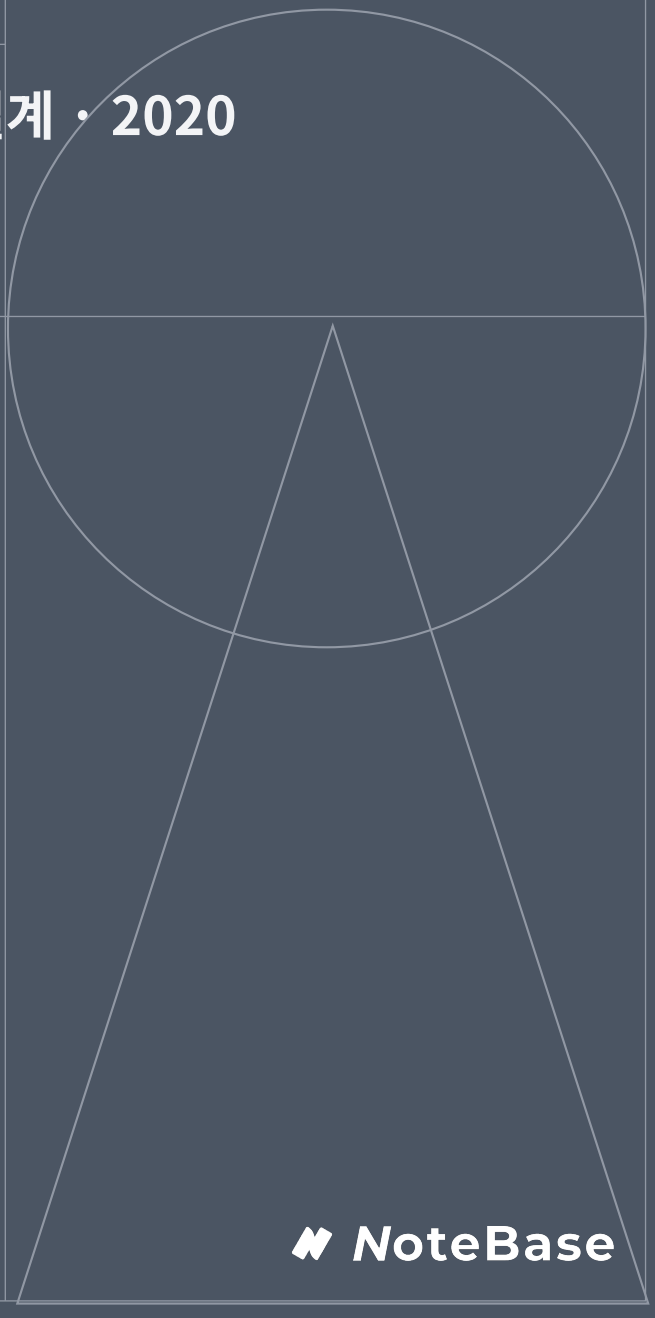
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2020



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2020

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2020

문 1. 두 축 사이에 동력을 전달할 때, 마찰차를 사용하는 경우로 옳지 않는 것은?

① 무단 변속이 필요한 경우

② 작은 동력을 전달하는 경우

③ 정확한 속도비가 요구되는 경우

④ 두 축 사이의 동력을 자주 단속할 필요가 있는 경우

정답 3번

간단한 해설

마찰차는 접촉면의 마찰력으로 동력을 전달하므로 **미끄럼이 발생할 수 있어 정확한 속도비를 유지하기 어렵다**. 정확한 속도비가 필요한 경우에는 이가 맞물려 회전하는 기어 전동이 적합하다.

선지별 해설

① O: 무단 변속은 속도비를 단계 없이 연속적으로 바꾸는 것이다. 원판식 등의 마찰차에서는 **접촉 위치를 옮겨 유효 접촉 반지름을 바꾸면** 속도비가 연속적으로 달라지므로 무단 변속에 사용할 수 있다.

② O: 마찰차가 전달할 수 있는 접선력은 접촉면의 마찰계수와 누르는 힘에 의해 제한된다. 큰 동력을 전달하려고 누르는 힘을 지나치게 높이면 축과 베어링의 하중이 커지므로, 일반적으로 **작은 동력 전달**에 적합하다.

