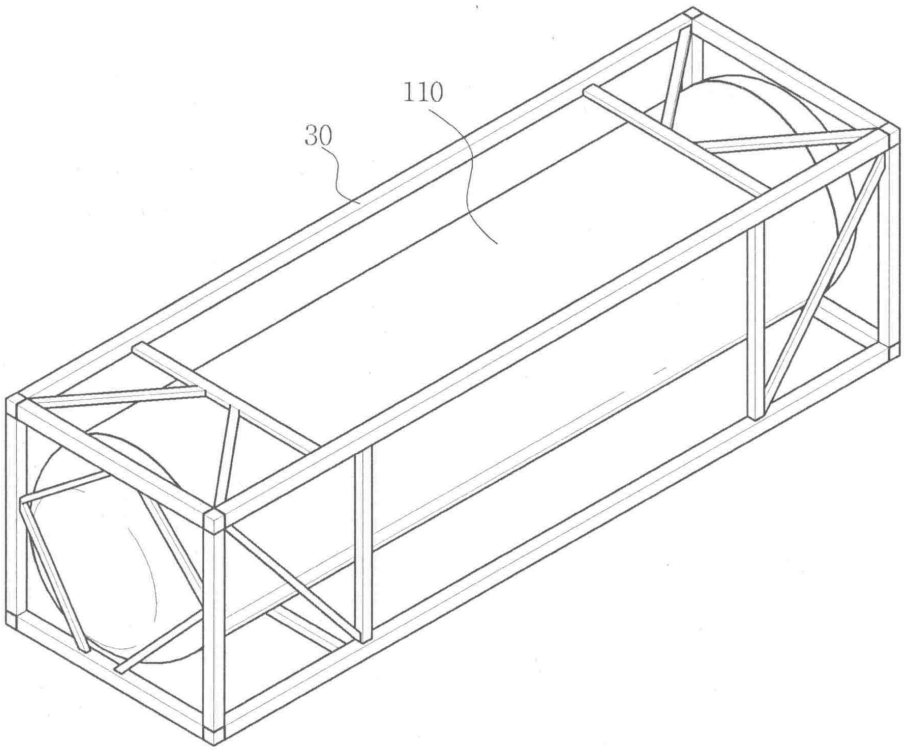
상기 제2보강판은 제1보강판과 동일한 두께를 가지는 것을 특징으로 하는 압력용기

