

BREAKAGE OF SPIRAL WOUND GASKET
AND
RECOMMENDATIONS
FOR
GASKET DAMAGE

(SPIRAL WOUND 가스켓 파손 원인 및 방지 대책)

By

CHANG MYONG RYU
PROFESSIONAL ENGINEER IN MECHANICAL

PES ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING CONSULTATION
ADVISER/FOUNDER

<http://www.pes21.com>

wine@pes21.com

info@pes21.com

82+ 01-7515-3761

2014년 1월23일

---목 차---

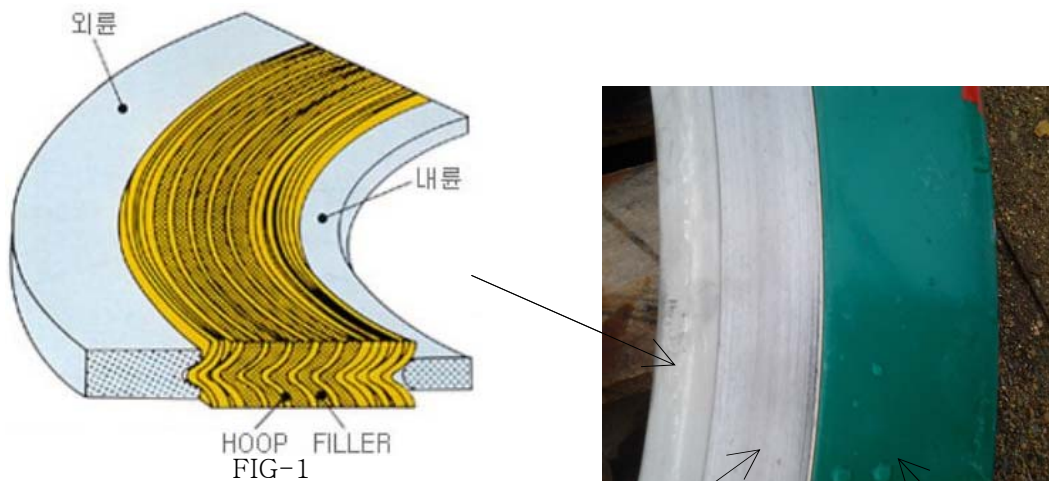
1. 글을 시작하면서
2. SPIRAL WOUND 가스켓의 구조적인 특징
3. SPIRAL WOUND 가스켓의 SEALING 특징
4. SPIRAL WOUND 가스켓의 SEALING 역학 관계
5. SPIRAL WOUND 가스켓의 파손 메카니즘
6. SPIRAL WOUND 가스켓의 파손 원인 및 방지 대책
7. 글을 마치면서

1. 글을 시작하면서

문득 오래전 일이 생각나서 오늘은 좀 흥미 있는 글을 올리려고 한다. 화공 장치기기 중 Reactor라는 것이 있는데 SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER 구조이다. 직경이 3미터가 조금 넘는 대형 열교환기인데 문제는 해외 수출 선적을 이틀을 앞두고 Channel Cover 체결용 플랜지 가스켓이 체결 도중에 터지는 문제가 생겼다. 긴급히 공급 업체에 재 제작을 요청하였는데 운송 과정에 가스켓이 또 터져 버렸다. 기기 출하 하루를 앞두고 이제는 두 개를 동시에 주문하면서 가스켓 손상 원인을 조사하여 공급 업체에 크레임 처리를 할려고 하는데 문제 해결이 쉽지가 않았다. 문제는 가스켓 자재를 조심스럽게 다루어야 하는 조심성도 필요했지만, 이것만으로는 해결이 안 된다고 생각했기 때문이다. 이후, 이러한 문제 해결은 전문 공급업체에서 연구할 과제라고 만 여기고 더 이상 이 문제에 대해서 별도로 생각해 본적이 없었다. 하지만, 이러한 문제는 화공기기 건설 시공 현장에서는 흔히 발생하는 문제로서 기기 또는 배관 시공에서는 이제 피할 수 없는 고질적인 문제가 되고 있다는 것에 오늘은 SPIRE WOUND GASKET에 대하여 손상 원인과 구조적인 방지 대책을 검토해 보기로 한다.

