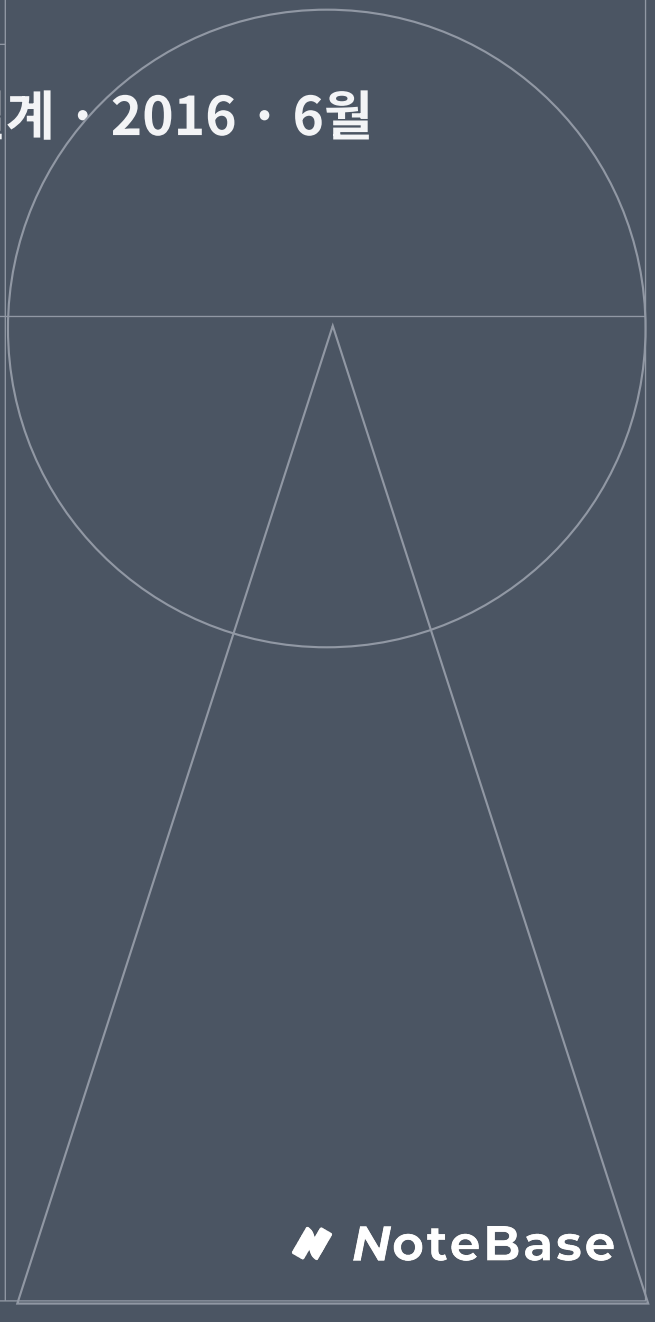
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2016 · 6월



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2016 · 6월

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2016 · 6월

문 1. 취성재료가 상온에서 정하중을 받는 경우, 허용응력을 결정하기 위한 기준강도는?

① 항복강도

② 극한강도

③ 피로한도

④ 크리프한도

정답 2번

간단한 해설

취성재료는 뚜렷한 항복이나 큰 소성변형 없이 파괴되므로, 상온에서 정하중을 받을 때는 **극한강도**를 기준으로 허용응력을 정한다.

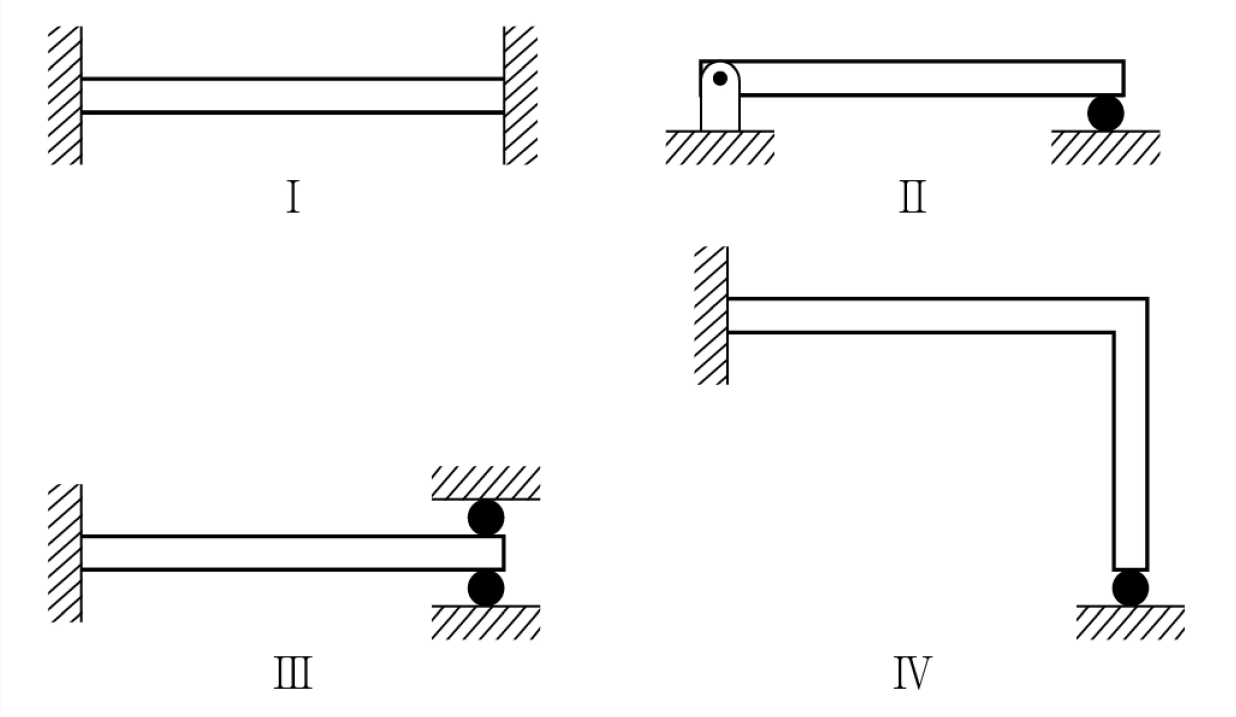
공통 해설

취성재료는 파단 전 소성변형이 작고 뚜렷한 항복점이 나타나지 않는 경우가 많다. 따라서 상온에서 정하중을 받는 취성재료는 항복에 따른 영구변형보다 **파괴에 도달하는 한계**를 기준으로 설계하며, 이때 사용하는 기준강도가 극한강도이다.

허용응력은 사용 중 응력이 넘지 않도록 정한 설계상의 한계값으로, 극한강도를 그대로 사용하지 않고 안전율로 나누어 정한다. 극한강도를 σ_u, 안전율을 n이라 하면 $\sigma_{\text{allow}} = \frac{\sigma_u}{n}$이다. 즉, 주어진 조건에서는 극한강도에 안전 여유를 두어 허용응력을 결정한다.