도면

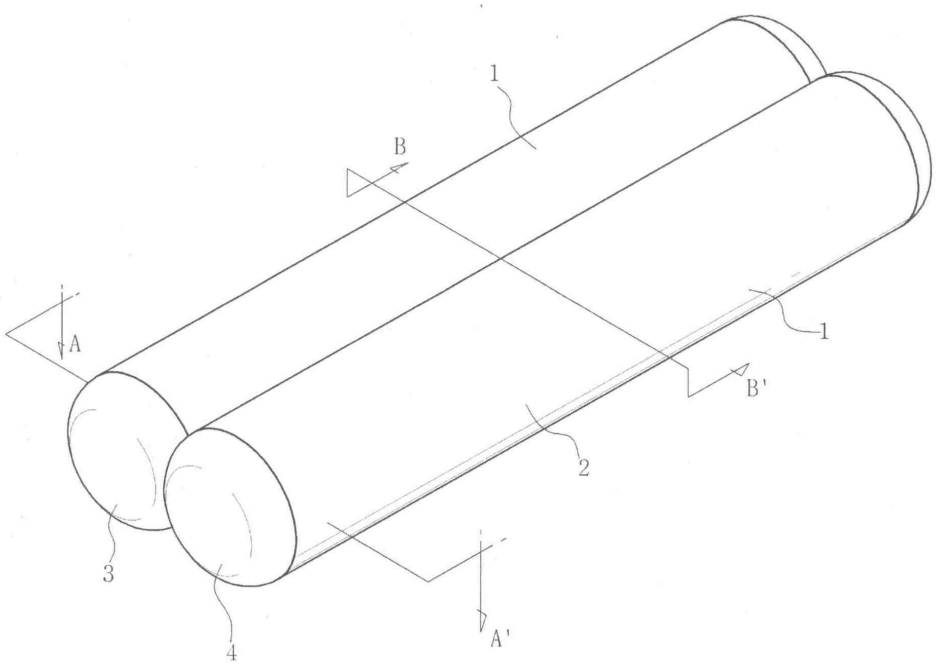
도면1a



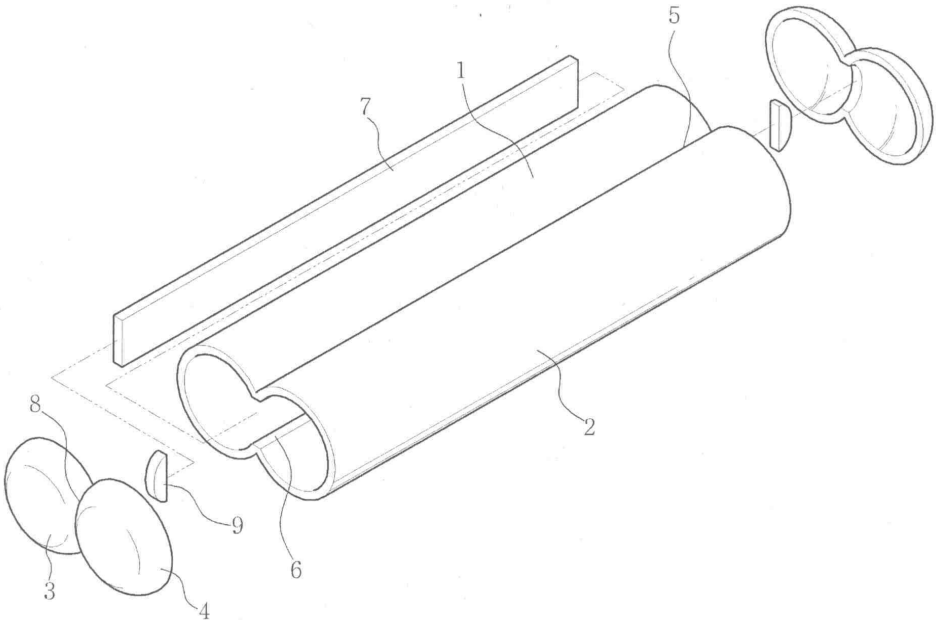
도면1b



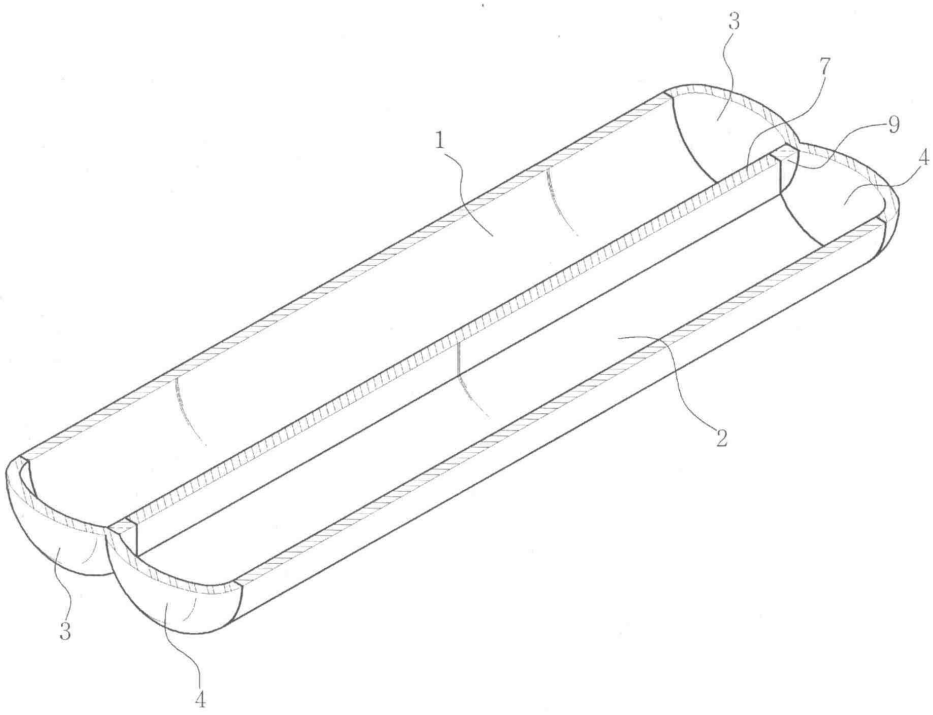
도면2a