③ X: 마찰차는 접촉면의 마찰력으로 회전력을 전달하므로 부하나 접촉 상태에 따라 미끄럼이 생길 수 있다. 따라서 **정확한 속도비가 요구되는 경우에는 부적합하다**. 정확한 속도비가 필요하면 이의 맞물림으로 운동을 전달하는 기어 전동을 사용하는 것이 적절하다.

④ O: 두 마찰차를 눌러 접촉시키면 마찰력이 동력을 전달하고, 서로 떼면 전달이 끊어진다. 이처럼 **접촉과 분리로 동력을 단속**할 수 있으므로 두 축 사이의 동력을 자주 연결하거나 끊어야 하는 경우에 사용할 수 있다.

NoteBase

문 2. 다음에서 설명하는 밸브의 종류는?

◯ 유체를 한쪽 방향으로만 흐르게 하고 역류를 방지한다.
◯ 외력을 사용하지 않고 자중이나 밸브에 작용하는 압력차에 의해 작동한다.
◯ 모양에 따라 리프트형(lift type)과 스윙형(swing type)이 있다.

① 스톱 밸브(stop valve)
② 게이트 밸브(gate valve)
③ 콕(cock)
④ 체크 밸브(check valve)

정답 4번

간단한 해설

유체의 흐름에 따라 스스로 열리고 닫혀 **역류를 방지**하는 것이 체크 밸브의 기능이다. 리프트형과 스윙형은 밸브체가 움직이는 방식에 따른 구분이다.

공통 해설

체크 밸브는 유체를 한쪽 방향으로만 통과시키고 반대 방향의 흐름을 차단하는 밸브이다. 순방향으로 충분한 압력차가 생기면 밸브체가 열리고, 흐름이 멈추거나 역류하려 하면 자중이나 역방향 압력에 의해 닫힌다. 따라서 사람이 손잡이를 조작하거나 외부 구동력으로 닫지 않아도 **흐름의 방향에 따라 자동으로 역류를 막는다**. 이것이 스톱 밸브·게이트 밸브·콕의 일반적인 유로 개폐 기능과 구별되는 기준이다.

리프트형은 밸브체가 들려 올라가면서 유로를 열고, 스윙형은 밸브체가 축을 중심으로 회전하면서 유로를 연다. 두 형식 모두 역류할 때 밸브체가 닫히는 체크 밸브이므로, 제시된 한 방향 흐름·자력 작동·리프트형과 스윙형이라는 특징이 함께 들어맞는다.

NoteBase

문 3. 저탄소강 시편의 공칭응력－공칭변형률 선도에서 정의되는 응력을 크기 순서대로 바르게 나열한 것은?

① 인장강도 > 비례한도 > 항복강도 > 탄성한도

② 인장강도 > 항복강도 > 탄성한도 > 비례한도

③ 항복강도 > 인장강도 > 비례한도 > 탄성한도

④ 항복강도 > 인장강도 > 탄성한도 > 비례한도

정답 2번

간단한 해설

비례한도는 **응력과 변형률의 비례 관계**가 유지되는 한계이고, 탄성한도는 **하중 제거 후 완전히 회복되는** 한계이다. 비례 관계가 끝나도 탄성 변형이 가능하며, 항복 후에는 가공경화로 응력이 더 증가하여 최대 공칭응력인 인장강도에 이른다.

올바른 순서

인장강도 → 항복강도 → 탄성한도 → 비례한도

인장강도: 최대 인장하중을 시험 전 단면적으로 나눈 값으로, 공칭응력－공칭변형률 선도에서 **공칭응력의 최댓값**이다. 저탄소강은 항복 후 가공경화에 의해 변형을 더 진행시키는 데 필요한 응력이 증가하므로, 인장강도가 항복강도보다 크다.

항복강도: 응력이 거의 증가하지 않아도 소성변형이 크게 진행되는 항복 현상의 기준 응력이다. 저탄소강의 뚜렷한 항복 현상은 **탄성한도를 지난 뒤** 나타나므로, 항복강도가 탄성한도보다 크다.