NoteBase

문 2. 다음 금속 구조물 중 온도변화로 인해 내부응력이 생성되는 구조물을 모두 고르면?



① I

② III

③ I, IV

④ II, III, IV

정답 3번

간단한 해설

롤러가 있어도 **열변형 방향의 이동을 막으면** 내부응력이 생긴다. IV에서는 수직 부재가 열팽창하며 하단이 아래로 내려가려 하지만, 수평면 위의 롤러가 그 이동을 막는다.

NoteBase

보기별 해설

구조물 전체의 균일한 온도변화와 마찰 없는 롤러를 가정하는 통상적인 구조역학 모형으로 판단한다. 온도변화에 따른 팽창·수축을 자유롭게 할 수 있으면 열응력이 생기지 않지만, 지지조건이 그 변형을 막으면 반력과 내부응력이 생긴다.

I: 내부응력이 발생한다. 수평 부재의 양 끝이 벽에 고정되어 **길이 방향의 팽창·수축이 구속**된다. 온도가 올라가면 늘어나려는 변형이 막혀 압축응력이, 내려가면 줄어들려는 변형이 막혀 인장응력이 생긴다.

II: 내부응력이 발생하지 않는다. 왼쪽은 핀 지지이고 오른쪽은 수평면 위의 롤러 지지이다. 오른쪽 롤러가 **수평 이동을 허용**하므로 부재는 왼쪽 지점을 기준으로 길이 방향으로 자유롭게 팽창·수축할 수 있다.

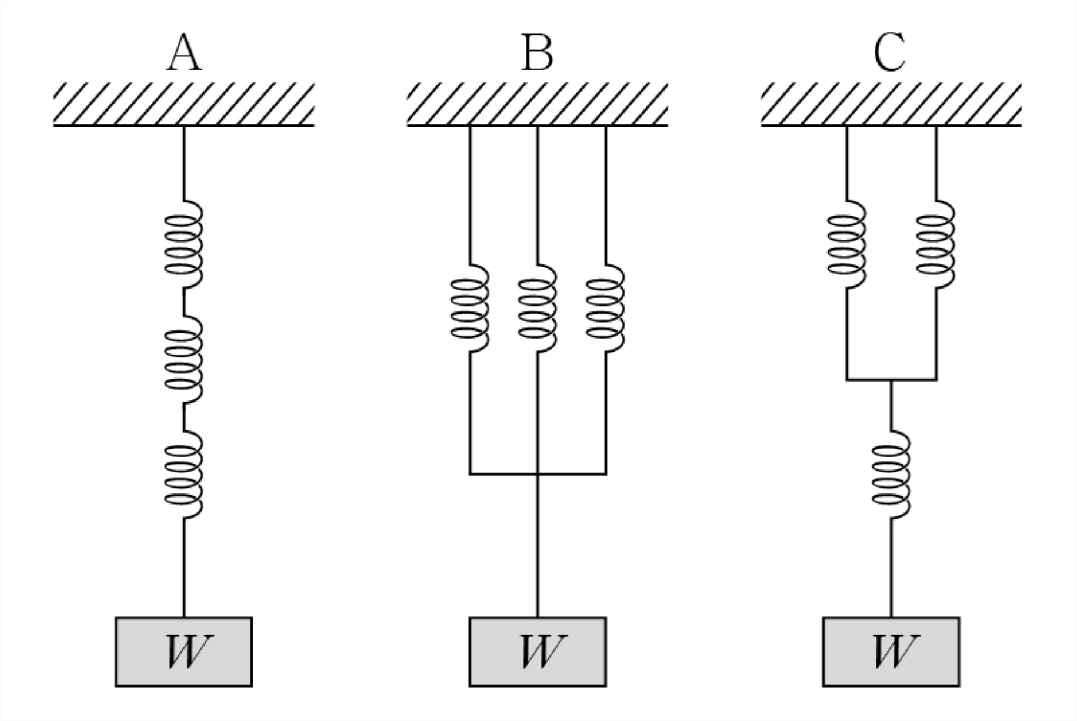
III: 내부응력이 발생하지 않는다. 왼쪽은 고정되어 있지만, 오른쪽의 위아래 롤러는 상하 이동을 막을 뿐 **수평 이동은 허용**한다. 따라서 수평 부재의 길이 변화는 구속되지 않는다. 지지가 추가되어 있다는 사실만으로 열응력이 생기는 것은 아니다.

IV: 내부응력이 발생한다. 왼쪽 고정단에서 오른쪽으로 뻗은 뒤 아래로 꺾이는 구조이다. 온도가 올라가면 수평 부재는 오른쪽으로, 수직 부재는 아래쪽으로 늘어나려 한다. 하단 롤러는 수평 이동은 허용하지만 **수직 이동은 구속**하므로 수직 부재의 자유로운 팽창을 막는다. 이 구속에 따른 반력으로 부재에 축력과 굽힘모멘트가 생겨 내부응력이 발생한다.

내부응력이 발생하는 구조물은 I과 IV이므로 ③의 조합에 해당한다.

NoteBase

문 3. 다음 그림과 같이 A, B, C에 대해 같은 하중 W가 가해졌다면, 각 스프링의 변형된 길이의 비로 옳은 것은? (단, 각 스프링의 강성은 동일하고, 스프링의 무게는 무시한다.)



① A: 9, B: 1, C: 3

② A: 12, B: 2, C: 9

③ A: 18, B: 2, C: 9

④ A: 24, B: 4, C: 9

정답 3번

간단한 해설

직렬 연결은 **각 스프링의 늘어난 길이를 더하고**, 병렬 연결은 **하중을 나누어 지지**한다. C는 위쪽 병렬 부분과 아래쪽 단일 스프링의 변형량을 더해야 하므로, 전체 변형량의 비는 A:B:C = 18:2:9이다.

NoteBase

계산 과정

각 스프링의 강성을 k, 하중 W에 의한 전체 늘어난 길이를 각각 δ_A, δ_B, δ_C라 하자. 스프링에 작용하는 힘 F와 늘어난 길이 x는 훅의 법칙 $F = kx$를 따르므로 $x = \frac{F}{k}$이다. 구하는 것은 하중에 의한 변형량의 비이다.

A: 스프링 3개가 직렬로 연결되어 있다. 스프링의 무게를 무시하므로 각 스프링에는 같은 힘 W가 작용하고, 각각 $\frac{W}{k}$만큼 늘어난다. 전체 변형량은 **세 스프링의 변형량의 합**이므로 $\delta_A = 3 \cdot \frac{W}{k} = \frac{3W}{k}$이다.

B: 동일한 스프링 3개가 병렬로 연결되어 같은 변형량을 갖는다. 전체 하중 W를 똑같이 나누어 지지하므로 각 스프링에 작용하는 힘은 $\frac{W}{3}$이다. 병렬에서는 **각 스프링의 변형량이 전체 변형량과 같으므로** $\delta_B = \frac{W/3}{k} = \frac{W}{3k}$이다.