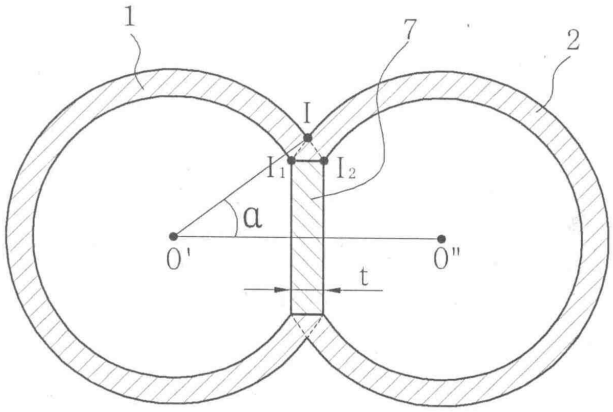
도면2b



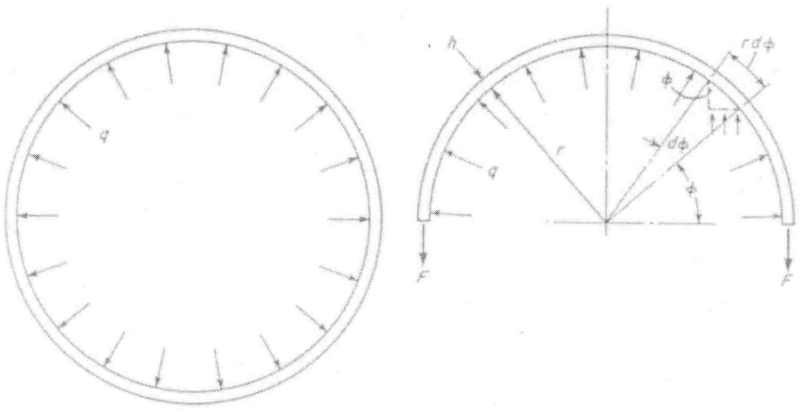
도면3



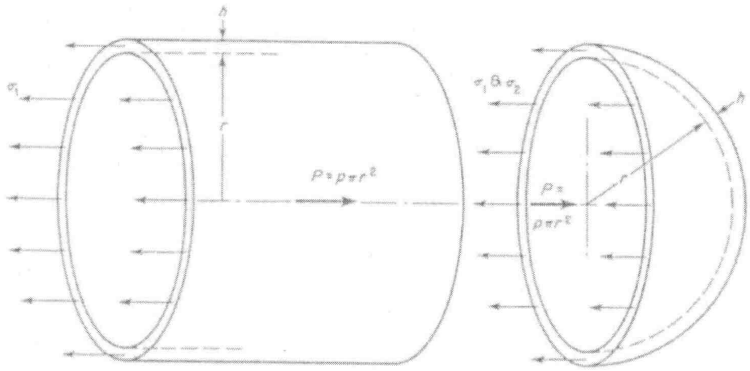
도면4



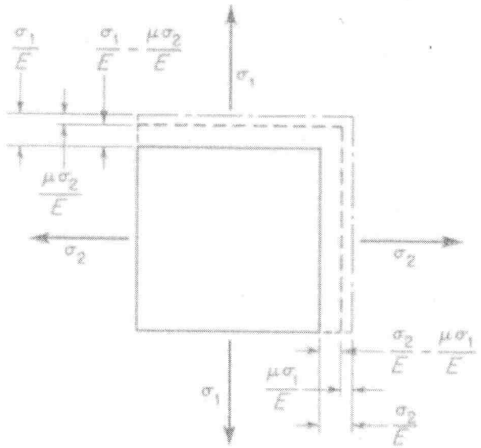