2. SPIRAL WOUND 가스켓의 구조적인 특징

스파이럴 메탈 가스켓의 규격은 DIN, ASME B16.2, JIS, API 관련 규격에서 크기를 규정하고 있으며, 사용 두께는 3mm~4.5mm를 많이 채택하며, 구성은 Inner Ring(내륜), Hoop, 그리고 Center Ring으로도 불리는 Outer Ring(외륜)으로 구성되며, Hoop 사이에는 Filler라고 불리는 매우 얇은 흑연(Graphite) 박막을 Hoop 사이에 끼워서 채운다. 이는 고온, 저온, 고압 조건을 요구하는 화공장치기기 등에서 일반적으로 사용되는 Sealing용 가스켓이다. 여기에서 가스켓의 특징을 언급하는 이유는 현재 Spiral Wound Gasket의 구조에 무엇이 문제이고, 어떻게 개선하는 것이 건설 시공 현장에서 가스켓의 손상을 줄일 수 있는지 그 방법을 찾아 보기 위해서이다. 아래 그림은 가스켓 내부 구조를 나타내는 단면으로 자세히 보면 Hoop와의 사이에 Filler라는 흑연을 채우는 구조를 갖는다.



앞에서 언급한 바와 같이 언뜻 보기에도 Spiral Wound Gasket의 구조는 각각 외륜, 내륜, 그리고 Hoop에 따라서 가스켓을 구성하는 재질이 다르고 형태도 다르다는 것을 알 수 있다. 현재 문제가 되고 있는 부분은 내륜과 외륜 사이를 구성하는 Hoop가 쉽게 외부로 터져 나와서 가스켓의 본래의 형태를 구성하지 못하는 것이 문제이고, 여기서 해결 하고자 하는 과제이기도

하다.

3. SPIRAL WOUND 가스켓의 SEALING 특징

Spiral Wound 가스켓의 Sealing 기능은 플랜지 사이에서 Hoop 외부를 강하게 압착시켜 Hoop의 완전 소성 변형 상태에서 압착되며, 이때 플랜지의 가스켓 Seating 면과의 잔류 응력에 의해 플랜지 내부의 유체를 나선형의 Hoop를 통과하지 못하게 하도록 하여 시일 기능을 갖도록 되어 있다. 따라서, 한 번 사용된 가스켓은 재 사용을 못하는 이유도 여기에 있다. 특히, Hoop 사이에 들어가는 Filler 소재는 비금속성 흑연을 사용함으로써 Hoop가 소성 변형을 하는 동안 압축성이 거의 없는 흑연은 Hoop의 잔류 응력을 일정하게 유지 할 수 있도록 하는 기능을 하고 있다. 또한, Filler의 소재로 사용되는 흑연은 플랜지 접촉면에 스케일을 발생시켜 플랜지측의 가스켓 접촉면에 대한 내부식성을 향상 시키는 역할도 하여 현재까지는 Filler 소재로 많이 사용되고 있는 이유이기도 하다.

4. SPIRAL WOUND 가스켓의 SEALING 역학 관계

지금까지 Spire Wound 가스켓의 구조와 손상 메카니즘에 관하여 고찰 하였으며, 이제는 가스켓의 Sealing에 대한 플랜지와 역학적인 부분을 살펴 보기로 한다. 가스켓의 주요 실링 역할은 플랜지와 체결시 나타나는 압축 잔류 응력에 대한 값과 플랜지 내부 유체 압력과의 관계를 나타낸다. 즉, 플랜지 구조 설계에서 반영되는 "m" Factor와 "y" Factor에서 "m" Factor는 Gasket Factor라고 불리며, "y" Factor는 Gasket Seating Stress라고 하는데 "m" Factor라는 것은 플랜지 체결시 체결 압력과 체결 이후 잔류하는 압력과의 비를 말하며, Gasket 고유의 물리적인 성질이다. 그리고, "y" Factor라는 것은 플랜지 체결 이후 잔류하는 압력과 내부 유체의 압력과의 비를 말한다.