C: 위쪽 스프링 2개는 병렬이고, 이 병렬 부분과 아래쪽 스프링 1개는 직렬이다. 아래쪽 스프링에는 W가 작용하여 $\frac{W}{k}$만큼 늘어난다. 위쪽 두 스프링은 W를 절반씩 지지하므로 병렬 부분의 변형량은 $\frac{W}{2k}$이다. **위쪽 병렬 부분과 아래쪽 스프링의 변형량을 더하면** $\delta_C = \frac{W}{2k} + \frac{W}{k} = \frac{3W}{2k}$이다.

변형량의 비: 세 변형량을 공통 길이 $\frac{W}{6k}$로 나누면 A는 18, B는 2, C는 9가 된다. 따라서 A:B:C = 18:2:9로, ③의 비와 일치한다. 같은 단위의 길이끼리 비교하므로 이 비에는 단위가 없다.

NoteBase

문 4. 관성차의 각속도가 최소 w_1에서 최대 w_2로 변동한다면, 1사이클 동안에 각속도 변동계수(coefficient of speed fluctuation)는?

① $\frac{2(w_2 - w_1)}{w_1 + w_2}$
② $\frac{w_2 - w_1}{2(w_1 + w_2)}$
③ $\frac{w_2 - w_1}{w_1}$
④ $\frac{w_2 - w_1}{w_2}$

정답 1번

간단한 해설

각속도 변동계수는 **최대·최소 각속도의 차이를 평균각속도로 나눈 비**이다. 평균각속도를 $\frac{w_1 + w_2}{2}$로 두면 변동계수는 $\frac{2(w_2 - w_1)}{w_1 + w_2}$가 된다.

계산 과정

각속도 변동폭: 최소각속도는 w_1, 최대각속도는 w_2이므로 한 사이클 동안의 변동폭은 $\Delta w = w_2 - w_1$이다. 이는 평균으로부터 한쪽으로 벗어난 양이 아니라 **최댓값과 최솟값 사이의 전체 차이**이다.

평균각속도: 이 문제에서는 최소·최대 각속도의 산술평균을 기준 각속도로 사용한다. 따라서 $w_m = \frac{w_1 + w_2}{2}$이다. 최소각속도나 최대각속도 하나만을 분모로 사용하지 않는다.

변동계수: 각속도 변동계수 C_s는 변동폭이 평균각속도에 비해 얼마나 큰지를 나타내므로 $C_s = \frac{\Delta w}{w_m}$이다. 위 두 식을 대입하면 $C_s = \frac{w_2 - w_1}{\frac{w_1 + w_2}{2}}$이고, 분모의 1/2을 정리하면 $C_s = \frac{2(w_2 - w_1)}{w_1 + w_2}$가 된다. 각속도끼리 나눈 비이므로 **단위가 없는 무차원량**이며, 이 식은 ①과 일치한다.

NoteBase

문 5. 스팬이 1500mm이고, 스프링 폭이 80mm, 판 두께가 10mm, 판의 수가 5개인 양단 지지형 겹판 스프링의 중앙에 80kg의 하중이 작용할 때 스프링의 중앙에 발생하는 굽힘응력은?

① 3.5kg/mm^2

② 4kg/mm^2

③ 4.5kg/mm^2

④ 5kg/mm^2

정답 3번

간단한 해설

중앙 집중하중을 받는 양단 지지형 겹판 스프링의 굽힘응력은 $\sigma = \frac{3WL}{2nbt^2}$이다. 여기서 L은 **양 지지점 사이의 전체 스팬**이며, 주어진 값을 대입하면 중앙의 굽힘응력은 **4.5 kgf/mm^2**이다.

계산 과정

조건 정리: 전체 스팬 L = 1500 mm, 각 판의 폭 b = 80 mm, 두께 t = 10 mm, 판의 수 n = 5이다. 중앙 하중 W = 80 kgf이며, 문제와 선지의 kg은 힘의 단위인 kgf를 뜻한다.

중앙 굽힘모멘트: 하중이 중앙에 작용하므로 양쪽 지지점의 반력은 각각 40 kgf이다. 따라서 중앙의 굽힘모멘트는 $M = \frac{WL}{4} = \frac{80 \cdot 1500}{4}$로, 30000 kgf·mm이다. 중앙은 반력에 의한 굽힘모멘트가 **최대가 되는 위치**이다.

겹판의 단면계수: 직사각형 판 한 장의 단면계수는 $\frac{bt^2}{6}$이다. 겹판 스프링에서는 각 판이 굽힘을 분담하므로 중앙에서 전체 판에 대한 단면계수는 $Z = \frac{nbt^2}{6}$으로 계산한다. 판 5장을 두께 50 mm인 **하나의 일체형 판으로 취급하지 않는다**.

굽힘응력 계산: $\sigma = \frac{M}{Z}$에 중앙 굽힘모멘트와 겹판의 단면계수를 넣으면 $\sigma = \frac{3WL}{2nbt^2}$이다. 따라서 $\sigma = \frac{3 \cdot 80 \cdot 1500}{2 \cdot 5 \cdot 80 \cdot 10^2} = 4.5$이며, 단위는 kgf/mm^{2}이다.

중앙의 굽힘응력은 4.5 kgf/mm^{2}이므로 ③의 4.5 kg/mm^{2}에 해당한다.

NoteBase

문 6. 다음 중 브레이크에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 단식 블록 브레이크는 축에 굽힘 모멘트를 발생시킨다.

② 냉각이 원활하지 못한 경우에는 브레이크 용량을 크게 해야 한다.

③ 밴드 브레이크는 레버 조작력이 동일해도 드럼 회전방향에 따라 제동력에 차이가 있다.

④ 밴드 브레이크의 종류로는 단동식, 합동식, 차동식이 있다.

정답 2번

간단한 해설

냉각이 원활하지 않으면 마찰열이 축적되므로 **열적으로 허용되는 브레이크 용량을 작게 잡아야 한다**. 여기서 용량은 브레이크의 외형 크기가 아니라, 과열 없이 감당할 수 있는 제동 능력을 뜻한다.

선지별 해설

① O: 단식 블록 브레이크는 하나의 블록을 드럼의 한쪽에서 눌러 마찰력을 얻는다. 이때 누르는 힘이 반대편 블록의 힘과 상쇄되지 않아 축에 **횡하중**이 작용하므로, 축에는 제동에 따른 비틀림 모멘트와 함께 굽힘 모멘트도 발생한다.

② X: 브레이크는 운동에너지를 마찰열로 바꾸므로, 허용 온도를 넘지 않도록 발생한 열을 방출해야 한다. 같은 브레이크에서 냉각이 나빠지면 단위시간에 방출할 수 있는 열량이 줄어들어, 계속해서 감당할 수 있는 제동 능력도 낮아진다. 따라서 '브레이크 용량을 크게 해야 한다'는 **'열적으로 허용되는 브레이크 용량을 작게 잡아야 한다'**로 고친다. 이는 장치 자체를 더 작은 것으로 교체하라는 뜻이 아니라, 냉각 조건에 맞추어 허용 제동 부하를 낮춘다는 뜻이다.