도면5



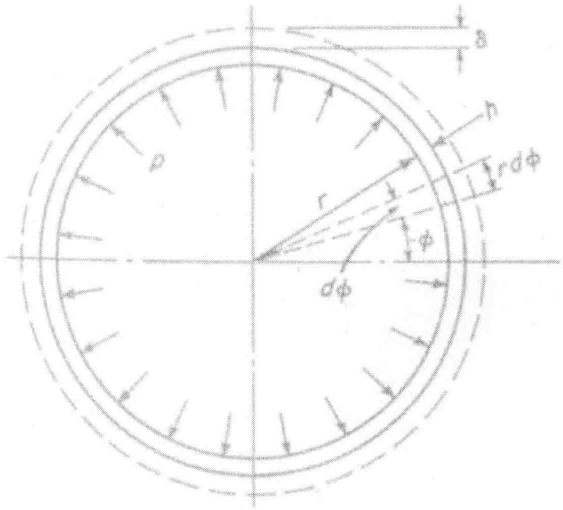
도면6



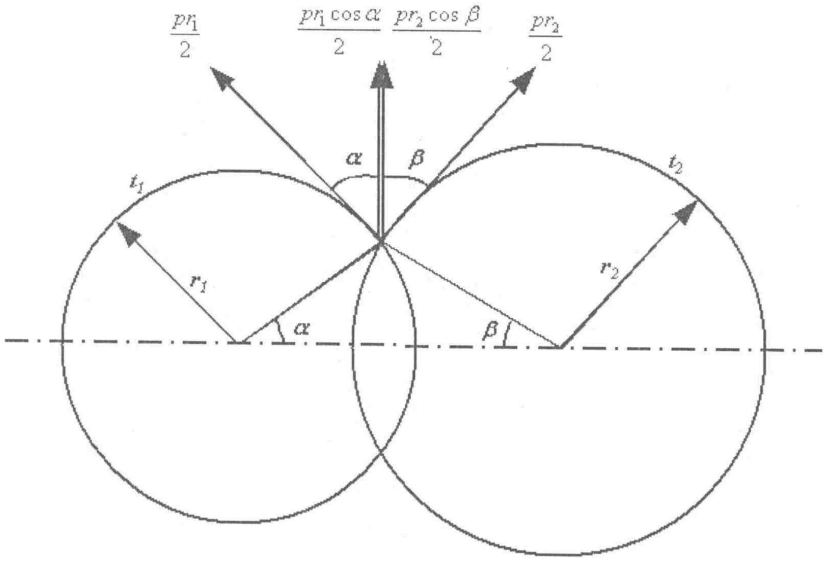
도면7



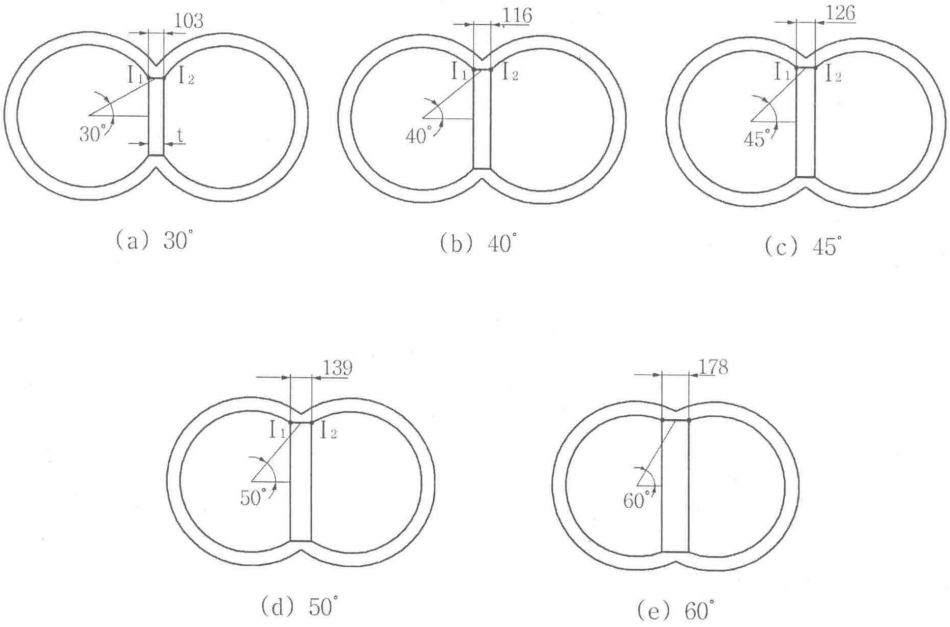
도면8