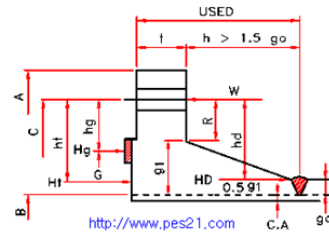
ASME STRENGTH CALCULATION				GASKET CALCULATION			
WELDING NECK FLANGE TYPE-1 CALCULATION (DIV.1, APPENDIX 2)				GASKET CALCULATION			
INPUT DESIGN DATA 계산실행 V2.0							
* DESCRIPTION	PES21	* ITEM NO.	E-1002	** Gasket O.D, God	890.3 mm	** Gasket factor, m	3.0
* DESIGN PRESSURE	0.153 Kg/mm ²	* GASKET THICKNESS	3 mm	** Gasket width	15.0 mm	** Gasket seating stress, y	7.031 Kg/mm ²
* DESIGN TEMPERATURE	0 °F	* SELECT GASKET	SW-SS	** Gasket Rib area, Ra	12,090 mm ²	** Gasket effective seating width, b	6.4 mm
* FLANGE MATERIAL	A266-CL4	* SELECT BOLT SIZE	M24	** Gasket Dim., G, God - 2b	877.5 mm	** Gasket Min. width, Nmin	5.4 mm
* BOLT MATERIAL	A193-B7	* BOLT Q'TY	38	** H, π*G ² *P/4	92,525 Kg	** HP, (2b*π*G + Ra)*m*P	21,808 Kg
* CORROSION ALLOWANCE	3 mm	* ASSUMED FLANGE THK, t	75 mm	** Wm1, HP*H	114,333 Kg	** Wm2, (b*π*G + Ra/2)*y	167,018 Kg
* SHELL INSIDE DIA. (UNCORRODED), B	800 mm	* USED FLANGE THICKNESS	128.0 mm	** Am = Max(Wm1/Sb, Wm2/Sa)	9,502 Kg	** Wg = (Am + Ab) *Sa/2	187,938 Kg
* USED SHELL THK (UNCORRODED), go	12 mm			** Gasket Width check	O.K		
* GASKET WIDTH	15 mm			BOLT CALCULATION			
RESULT OF CALCULATION				** Bolt Min. space	58.7 mm	** Bolt Max. available Q'ty	40
ALLOWABLE STRESS				** Bolt actual space	76.9 mm	** Bolt root area / EA	312.7 mm ²
** Flange allowable stress, At design, Fb	11.0 Kg/mm ²	** Bolt Allow. stress, At design, Sb	17.6 Kg/mm ²	** Bolt Dim., Rh	36.5 mm	** Bolt Dim., E	28.6 mm
** Flange allowable stress, At ATM, Fa	11.0 Kg/mm ²	** Bolt Allow. stress, At ATM, Sa	17.6 Kg/mm ²	** Min. Bolt size	M20 mm	** Bolt Hole size	27 mm
				** Bolt hole total area, Ab	11,883 mm ²	** Required Bolt Q'ty	30

상기 자료는 플랜지 계산시 가스켓 Factor "m"과 "y" Factor를 계산한 결과를 나타내고 있다. "m" Factor는 가스켓 소재의 고유의 물성치이며, 이때 가스켓 Sealing Stress 값인 "y" Factor는 7.031 kg/mm²이며, 플랜지의 허용 응력값은 11.0 kg/mm²를 적용하였다. 여기서, 가스켓 Sealing Stress는 플랜지의 허용 응력값 대비 약 65% 수준에 달한다. 다음은, 실제 플랜지의 볼트 체결시 플랜지면과 가스켓 접촉면의 압축 응력을 계산해 보기

로 한다.