③ O: 밴드 브레이크는 드럼을 감싼 밴드의 팽팽한 쪽과 느슨한 쪽의 장력 차이로 제동 토크를 얻는다. 회전방향을 바꾸면 **팽팽한 쪽과 느슨한 쪽이 서로 바뀐다**. 단동식·차동식 등에서는 레버에 연결된 양 끝의 장력이 레버 평형에 미치는 영향이 달라지므로, 같은 조작력에서도 제동력이 달라진다. 다만 양쪽을 대칭으로 연결한 합동식은 양방향의 제동력을 같게 만들 수 있다.

④ O: 밴드 브레이크는 **밴드 양 끝과 레버 지점의 연결 방식**에 따라 단동식, 합동식, 차동식으로 나눈다. 단동식은 한쪽 끝을 레버 지점에 고정하고 다른 쪽 끝을 레버에 연결한다. 합동식은 두 장력이 레버 지점에 대해 만드는 모멘트가 더해지도록, 차동식은 서로 반대 방향으로 작용하여 차감되도록 연결한다.

NoteBase

문 7. 표준 스퍼기어에서 압력각이 β일 때 언더컷 방지를 위한 피니언의 잇수(Z)는?

① $Z \geq \frac{2}{\cos\beta}$
② $Z \geq \frac{2}{\cos^2\beta}$
③ $Z \geq \frac{2}{\tan^2\beta}$
④ $Z \geq \frac{2}{\sin^2\beta}$

정답 4번

간단한 해설

표준 스퍼기어의 언더컷 방지 조건은 $Z \geq \frac{2}{\sin^2\beta}$이며, 분모는 **압력각의 사인 제곱**이다. 잇수가 이 한계보다 작으면 가공 중 이뿌리 부분이 깎여 이가 약해진다.

공통 해설

언더컷은 기어를 가공할 때 공구가 이뿌리 쪽의 필요한 치형까지 깎아 내어 이뿌리가 가늘어지는 현상이다. 이 문항은 **전위하지 않은 표준 전깊이 인벌류트 스퍼기어**를 래크형 공구로 창성하는 경우의 언더컷 한계를 묻는다.

모듈을 m, 피치원 반지름을 r, 잇수를 Z, 압력각을 β라 하면 $r = \frac{mZ}{2}$이다. 공구가 필요한 치형을 깎아 내지 않으려면 표준 이끝높이 m이 기하학적 한계 높이 $r\sin^2\beta$를 넘지 않아야 한다. 따라서 $m \leq r\sin^2\beta$에 피치원 반지름을 대입하면 $m \leq \frac{mZ}{2}\sin^2\beta$이고, 이를 정리한 $Z \geq \frac{2}{\sin^2\beta}$가 피니언의 잇수 조건이다. 같은 압력각에서는 **잇수가 이 한계 이상**이어야 언더컷을 방지할 수 있다.

NoteBase

문 9. 축지름이 150mm, 볼트의 피치원 지름이 450mm, 볼트 수가 6개인 플랜지커플링이 볼트의 전단저항만으로 동력을 전달한다고 할 때, 필요한 볼트의 지름은? (단, 축의 재료와 볼트의 재료는 동일하다.)

① 15mm

② 20mm

③ 25mm

④ 30mm

정답 3번

간단한 해설

축과 볼트가 같은 재료이므로 **허용전단응력을 같게 두고**, 축의 전달 토크와 볼트 6개의 전단저항에 의한 토크를 같게 놓는다. 볼트에 작용하는 힘의 모멘트팔은 피치원 반지름인 225 mm이며, 이를 적용하면 필요한 볼트 지름은 25 mm이다.

계산 과정

조건 설정: 축지름을 $d = 150\text{mm}$, 볼트 피치원 지름을 $D = 450\text{mm}$, 볼트 수를 $n = 6$, 구할 볼트 지름을 d_b라 한다. 축은 중실 원형축으로 보고 볼트 6개가 하중을 균등하게 분담한다고 본다. 같은 재료라는 조건에 따라 축과 볼트의 허용전단응력을 동일한 τ로 둔다.

축이 전달할 수 있는 토크: 원형축은 비틀림을 받을 때 바깥 표면에서 전단응력이 최대가 된다. 이 최대응력이 허용전단응력 τ에 도달할 때의 토크는 $T = \frac{\pi}{16}\tau d^3$이다.

볼트가 전달할 수 있는 토크: 볼트의 전단저항만으로 동력을 전달하므로, 볼트 한 개의 전단면적 $A_b = \frac{\pi d_b^2}{4}$에 허용전단응력을 곱하여 전단력 $F = \tau A_b$를 구한다. 각 볼트는 축 중심에서 **피치원 반지름** $\frac{D}{2} = 225\text{mm}$만큼 떨어져 있으므로, 6개 볼트가 전달하는 토크는 $T = n \cdot \frac{\pi d_b^2}{4} \cdot \tau \cdot \frac{D}{2}$이다.

축과 볼트의 강도 대응: 볼트가 축의 전달 토크를 감당해야 하므로, 필요한 최소 지름은 두 토크를 같게 놓아 구한다. $\frac{\pi}{16}\tau d^3 = \frac{n\pi\tau d_b^2 D}{8}$에서 **공통인 허용전단응력이 소거**되어 $d_b^2 = \frac{d^3}{2nD}$가 된다.

수치 대입: 모든 길이를 mm로 통일하여 $d_b^2 = \frac{150^3}{2 \cdot 6 \cdot 450} = 625\text{mm}^2$를 얻는다. 이는 필요한 볼트 지름의 제곱이므로 양의 제곱근을 취하면 $d_b = \sqrt{625} = 25\text{mm}$이다. 따라서 필요한 볼트 지름은 25 mm로, ③과 일치한다.

NoteBase

문 10. 2축 인장응력 $\sigma_x = 2\text{kg/mm}^2$, $\sigma_y = 4\text{kg/mm}^2$을 받고 있는 평판에서 유효응력(Von Mises응력)의 크기는?

① $3\ \text{kg/mm}^2$
② $2\sqrt{5}\ \text{kg/mm}^2$
③ $2\sqrt{3}\ \text{kg/mm}^2$
④ $1\ \text{kg/mm}^2$

정답 3번

간단한 해설

전단응력이 없는 2축 인장 상태에서는 **두 응력 제곱의 합에서 두 응력의 곱을 뺀 값**에 제곱근을 취한다.
유효응력은 $\sqrt{2^2 - 2\cdot 4 + 4^2} = 2\sqrt{3}\,\text{kg/mm}^2$이다.

계산 과정

조건 확인: 주어진 응력은 $\sigma_x = 2\text{kg/mm}^2$, $\sigma_y = 4\text{kg/mm}^2$이며, 모두 인장이므로 양수로 넣는다. 평판에 두 방향의 인장응력만 작용하는 상태이므로 **두께 방향 응력과 전단응력은 0**으로 둔다.