탄성한도: 하중을 제거했을 때 **영구변형이 남지 않는 최대 응력**이다. 응력과 변형률의 비례 관계에서 벗어나도 변형이 완전히 회복되는 구간이 있으므로, 탄성한도는 비례한도보다 크다.

비례한도: 응력과 변형률이 비례하는 직선 구간의 끝에 해당하는 응력이다. 이 범위에서는 응력과 변형률이 훅의 법칙을 따르며, 비례한도는 단순한 회복 가능 여부보다 **비례 관계의 유지 여부**를 기준으로 정한다.

NoteBase

문 4. 맞물려 있는 두 스퍼기어의 중심거리가 96 mm이며, 구동기어와 종동기어의 잇수가 각각 24개, 40개이다. 구동기어의 이끝원 지름[mm]은? (단, 치형은 표준이(full depth form)이다)

① 72

② 78

③ 120

④ 126

정답 2번

간단한 해설

중심거리와 두 기어의 잇수로 구한 모듈은 3 mm이고, 구동기어의 피치원 지름은 72 mm이다. 표준이의 이끝높이는 모듈과 같으므로, 이끝원 지름은 피치원 지름에 **이끝높이의 두 배**를 더한 78 mm이다.

계산 과정

모듈 구하기: 중심거리를 a, 모듈을 m, 구동기어와 종동기어의 잇수를 각각 $z_1 = 24$, $z_2 = 40$으로 둔다. 맞물리는 두 표준 스퍼기어는 모듈이 같고, 중심거리는 **두 피치원 반지름의 합**이다. 피치원 지름이 잇수와 모듈의 곱이므로 $a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$가 성립한다. 따라서 $m = \frac{2 \cdot 96}{24 + 40} = 3\text{mm}$이다.

구동기어의 피치원 지름 구하기: 구동기어의 잇수 24개를 적용하면 $d_1 = mz_1 = 3 \cdot 24 = 72\text{mm}$이다. 이 값은 이끝을 지나는 원의 지름이 아니라, 맞물림의 기준이 되는 피치원의 지름이다.

이끝원 지름 구하기: 표준이(full depth form)의 이끝높이는 모듈 m과 같다. 이끝원은 피치원에서 **반지름 방향으로 이끝높이만큼** 커지므로, 지름에는 이끝높이의 두 배를 더한다. 따라서 $d_{a1} = d_1 + 2m$이고, $72 + 2 \times 3 = 78$ mm이다.

구동기어의 이끝원 지름은 78 mm로, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 5. 체적불변조건을 이용하여, 진응력(σ_T)을 공칭응력(σ_N)과 공칭변형률(ε_N)로 바르게 표현한 것은?

① $\sigma_T = \sigma_N \cdot (1 + \varepsilon_N)$

② $\sigma_T = \sigma_N \cdot \ln(1 + \varepsilon_N)$

③ $\sigma_T = \sigma_N \cdot \left(1 + \frac{1}{\varepsilon_N}\right)$

④ $\sigma_T = \sigma_N \cdot \ln\left(1 + \frac{1}{\varepsilon_N}\right)$

정답 1번

간단한 해설

체적이 일정하면 길이가 늘어난 만큼 단면적이 줄어들므로, 진응력에는 **현재 단면적**을 반영해야 한다. 초기 단면적과 현재 단면적의 비가 $1 + \varepsilon_N$이므로 $\sigma_T = \sigma_N \cdot (1 + \varepsilon_N)$이다.

계산 과정

응력의 기준: 초기 길이와 단면적을 각각 L_0, A_0, 변형 후 길이와 단면적을 각각 L, A, 작용 하중을 P라고 하자. 균일하게 변형하는 구간에서 공칭응력은 **초기 단면적**을 기준으로 하므로 $\sigma_N = \frac{P}{A_0}$이고, 진응력은 **현재 단면적**을 기준으로 하므로 $\sigma_T = \frac{P}{A}$이다.