FLANGE CALCULATION			
** Flange outside diameter, A	987.5 mm	** Flange Dim., h	50.0 mm
** Flange Bore Diameter, B	806.0 mm	** Flange Dim., g1	25.7 mm
** Flange bolt circle diameter, C	930.3 mm	** Flange Dim., g0	9.0 mm
OPERATING CONDITION			
** Flange Loads, HD = $x \cdot B^2 \cdot P / 4$	78,064 Kg	** Flange Loads, HG = $Wm1 - H$	21,808 Kg
** Flange Loads, HT = H - HD	14,461 Kg		
** Lever Arms, hd = $R + 0.5g1$	49.3 mm	** Lever Arms, hg = $0.5(C - G)$	26.4 mm
** Lever Arms, ht = $(R + g1 + hg) / 2$	44.3 mm		
** Moments, MD = HD * hd	3,851,159 Kg-mm	** Moments, MT = HT * ht	640,562 Kg-mm
** Moments, MG = HG * hg	576,256 Kg-mm	** Mo = MD + MG + MT	5,067,977 Kg-mm
BOLTING-UP CONDITION			
** Hg = Wg	187,938 Kg	** hg = $0.5(C - G)$	26.4 mm
** Mg = Hg * hg	4,966,176 Kg-mm	** Mmax = Mo or (Mg * fb / fa)	5,067,977 Kg-mm
** Bmax = $2db \cdot B / (m + 0.5)$	168.5 mm	** BS = $x \cdot C / n$	76.9 mm
** CF = $(BS / Bmax) \cdot 0.5$	0.68	** M = Mmax * CF	3,424,244 Kg-mm

STRESS CALCULATION			
** Allowable stress, $1.5 \cdot Fb$	16,5573 Kg/mm ²	** Flange stress, SH	7,6506 Kg/mm ² O.K
** Allowable stress, Fb	11,0382 Kg/mm ²	** Flange stress, SR	0,8295 Kg/mm ² O.K
** Allowable stress, Fb	11,0382 Kg/mm ²	** Flange stress, ST	7,3072 Kg/mm ² O.K
** Allowable stress, Fb	11,0382 Kg/mm ²	** Flange stress, $0.5 \cdot (SH + ST)$	7,4789 Kg/mm ² O.K
FLANGE DEFLECTION CHECK, APPENDIX 8, 8-2(d), KL = 0.3			
** Operating condition	0.514 mm	** Allowable deflection	1.000 mm O.K
** Seating condition	0.347 mm	** Allowable deflection	1.000 mm O.K



상기 계산 결과에 따라 플랜지면에 부과되는 최대 응력은 7.6506kg/mm²으로서, 가스켓 Sealing 값보다는 조금 높게 나타내고 있다. 여기서 한 가지 지적하고자 하는 것은 가스켓에 부과되는 Sealing Stress이다. Sealing Stress 값인 7.031 kg/mm²은 703.1kg/cm²으로서 일반적으로 사용되는 Hoop 소재인 Stainless Steel의 최대 인장 응력값인 5,334 kg/cm²에 비하면 약 13% 수준이다. 즉, 상기 플랜지 계산 기준은 허용 응력 설계법에 따라 플랜지와 볼트 그리고 가스켓을 계산한 결과이나, 만일, 플랜지 체결시 볼트에 의한 최대 인장 응력까지 적용할 경우 이때의 응력을 계산해 보기로 하자.

볼트 사이즈 : M24 (4.52cm²)

수량 : 38 개

총 볼트 단면적 : 172cm²

볼트 최대 인장 응력(F10T 적용 기준) : 10ton/cm²

즉, 볼트의 소성 체결시 플랜지에 부과되는 총 하중은 1,720 ton이 되며, 플랜지면의 총 단면적은 B,G 기준으로 20.7cm²으로서 플랜지면의 전체 압축 하중에 대한 단위 면적당 부과되는 압축 응력은 1,720 ton/20.7cm²=82.9ton/cm²(=82,900kg/cm²)이 부과 된다.

여기서, 중요한 것을 하나 발견 할 수 있다. 즉, 플랜지의 볼트 체결시 소성 응력 체결법을 적용할 경우인데, 볼트 체결상의 문제로 인하여 최대 인장 응력까지 가정했을 경우, 이때 플랜지면에 부과되는 최대 압축 하중(82,900kg/cm²)은 플랜지면 또는 가스켓면의 최대 인장 응력값인 5,334 kg/cm²와 대비 한다면, 무려 15배에 달하는 압축 응력을 가할 수 있다는 것을 보여 주고 있다. 이는 플랜지면 또는 가스켓면을 충분히 소성 변형까지 가할 수 있는 힘이 있음을 나타내는 것이며, 실제로 건설 시공 현장에서 Metal Gasket이 플랜지 체결 이후, 플랜지 체결 상태에서 Metal Gasket이 압축되는 이유가 된다.