공식 적용: Von Mises 유효응력은 다축 응력 상태의 항복 효과를 단축 인장응력으로 환산한 값이다. 전단응력이 없는 평면응력 상태에서는 $\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2}$를 사용한다. 두 인장응력을 단순히 더하는 것이 아니라 **두 응력의 상호작용을 나타내는 곱을 빼야** 한다.

수치 대입: 응력의 단위를 kg/mm^2로 통일해 넣으면 제곱근 안의 수치는 $2^2 - 2\cdot 4 + 4^2 = 4 - 8 + 16 = 12$이다. 이는 유효응력의 제곱에 해당하며, 제곱근을 취하면 원래의 응력 단위로 돌아온다.

결과: $\sigma_{vM} = \sqrt{12} = 2\sqrt{3}\,\text{kg/mm}^2$이므로 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 11. 단일 볼 베어링 (축방향 하중이 가해지지 않음)에 대해 반경 방향 하중이 75N의 하중을 받고, 100rpm으로 회전할 때의 수명이 150,000분이다. 만약 500rpm으로 회전할 때, 수명이 240,000분이 되기 위한 허용하중 값은 얼마인가?

① 12.5N

② 25N

③ 37.5N

④ 50N

정답 3번

간단한 해설

볼 베어링은 수명 동안의 총회전수가 하중의 세제곱에 반비례한다. 필요한 총회전수가 8배가 되므로 허용하중은 **기존의 절반인 37.5 N**이다.

계산 과정

1. 수명식 적용: 같은 볼 베어링에서 기본 동정격하중을 C, 등가동하중을 P, 수명 동안의 총회전수를 N이라 하면 $N = 10^6\left(\frac{C}{P}\right)^3$이다. 볼 베어링의 **수명 지수는 3**이며, 이 문제는 축방향 하중이 없으므로 P에 반경 방향 하중을 사용한다. 같은 베어링의 C는 두 조건에서 일정하다.

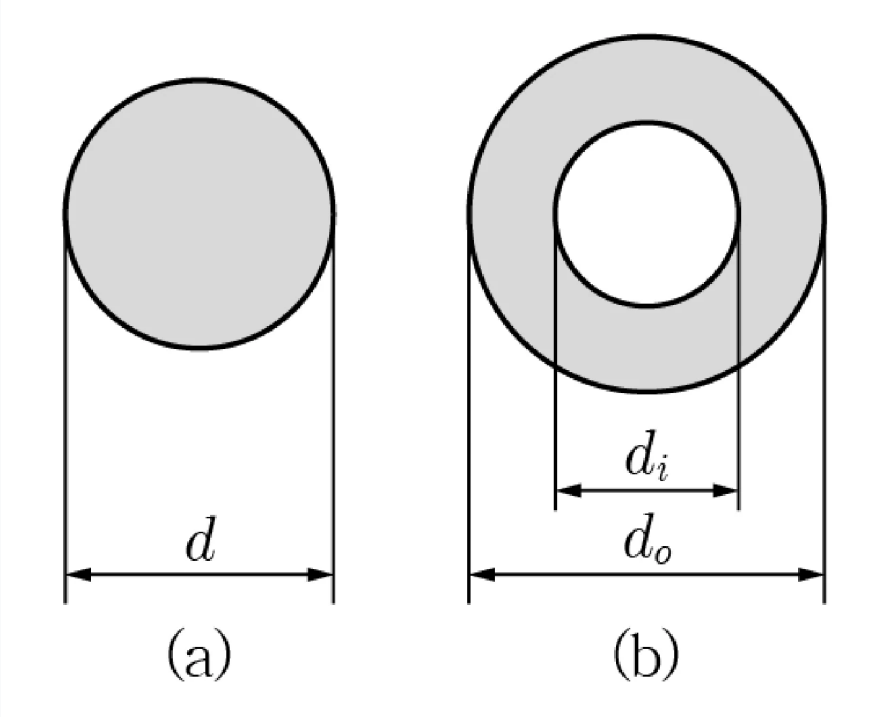
2. 총회전수 계산: 회전속도 n의 단위가 rpm이고 수명 t의 단위가 분이므로 $N = nt$이다. 처음 조건의 총회전수는 $100 \times 150{,}000 = 15{,}000{,}000$회이고, 변경 조건에서 필요한 총회전수는 $500 \times 240{,}000 = 120{,}000{,}000$회이다. 따라서 $\frac{N_2}{N_1} = \frac{120,000,000}{15,000,000} = 8$이다. 시간 수명만이 아니라 **회전속도와 시간의 곱**으로 비교해야 한다.

3. 허용하중 계산: 처음 하중을 $P_1 = 75$ N, 변경 후 허용하중을 P_2라 하면 $\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^3$이다. 총회전수가 8배이므로 $\frac{P_1}{P_2} = \sqrt[3]{8} = 2$가 된다. 따라서 $P_2 = \frac{75}{2} = 37.5$ N이다.

허용하중 37.5 N은 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 12. 그림과 같은 단면의 축이 전달할 수 있는 최대 비틀림 모멘트 T_a와 T_b가 동일할 때 d = 15mm이면 d_o에 가장 가까운 값은 얼마인가? (단, $d_i = d_o/2$이고 두 축은 같은 재료이다.)



① 16mm

② 20mm

③ 24mm

④ 26mm

정답 1번

간단한 해설

같은 재료의 두 축이 같은 비틀림 모멘트를 전달하려면 **극단면계수가 같아야 한다**. 안지름이 바깥지름의 절반이라는 조건을 적용하면 $d_o = 15\sqrt[3]{\frac{16}{15}} \approx 15.33$mm가 된다.

NoteBase

계산 과정

원형 축의 탄성 비틀림에서 최대전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{Tc}{J}$이다. 여기서 T는 비틀림 모멘트, c는 바깥반지름, J는 극관성모멘트이다. 허용전단응력을 τ라 하면 전달 가능한 최대 비틀림 모멘트는 $T = \tau\frac{J}{c}$이다. 따라서 **같은 허용전단응력에서 비틀림 강도를 결정하는 값**은 극단면계수 J/c이다.

(a) 중실 축: 그림의 d는 지름이며, $J_a = \frac{\pi d^4}{32}$, $c_a = \frac{d}{2}$이다. 따라서 $T_a = \frac{\pi\tau d^3}{16}$이다.

(b) 중공 축: 바깥지름은 d_o, 안지름은 d_i이다. 중심의 빈 부분을 제외하므로 $J_b = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32}$이고, 최대전단응력은 바깥면에서 생기므로 $c_b = \frac{d_o}{2}$이다. 이에 따라 $T_b = \frac{\pi\tau d_o^3}{16}\left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right]$이다. $d_i = d_o/2$를 대입하면 대괄호 안의 값은 $1 - \left(\frac{1}{2}\right)^4 = \frac{15}{16}$이다.