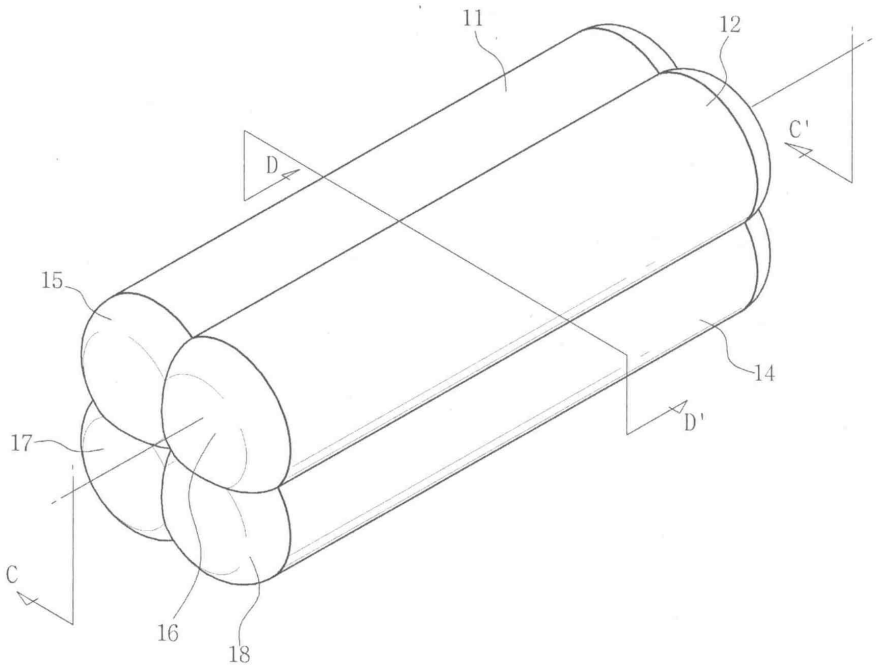
도면9


$\frac{pr_1}{2}$
$\frac{pr_1\cos\alpha}{2}$
$\frac{pr_2\cos\beta}{2}$
$\frac{pr_2}{2}$
α
β
t_1
t_2
r_1
r_2
α
β