따라서, Spiral Wound 가스켓의 Sealing 기능은 외륜과 내륜 사이의 Hoop에서 발생되며, 이러한 플랜지 체결상에서 발생하는 볼트 체결력에 의한 과도한 볼트 추력은 외륜과 내륜에서 힘을 받아 Hoop측에는 최대한 Seating Stress 즉, Gasket에 압축 잔류 응력을 만들어 주게 된다.

5. SPIRAL WOUND 가스켓의 파손 메카니즘

일반적으로 가스켓의 Hoop의 소재는 Stainless Steel의 얇은 박판(약 0.2mm)을 사용하며,

V형, W형태를 많이 선택한다. 문제는 Hoop 사이의 흑연과 Hoop와는 물리적인 특성이 완전히 다른 별개의 재질로 구성하고 있으며, 가스켓을 장착하기 이전에 Hoop와 흑연과의 접착력이 매우 약해 쉽게 파손 된다는 것이다. 또한, Hoop가 가지고 있는 외부 저항력은 상대적으로 내륜과 외륜보다 매우 약하다. 즉, 가스켓을 취급시 내륜 또는 외륜에 대한 변형력에 비하여 탄성 변형을 전혀 하지 못하는 비금속성 흑연으로 접착된 Hoop는 자신의 위치에 대한 저항력을 이기지 못해 결국 외부로 터져 나오는 현상이 발생하는 것이다. 이러한 문제는 Hoop와 흑연과의 접착력에 있으며, 흑연이 가지고 있는 물리적 특성이 Hoop와 다르기 때문에 발생하는 문제라고 볼 수 있다. 따라서, Gasket을 취급시 외부 물체와의 접촉 또는 보관시 변형에 의해 가스켓이 쉽게 파손이 될 수 밖에 없는 것이다.



FIG-3

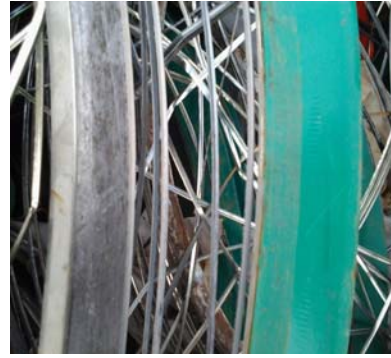


FIG-4

6. SPIRAL WOUND 가스켓의 파손 원인 및 방지 대책

지금까지 Spire Wound 가스켓의 구조와 파손 메카니즘에 관하여 고찰을 하였으며, 이제는 여기에 대한 원인과 방지 대책으로 어떠한 방법이 있는지 연구해 보기로 한다. 우선, 가스켓 Hoop를 외부에 물리적인 방법으로 보강하여 가스켓 취급시 손상을 방지 할 수 있는 방안도 있을 수 있으나, 이러한 물리적인 방법보다는 서두에서 언급한 바와 같이 가스켓의 구조적인 문제점을 찾아 해결하는데 그 목적이 있다. 아래 그림은 상기 가스켓 구조 단면을 크게 확대해 나타낸 그림으로서, 여기서 문제점을 하나씩 찾아보면 다음과 같다.

1) 가스켓 Hoop간의 접착력과 Hoop간의 조립 형태

가스켓 Hoop간에 연결되는 매체는 흑연만으로 되어 있으며, Hoop간에는 동일한 금속성으로 구성되는 아무런 연결 매체가 없다는 것이 문제이다.