공칭변형률과 길이비: 공칭변형률은 늘어난 길이를 초기 길이로 나눈 $\varepsilon_N = \frac{L - L_0}{L_0}$이다. 이를 정리하면 $\frac{L}{L_0} = 1 + \varepsilon_N$이며, 이는 변형 후 길이가 초기 길이의 몇 배인지를 나타낸다.

체적불변조건과 단면적비: **변형 전후의 체적이 같으므로** $A_0 L_0 = AL$이다. 따라서 $\frac{A_0}{A} = \frac{L}{L_0}$이고, 앞에서 구한 길이비를 대입하면 $\frac{A_0}{A} = 1 + \varepsilon_N$이다.

진응력으로 변환: $\sigma_T = \frac{P}{A_0} \cdot \frac{A_0}{A}$에 공칭응력과 단면적비를 대입하면 $\sigma_T = \sigma_N \cdot (1 + \varepsilon_N)$이 된다. 이 관계식은 ①과 일치한다. 공칭변형률은 무차원이므로 진응력과 공칭응력은 같은 응력 단위를 갖는다.

NoteBase

문 6. 비틀림 상태에 있는 중실축이 각속도 ω[rad/s]로 회전하며 동력 H[W]를 전달하기 위한 최소 지름 d[mm]는? (단, 허용전단응력은 τ_a[Pa]이다)

① $1000\sqrt[3]{\frac{16H}{\pi\tau_a\omega}}$
② $1000\sqrt[3]{\frac{32H}{\pi\tau_a\omega}}$
③ $1000\sqrt[3]{\frac{\pi H}{16\tau_a\omega}}$
④ $1000\sqrt[3]{\frac{\pi H}{32\tau_a\omega}}$

정답 1번

간단한 해설

중실 원형축의 최소 지름은 **최대전단응력이 허용전단응력에 도달하는 경계**에서 정해진다. 전달 토크 $T=\frac{H}{\omega}$를 비틀림 강도식에 대입하고 지름을 mm로 환산하면 $d=1000\sqrt[3]{\frac{16H}{\pi\tau_a\omega}}$ mm이다.

계산 과정

전달 토크: 축이 전달하는 토크를 T[N·m], 계산에 사용하는 지름을 D[m]로 나타낸다. 회전 운동의 동력은 토크와 각속도의 곱이므로 $H=T\omega$이고, 필요한 토크는 $T=\frac{H}{\omega}$이다. 각속도가 이미 rad/s로 주어졌으므로 회전수에 대한 별도의 환산은 필요하지 않다.

중실축의 최대전단응력: 중실 원형축의 극단면2차모멘트는 $J=\frac{\pi D^4}{32}$이다. 탄성 비틀림에서 전단응력은 중심으로부터의 거리에 비례하므로 반지름이 D/2인 표면에서 최대가 된다. 따라서 $\tau_{\max}=\frac{T(D/2)}{J}$에 J를 대입하면 $\tau_{\max}=\frac{16T}{\pi D^3}$이다. **극단면2차모멘트 식의 계수 32에 표면 반지름의 1/2이 반영되어 계수 16**이 된다.

최소 지름: 강도 조건은 $\tau_{\max}\le\tau_a$이다. 같은 토크를 전달할 때 지름이 작을수록 최대전단응력이 커지므로, **허용전단응력과 같아지는 지름**이 강도 조건을 만족하는 최소값이다. 이 경계 조건에 전달 토크를 대입하면 다음과 같다.
$\tau_a=\frac{16H}{\pi\omega D^3}$
$D_{\min}=\sqrt[3]{\frac{16H}{\pi\tau_a\omega}}$

단위 환산: 토크는 N·m, 허용전단응력은 Pa, 즉 N/m^2 단위이므로 위 식의 세제곱근 안은 m^3, 계산된 지름은 m 단위이다. 문제에서 요구하는 지름은 mm 단위이므로 **세제곱근 전체에 1000을 곱한다**.

따라서 최소 지름은 $d=1000\sqrt[3]{\frac{16H}{\pi\tau_a\omega}}$ mm이며, 이 식에 해당하는 선택지는 ①이다.