두 축의 강도 조건: 같은 재료이므로 같은 허용전단응력 τ를 적용한다. $T_a = T_b$에서 공통 인자를 약분하면 $d^3 = \frac{15}{16}d_o^3$이다. 이때 **극관성모멘트 자체가 아니라 극단면계수**를 같게 두었으므로 지름의 세제곱 관계가 나온다.

바깥지름 계산: $d_o = d\sqrt[3]{\frac{16}{15}}$에 d = 15 mm를 대입하면 $d_o \approx 15.33$mm이다. 선택지 중 이 값에 가장 가까운 것은 ①의 16 mm이다.

NoteBase

문 13. 축의 위험속도를 추정하는 던커레이(Dunkerly) 식과 레이레이(Rayleigh) 식에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 던커레이식은 고차의 고유진동수가 1차 고유진동수보다 상당히 크다는 사실에 착안한 식이다.

② 1차 고유진동수보다 낮은 진동수로 회전하는 기계에서는 던커레이식을 많이 쓴다.

③ 레이레이식은 운동에너지의 최댓값과 위치에너지의 최댓값이 같다는 사실을 이용한다.

④ 레이레이식으로 계산한 축의 1차 고유진동수는 정확한 계산값보다 작다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '정확한 계산값보다 작다'는 설명은 반대이다. 레이레이식은 적절한 경계조건을 만족하는 진동형상을 가정할 때 1차 고유진동수의 **상한값**을 주므로, 계산값은 정확한 값보다 크거나 같다.

선지별 해설

① O: 던커레이식은 고차 고유진동수가 1차 고유진동수보다 충분히 크면, 각 고유진동수 제곱의 역수 중 **1차 성분이 지배적**이라는 점을 이용한다. 고차 성분의 작은 기여를 생략하여 1차 고유진동수를 근사한다.

② O: 축의 회전속도가 굽힘 고유진동수에 대응하는 속도에 가까워지면 공진으로 진동이 커질 수 있으며, 이때의 회전속도를 위험속도라고 한다. 던커레이식은 1차 고유진동수를 실제보다 낮게 추정하는 **하한값**을 제공한다. 따라서 1차 위험속도 아래에서 운전하는 기계에서 운전속도와 위험속도 사이의 여유를 안전측으로 검토하는 데 유용하다.

③ O: 감쇠를 무시한 보존계의 자유진동에서는 역학적 에너지가 보존된다. 최대 변위에서는 탄성 위치에너지가 최대이고 운동에너지는 0이며, 평형 위치를 지날 때는 운동에너지가 최대가 된다. 레이레이식은 이처럼 **서로 다른 순간에 나타나는 두 에너지의 최댓값이 같다**는 관계로 고유진동수를 구한다.

④ X: 레이레이식으로 구한 1차 고유진동수는 정확한 값보다 작은 것이 아니라 **크거나 같다**. 변위·기울기 등 필요한 기하학적 경계조건을 만족하는 진동형상을 가정하면, 그 형상에 따른 에너지 비로 진동수를 추정한다. 실제 1차 진동형상이 이 에너지 비를 최소로 하므로 다른 허용 형상을 사용한 추정값은 그보다 작아지지 않는다. 가정한 형상이 실제 1차 진동형상과 일치하면 정확한 값과 같아진다.

NoteBase

문 14. 원통마찰차에서 축간거리가 300mm, 원동축이 1200rpm, 종동축이 600rpm으로 내접하여 회전할 때, 500N의 힘으로 밀어서 접촉시킨다면, 최대 전달동력[W]은 얼마인가? (단, 마찰계수는 0.2이다.)

① 600π

② 1200π

③ 1800π

④ 2400π

정답 2번

간단한 해설

내접 마찰차는 **두 반지름의 차가 축간거리**이며, 미끄럼이 없을 때 회전수와 반지름은 반비례한다. 이에 따라 접촉점의 속도는 12π m/s이고 최대 접선력은 $0.2 \times 500 = 100$ N이므로, 최대 전달동력은 1200π W이다.

계산 과정

1. 반지름 구하기: 원동차와 종동차의 반지름을 각각 r_1, r_2라 한다. 미끄럼 없이 회전하면 접촉점의 원주속도가 같으므로 $r_1 n_1 = r_2 n_2$이다. 따라서 $\frac{r_2}{r_1} = \frac{1200}{600} = 2$이다. 종동차가 더 크고 두 마찰차가 **내접하므로 반지름의 차**가 축간거리 300 mm = 0.3 m이다. $r_2 - r_1 = 0.3$에 $r_2 = 2r_1$을 대입하면 $r_1 = 0.3$ m, $r_2 = 0.6$ m이다.

2. 최대 접선력 구하기: 500 N은 두 마찰차를 누르는 수직항력 N이다. 동력을 전달하는 접선력은 마찰력이며, 미끄러지기 직전의 최대값은 $F_{\max} = \mu N$이다. 따라서 최대 접선력은 $0.2 \times 500 = 100$ N이다. **누르는 힘과 동력을 전달하는 접선력**을 구별해야 한다.

3. 접촉점 속도 구하기: 원동차는 1회전할 때 둘레 $2\pi r_1$만큼 움직인다. 회전수의 단위를 rpm에서 초당 회전수로 바꾸기 위해 60으로 나누므로 $v = \frac{2\pi r_1 n_1}{60}$이다. 값을 대입하면 $v = \frac{2\pi \cdot 0.3 \cdot 1200}{60} = 12\pi$ m/s이다.

4. 최대 전달동력 구하기: 동력은 **운동 방향의 힘과 속도의 곱**이므로 $P_{\max} = F_{\max} v$이다. 따라서 $P_{\max} = 100 \cdot 12\pi = 1200\pi$ W이며, 이는 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. 구름 베어링의 기본 정 정격하중(basic static load rating)에 대한 설명으로 가장 옳지 않은 것은?

① 베어링이 정하중을 받거나 저속으로 회전하는 경우에 정정격하중을 기준으로 베어링을 선정한다.

② 가장 큰 하중이 작용하는 접촉부에서 전동체의 변형량과 궤도륜의 영구 변형량의 합이 전동체 지름의 0.001이 되는 정지하중을 말한다.

③ 전동체 및 궤도륜의 변형을 일으키는 접촉응력은 헤르츠(Hertz)의 이론으로 계산한다.

④ 반경방향 하중을 받을 때는 주로 레이디얼 베어링을, 축방향 하중을 받을 때는 주로 스러스트 베어링을 선택한다.

정답 2번

간단한 해설

②의 '전동체 지름의 0.001'은 **0.0001배**로 고쳐야 한다. 기본 정 정격하중은 최대 하중을 받는 접촉부에서 전동체와 궤도륜의 **영구 변형량의 합**이 이 기준에 이르는 정지하중이다.

선지별 해설

① O: 베어링이 정지해 있거나 매우 저속으로 회전할 때는 접촉부에 남는 **영구 변형**이 원활한 작동을 해칠 수 있으므로 정 정격하중을 기준으로 선정한다. 반복 접촉에 따른 피로 수명을 평가하는 동 정격하중과 구별한다.