특히, 가스켓 조립 형태를 보면, Hoop와 외륜과의 조립은 Hoop측의 “V” 자 골부분이 외륜에 끼워 맞추어지고, Hoop와 내륜과는 내륜의 “V” 자 골부분이 Hoop측에 끼워 맞추어지는 조립 형태를 갖는다. 그러나, 실제 Hoop간의 조립 공간에는 Filler가 채워져 Hoop간은 금속간 조립은 없는 상태로서 가스켓 외부 변형력에 대한 저항력이 매우 떨어지는 상태이다.



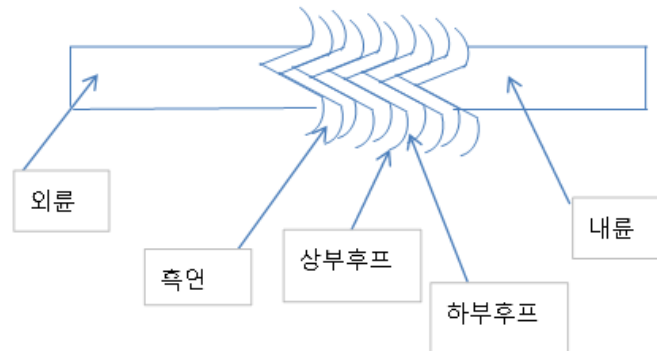
2) Hoop의 형상과 내륜 및 외륜간의 조립 형태

"V" 형상의 Hoop는 내륜 및 외륜간의 금속간 접촉이 없이 "V" 형상의 골에 끼워 맞춤 형식으로 이것 또한 가스켓의 외력에 대한 변형에서 Hoop 자체의 결합력이 매우 취약하여 외부 물체와의 충격력에 저항 할 수 있는 내력 변형력이 현저히 떨어지는 원인이 되고 있다.

3) 가스켓 구경에 대한 두께 변경으로 가스켓 자체 변형력을 최소화

현재 가스켓 구경에 따른 두께 선정은 3mm~4.5mm를 일반적으로 채택하고 있으나, O.D 26"(650mm) 이상의 대한 가스켓 또한 4.5mm를 사용하고 있으며, 특히, 대구경 O.D 1500mm 이상에 대해서도 4.5mm를 채택하는데, 대구경 일수록 가스켓 변형이 많아 내부 Hoop의 저항력이 떨어져 결국, 가스켓 파손은 구경이 클수록 심하다고 볼 수 있다. 따라서, 가스켓 두께는 가스켓 구경의 크기를 고려하여 적절한 두께를 선정하는 것이 바람직 하다고 볼 수 있다.

이상으로, 열거한 바와 같이 현재 Spiral Wound 가스켓에 대한 구조적인 문제점에 대한 개선안으로 아래 그림과 같이 Hoop 간의 조립 형태를 상부 Hoop와 하부 Hoop로 나누어 각각의 Hoop간 또는, Hoop와 내륜 및 외륜간의 접촉은 금속간 접촉이 되도록하여 가스켓 자체의 외력에 대한 변형력을 크게 한다면 가스켓의 Hoop가 쉽게 파손되는 것을 방지할 수 있을 것으로 기대한다.



7. 글을 마치면서

지금까지 가스켓 문제점에 대해서 나름대로 문제점을 도출하였고, 역학적인 계산을 통하여 가스켓과 플랜지 체결에 대한 특성도 살펴 보는 과정을 거쳤지만, 구체적인 실험을 통하여 입증하기에는 어려움이 있었다. 나머지는 가스켓 전문 공급 업체에서 실험을 통하여 입증해 주기를 바랄 뿐이다. 필자 또한 지금까지 화공장치기기 설계/제조 분야에만 25년을 수행해 왔지만 Spiral Wound 가스켓에 대하여서는 특별한 관심은 없었던 것이 사실이다. 하지만, 필자가 건설 시공 현장에서 직접 경험하면서 그 동안 무관심 해왔던 것에 다시 한 번 관심을 갖게 되었고, 이 분야에 종사하는 여러 엔지니어들에게도 관심을 당부 드리면서 글을 마무리 하고자 한다.

* 원문은 자료실에 있음

http://www.pes21.com/home_56/room_solution/dataroom.ASP

2014년 1월23일

건설기계기술사 류창명/피이에스엔지니어링 대표

<http://www.pes21.com>