NoteBase

문 7. 다음 중 나사의 풀림을 방지하기 위한 방법으로 옳은 것만을 모두 고르면?

ㄱ. 로크 너트(lock nut) 적용
ㄴ. 절입 너트(split nut) 적용
ㄷ. 코킹(caulking) 적용
ㄹ. 톱니붙이 와셔(toothed washer) 적용
ㅁ. 멈춤 나사 적용
ㅂ. 플러링(fullering) 적용

① ㄱ, ㄴ, ㄹ, ㅁ
② ㄱ, ㄷ, ㅁ, ㅂ
③ ㄴ, ㄷ, ㄹ, ㅁ
④ ㄴ, ㄹ, ㅁ, ㅂ

정답 1번

간단한 해설

코킹과 플러링은 **리벳 이음의 틈을 밀착시켜 누설을 막는 가공**이다. 나사의 풀림을 방지하려면 나사부나 접촉면의 마찰 저항을 높이거나, 풀리는 방향의 회전을 구속한다.

NoteBase

보기별 해설

ㄱ. O: 로크 너트는 일반 너트에 추가로 너트를 조여 두 너트가 서로 밀어내는 힘을 만들고, **나사면의 마찰 저항**을 높여 풀림을 방지한다.

ㄴ. O: 절입 너트는 너트에 절개부를 낸 구조이다. 작은 조임 나사로 절개부를 좁히면 **너트의 나사산이 볼트에 강하게 밀착**되어 풀림에 대한 저항이 커진다.

ㄷ. X: 코킹은 리벳 이음에서 판의 가장자리나 리벳 머리의 가장자리를 공구로 눌러 틈을 막는 작업이다. 용도는 **기밀·수밀 유지**이며, 나사의 풀림 방지 방법에 해당하지 않는다.

ㄹ. O: 톱니붙이 와셔는 조일 때 톱니가 너트나 나사 머리의 접촉면과 체결물 표면에 파고든다. 이 **톱니의 걸림과 마찰**이 풀리는 방향의 회전을 억제한다.

ㅁ. O: 멈춤 나사는 그 끝으로 상대 부품을 눌러 고정한다. 너트의 옆면 등에 설치하여 볼트를 눌러 고정하면 **너트와 볼트 사이의 상대 회전**을 억제하여 풀림을 방지할 수 있다.

ㅂ. X: 플러링은 리벳 이음에서 판 두께에 맞는 공구로 판 가장자리의 전체 두께에 걸쳐 눌러 맞닿은 판에 밀착시키는 작업이다. 코킹과 마찬가지로 **이음부의 누설 방지**가 목적이며, 나사 풀림 방지 방법에 해당하지 않는다.

나사 풀림 방지 방법에 해당하는 보기는 ㄱ · ㄴ · ㄹ · ㅁ이며, ①의 조합과 일치한다.

NoteBase

문 8. 웜(worm)과 웜휠(worm wheel)에서 웜의 리드각이 γ, 웜의 피치원 지름이 D_1, 웜휠의 피치원 지름이 D_2이다. 웜의 회전속도를 n_1, 웜휠의 회전속도를 n_2로 할 때, $\frac{n_2}{n_1}$는?

① $\frac{D_1 \tan\gamma}{\pi D_2}$
② $\frac{\pi D_1}{D_2 \tan\gamma}$
③ $\frac{D_1}{D_2 \tan\gamma}$
④ $\frac{D_1 \tan\gamma}{D_2}$

정답 4번

간단한 해설

웜이 한 바퀴 회전할 때 웜휠의 피치원에서 진행하는 거리는 웜의 **리드**와 같다. 리드가 $\pi D_1 \tan\gamma$이므로 회전속도 비는 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1 \tan\gamma}{D_2}$이다.