② X: 기본 정 정격하중은 가장 큰 하중이 작용하는 접촉부에서 전동체와 궤도륜에 생기는 영구 변형량의 합이 **전동체 지름의 약 0.0001배**가 되는 정지하중이다. 두 부품의 영구 변형량을 합한 값이 기준이며, 선지의 0.001은 이 기준의 10배이므로 잘못되었다.

③ O: 전동체와 궤도륜은 작은 접촉면을 통해 하중을 전달하므로 접촉부에 큰 응력이 발생한다. 이때 접촉면의 크기와 접촉응력은 **헤르츠의 탄성 접촉 이론**으로 계산한다. 이 이론은 접촉부의 형상, 하중 및 재료의 탄성 특성을 반영한다.

④ O: 반경방향 하중은 **축에 수직인 방향**의 하중이고, 축방향 하중은 **축과 평행한 방향**의 하중이다. 주된 하중이 반경방향이면 레이디얼 베어링을, 축방향이면 스러스트 베어링을 선택한다.

NoteBase

문 16. 구멍기준 상용 끼워맞춤에서 기준구멍의 공차역이 H7일 때, 죔새가 최대가 되는 축의 공차역은?

① f6

② h6

③ js6

④ s6

정답 4번

간단한 해설

같은 기준구멍에서는 축의 공차역이 기준치수보다 큰 쪽에 있을수록 죔새가 커진다. 제시된 축 공차역 중 **s6가 가장 큰 치수 쪽에 위치**하므로 H7 구멍과 결합할 때 죔새가 가장 크다.

선지별 해설

죔새는 조립 전 축의 지름이 구멍의 지름보다 큰 정도이다. H7 구멍은 아래 치수허용차가 0이므로 최소 구멍지름이 기준치수와 같다. 따라서 같은 기준치수에서 축의 최대지름이 클수록 최대 죔새가 커진다. 네 축 공차역은 모두 6등급이므로 공차의 폭은 같고, 문자로 나타낸 공차역의 위치를 비교한다.

① f6: 축의 공차역 전체가 **기준치수보다 작은 쪽**에 있다. 최대 축지름도 최소 구멍지름보다 작으므로 H7과 결합하면 틈새가 생기는 헐거운 끼워맞춤이다.

② h6: 축의 위 치수허용차가 0이어서 **최대 축지름이 기준치수와 같다**. H7 구멍의 최소지름과 최대 축지름이 같아질 수 있지만, 축이 구멍보다 커지는 죔새는 생기지 않는다.

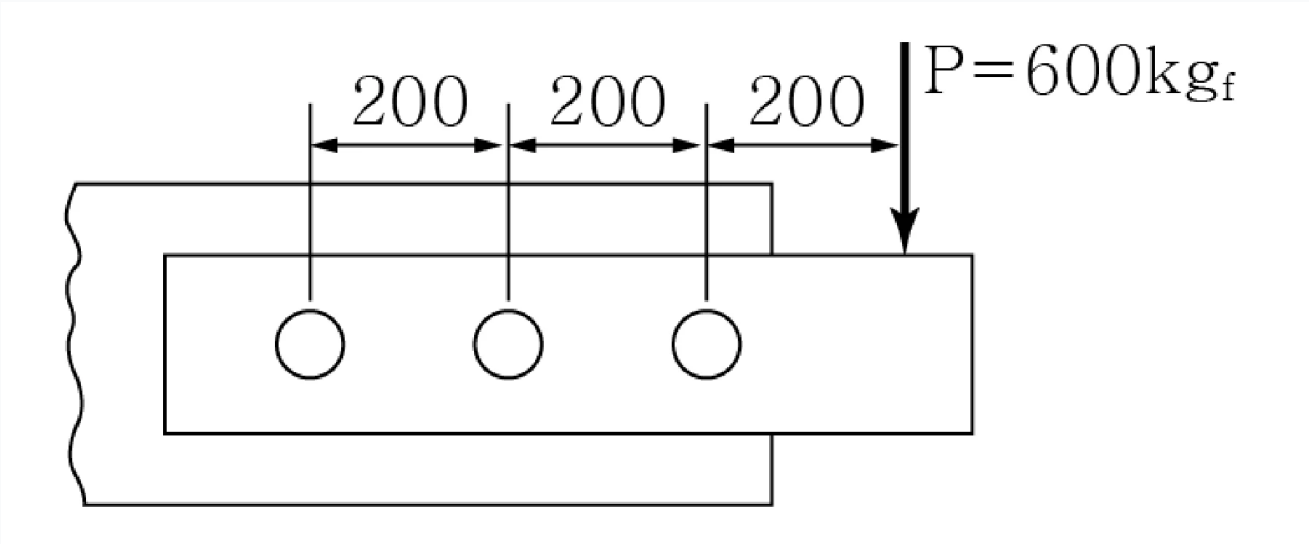
③ js6: 축의 공차역이 **기준치수를 중심으로 대칭**으로 놓인다. 실제 치수에 따라 틈새 또는 죔새가 생기는 중간 끼워맞춤이며, 최대 축지름은 s6보다 작다.

④ s6: 축의 공차역이 기준치수보다 큰 쪽에 있으며, 제시된 공차역 중 가장 위에 위치한다. H7과 결합하면 억지 끼워맞춤이 되고, **최대 축지름이 가장 크므로 최대 죔새도 가장 크다**.

같은 H7 구멍에 대해 축의 공차역은 f6 → h6 → js6 → s6 순으로 큰 치수 쪽에 놓인다. 따라서 죔새가 가장 큰 축 공차역은 ④의 s6이다.

NoteBase

문 17. 그림과 같은 리벳이음에서 세 개의 리벳에 작용하는 전단력 중 최댓값은?



① 200kg$_f$

② 600kg$_f$

③ 800kg$_f$

④ 900kg$_f$

정답 3번

간단한 해설

오른쪽 끝 리벳에서는 **직접 전단력과 편심 모멘트에 의한 전단력이 같은 방향**으로 작용한다. 두 힘을 더하면 최대 전단력은 200 + 600 = 800 kgf이다.

NoteBase

계산 과정

1. 리벳군의 중심과 편심거리: 세 리벳을 같은 크기와 강성으로 보고 하중을 분담시킨다. 리벳이 같은 간격으로 일렬 배치되어 있으므로 리벳군의 중심은 가운데 리벳이다. 리벳 간격을 a(그림의 치수 200)라 두면, 중심에서 하중 작용선까지의 편심거리는 $e = 2a$이다.

2. 직접 전단력: 하중을 리벳군의 중심으로 옮겨 생각하면, 중심에 작용하는 힘과 편심 모멘트로 나눌 수 있다. 중심에 작용하는 힘은 세 리벳이 똑같이 분담하므로 각 리벳의 직접 전단력은 $F_d = \frac{P}{3} = \frac{600}{3} = 200\text{kgf}$이다. 리벳에 전달되는 하중을 기준으로 이 힘은 모두 아래쪽이다.