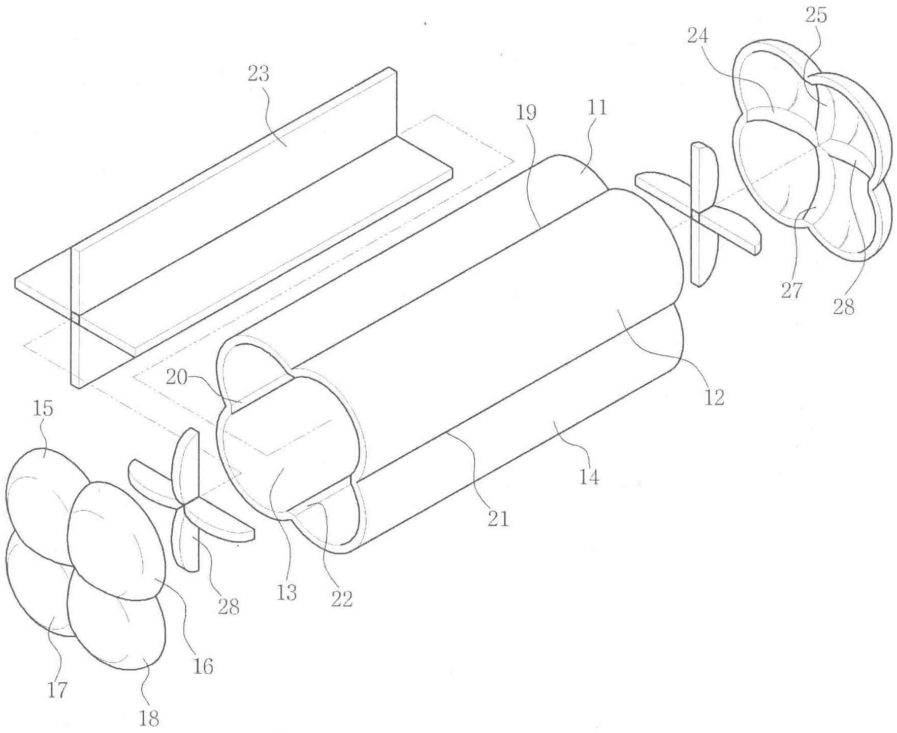
도면10


103
I_1
I_2
30°
t
(a) 30°
116
I_1
I_2
40°
(b) 40°
126
I_1
I_2
45°
(c) 45°
139
I_1
I_2
50°
(d) 50°
178
60°
(e) 60°

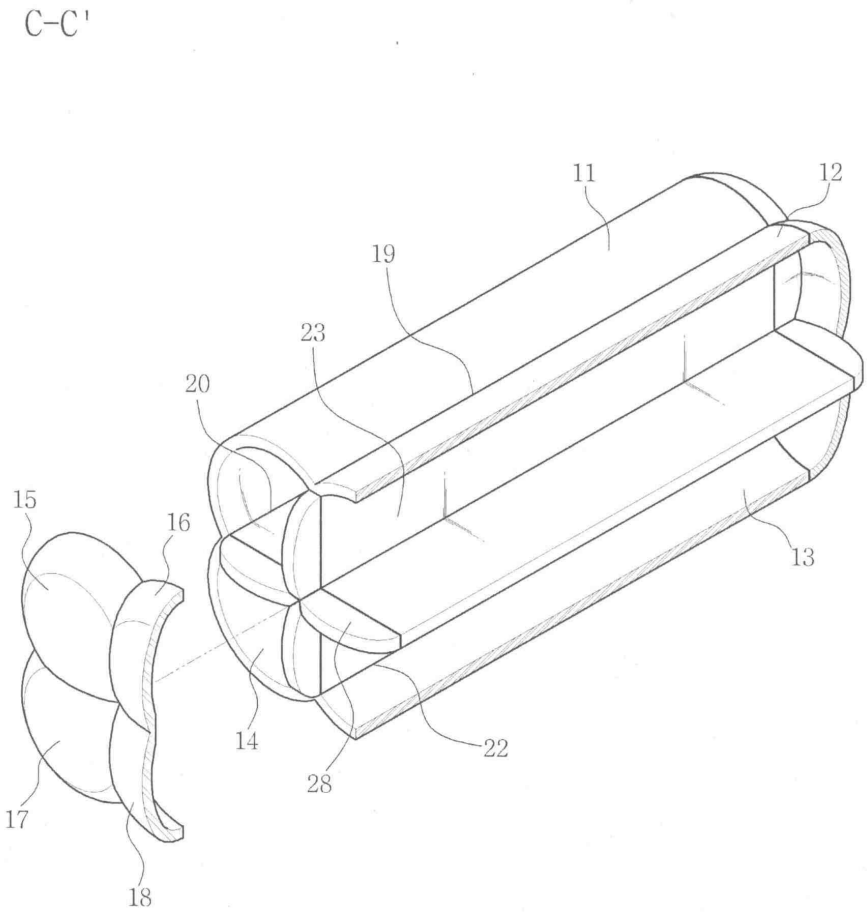
도면11


11
12
C'
D
15
14
D'
17