계산 과정

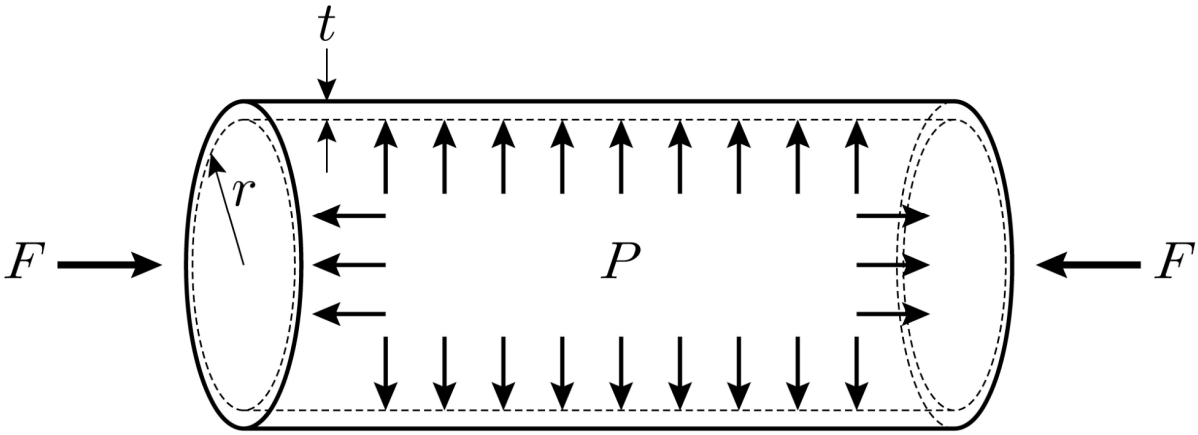
웜의 리드 L은 나선을 따라 한 바퀴 진행할 때의 **축방향 거리**이다. 웜의 피치원통을 평면으로 펼치면 원주 길이 πD_1과 리드 L이 직각삼각형의 두 변이 된다. 리드각의 정의에 따라 $\tan\gamma = \frac{L}{\pi D_1}$이므로 $L = \pi D_1 \tan\gamma$이다.

웜이 한 바퀴 회전하면 나사산의 축방향 진행에 대응하여 웜휠의 피치원도 원주 방향으로 L만큼 진행한다. 따라서 두 회전속도 n_1, n_2를 같은 시간 단위로 나타내면, 단위 시간당 진행 거리의 관계는 $L n_1 = \pi D_2 n_2$이다. 여기서 πD_2는 웜휠이 한 바퀴 회전할 때의 피치원 원주 길이이다.

위 관계를 회전속도 비로 정리하고 리드를 대입하면 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{L}{\pi D_2} = \frac{D_1 \tan\gamma}{D_2}$이다. 리드에 포함된 원주율과 웜휠 원주 길이의 원주율이 약분된다. 두 지름을 같은 길이 단위로 쓰면 회전속도 비는 무차원이며, 이 식은 ④와 일치한다.

NoteBase

문 9. 얇은 원통형 용기에 내부압력 P와 축방향 압축하중 F가 동시에 가해지고 있다. 용기에 걸리는 전단응력 최댓값(τ_{max})이 허용 전단응력(τ_a)을 넘지 않는 조건에서 용기둘레 최소 두께 t를 구하는 식은? (단, r = 용기의 내측 반경이다)



① $\frac{1}{2\tau_a}(F \cdot r + \frac{P}{\pi r})$
② $\frac{1}{2\tau_a}(P \cdot r + \frac{F}{\pi r})$
③ $\frac{1}{4\tau_a}(F \cdot r + \frac{P}{\pi r})$
④ $\frac{1}{4\tau_a}(P \cdot r + \frac{F}{\pi r})$

정답 4번

간단한 해설

압축하중은 축방향 인장응력을 줄여 **원주방향과 축방향의 주응력 차이를 증가**시킨다. 이 차이의 절반인 면내 최대전단응력을 허용값 이하로 제한하면 최소 두께는 $t_{min} = \frac{1}{4\tau_a}(Pr + \frac{F}{\pi r})$이다.

NoteBase

계산 과정

얇은 원통이므로 벽 두께에 걸친 응력은 균일하다고 보고, 인장을 양(+)으로 둔다. 그림에서 내압은 양 끝면을 바깥으로 밀고, 하중 F는 양 끝에서 안쪽으로 작용한다. 원주방향 응력을 σ_θ, 축방향 응력을 σ_z라 한다. 여기서는 **원주·축방향의 면내 최대전단응력**을 기준으로 두께를 구한다.