3. 편심 모멘트에 의한 전단력: 중심에 대한 모멘트는 $M = Pe = 2Pa$이다. 같은 강성의 리벳에서는 모멘트에 의한 전단력이 **리벳군 중심으로부터의 거리에 비례**하고 그 반지름에 수직으로 작용한다. 가운데 리벳은 중심에 있으므로 이 성분이 0이고, 양 끝 리벳에는 크기가 같은 반대 방향의 힘이 작용한다. 양 끝 사이의 거리가 $2a$이므로 이 두 힘이 만드는 모멘트는 $2aF_m = M$이다. 따라서 양 끝 리벳의 모멘트에 의한 전단력은 각각 $F_m = \frac{M}{2a} = P = 600\text{kgf}$이다.

4. 두 전단력의 합성: 아래쪽 하중은 판을 시계방향으로 돌리려 하므로, 모멘트에 의해 리벳에 전달되는 힘은 오른쪽 끝에서 아래쪽, 왼쪽 끝에서 위쪽이다. 오른쪽 끝에서는 두 성분이 **같은 방향으로 더해져** 200 + 600 = 800 kgf가 된다. 가운데는 200 kgf이고, 왼쪽 끝은 반대 방향의 두 성분을 빼서 600 − 200 = 400 kgf이다.

세 리벳의 전단력 크기를 비교하면 최댓값은 오른쪽 끝의 800 kgf이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 기계구조용 철강의 열처리 방법 중 가열된 금속을 급랭시켜 경화시키는 방법으로 소입(燒入)이라고도 불리는 방법은?

① 풀림(anealing)
② 뜨임(tempering)
③ 불림(normalizing)
④ 담금질(quenching)

정답 4번

간단한 해설

가열한 강을 **급랭하여 경화**시키는 열처리는 담금질이며, 소입(燒入)이라고도 한다.

공통 해설

담금질(quenching)은 강을 오스테나이트 조직이 형성되는 온도까지 가열한 뒤, 물이나 기름 등의 냉각 매체로 충분히 빠르게 냉각하여 경도를 높이는 열처리이다. 급랭하면 탄소가 확산할 시간이 부족해져 **단단한 마텐자이트 조직**이 형성된다. 이처럼 급랭에 의한 경화를 이용하는 담금질의 다른 이름이 소입(燒入)이므로, 문제의 두 단서는 같은 열처리 방법을 가리킨다.

NoteBase

문 19. 다음 중 레이디얼 베어링의 구성요소로만 나열된 것은?

① 내륜 - 외륜 - 전동체 - 리테이너

② 내륜 - 외륜 - 정지륜 - 세퍼레이터

③ 고정륜 - 회전륜 - 전동체 - 실드

④ 내륜 - 회전륜 - 리테이너 - 세퍼레이터

정답 1번

간단한 해설

레이디얼 구름베어링의 기본 구성은 **내륜·외륜·전동체·리테이너**이다. 두 궤도륜 사이에서 전동체가 구르고, 리테이너가 전동체 사이의 간격을 유지한다.

구성 요소별 해설

내륜: 축 쪽에 끼워지는 안쪽 고리로, 전동체가 구르는 궤도를 형성한다. 내륜·외륜은 위치에 따른 구분이고, **고정륜·정지륜·회전륜은 운전 상태에 따른 구분**이므로 같은 분류 기준의 별도 기본 부품으로 세지 않는다.

외륜: 하우징 쪽에 끼워지는 바깥쪽 고리이다. 내륜과 함께 전동체의 궤도를 형성하며, 전동체를 통해 전달되는 하중을 받는다.

전동체: 내륜과 외륜 사이에서 구르는 볼 또는 롤러이다. 두 고리 사이에서 하중을 전달하며, 구름운동으로 상대 회전을 가능하게 한다.

리테이너: 전동체 사이의 간격을 유지하고 움직임을 안내하여 전동체끼리 접촉하는 것을 막는 유지기이다. **케이지·세퍼레이터도 유지기를 가리키는 명칭**이므로 리테이너와 세퍼레이터를 서로 다른 기본 요소로 세면 안 된다.

조합의 판단: 기본 4요소를 각각 갖춘 조합은 내륜·외륜·전동체·리테이너인 ①이다. ②는 전동체가 빠지고 정지륜이 추가되었으며, ④는 전동체가 빠진 채 유지기 명칭이 중복되었다. ③의 실드는 이물질 유입이나 윤활제 유출을 줄이는 보조 부품으로, **전동체의 간격을 유지하는 리테이너를 대신하지 않는다**.

NoteBase

문 20. 다음 중 인벌류트(involute) 치형을 갖는 기어의 특징은?

① 압력각이 일정하다.

② 미끄럼률이 일정하여 마모가 균일하다.

③ 일반적으로 언더컷이 발생하지 않는다.

④ 정밀기계에 주로 사용되며 조립이 어려운 편이다.

정답 1번

간단한 해설

인벌류트 기어는 맞물리는 동안 접촉점의 공통 법선인 작용선이 고정된 직선이므로 **압력각이 일정하다**. 이는 두 기어의 중심거리가 일정한 상태에서 접촉점이 이동할 때의 특성이다.

선지별 해설

① O: 압력각은 작용선과 피치점에서 두 피치원에 그은 공통 접선이 이루는 각이다. 인벌류트 치형의 접촉점에서 그은 공통 법선은 두 기초원의 공통 접선과 일치하며, 이 직선이 작용선이 된다. 중심거리가 일정하면 작용선의 방향도 고정되므로 **맞물림 중 압력각이 일정하다**.

② X: 인벌류트 기어의 **미끄럼률은 접촉 위치에 따라 달라진다**. 두 피치원이 만나는 피치점에서는 상대 미끄럼 없이 구름 접촉을 하지만, 피치점 이외에서는 구름과 미끄럼이 함께 일어난다. 따라서 미끄럼률이 일정하여 치면 전체가 균일하게 마모된다는 설명은 성립하지 않는다.

③ X: 인벌류트 기어는 **잇수가 적으면 언더컷이 발생할 수 있다**. 언더컷은 창성가공 중 공구가 이뿌리 쪽 치형을 과도하게 깎아 내는 현상으로, 이뿌리 두께와 강도를 감소시킨다. 따라서 언더컷이 일반적으로 발생하지 않는다고 할 수 없으며, 잇수를 충분히 확보하거나 적절한 전위를 주어 방지한다.

④ X: 인벌류트 치형은 가공이 쉽고 일반적인 동력 전달용 기어에 널리 쓰인다. 맞물림이 유지되는 범위에서 **중심거리가 조금 달라도 속도비가 유지**되므로 조립이 비교적 용이하다. 시계 등 정밀기계에 쓰이고 중심거리 오차에 민감하여 조립이 까다로운 특성은 사이클로이드 치형에 해당한다.

NoteBase