C
16
18

도면12

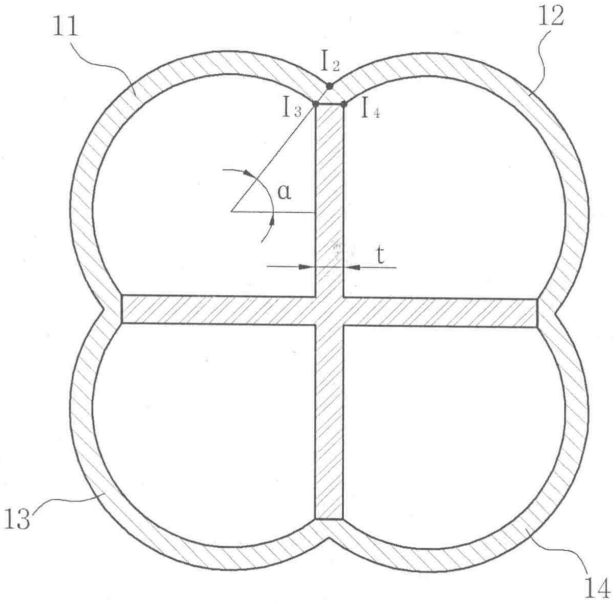

25
24
23
19
11
27
28
20
12
15
14
21
28
13
22
16
17
18

도면13

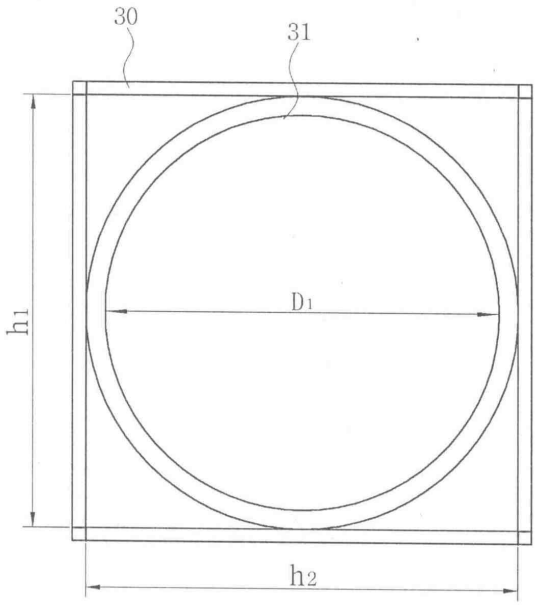


도면14

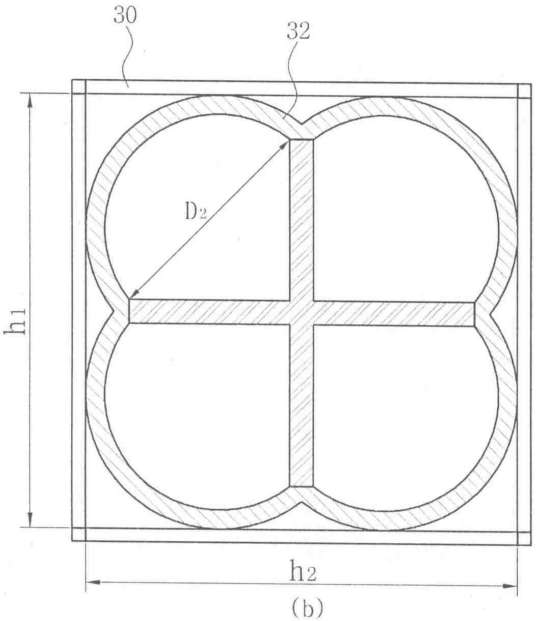
D-D'



도면15



(a)



(b)