원주방향 응력: 원통을 축을 따라 반으로 나누어 길이 L인 부분의 평형을 잡는다. 내압의 합력은 투영면적에 작용하는 $P \cdot 2rL$, 이를 버티는 양쪽 벽의 힘은 $\sigma_\theta \cdot 2tL$이다. 따라서 $\sigma_\theta = \frac{Pr}{t}$이며, 이는 원주방향 인장응력이다.

축방향 응력: 끝면에 작용하는 내압의 힘은 $P\pi r^2$이고, 이를 전달하는 얇은 원통 벽의 단면적은 $2\pi rt$이다. **내압의 인장 효과에서 외부하중의 압축 효과를 뺀다.** 따라서 $\sigma_z = \frac{P\pi r^2 - F}{2\pi rt}$, 즉 $\sigma_z = \frac{Pr}{2t} - \frac{F}{2\pi rt}$이다. 양쪽에 표시된 F는 한 단면을 통해 전달되는 압축력의 크기이므로 2F로 더하지 않는다.

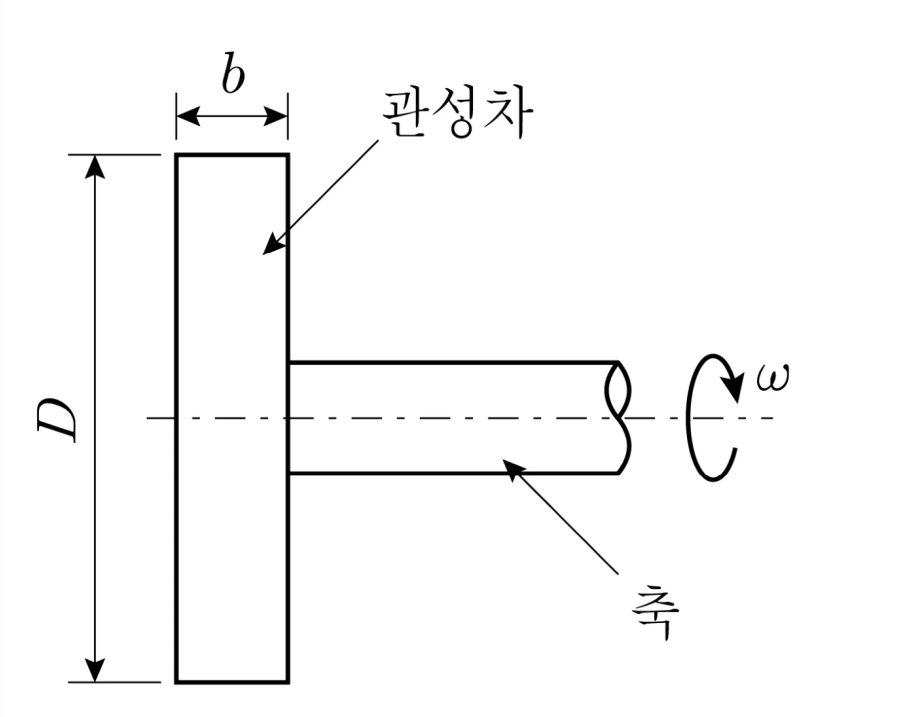
최대전단응력: 원주·축방향 면에는 전단응력이 없으므로 두 수직응력이 면내 주응력이다. 모어 원의 반지름인 **두 주응력 차이의 절반**이 면내 최대전단응력이다. 이때 $\sigma_\theta > \sigma_z$이므로 $\tau_{\max} = \frac{\sigma_\theta - \sigma_z}{2}$이다. 앞의 응력을 대입하면 $\tau_{\max} = \frac{Pr}{4t} + \frac{F}{4\pi rt}$로 정리된다. 축방향 응력에서 빼 주었던 압축하중 항이 주응력 차이에서는 더해진다.

허용조건과 최소 두께: $\tau_{\max} \le \tau_a$에 위 식을 넣어 정리하면 $t \ge \frac{1}{4\tau_a}\left(Pr + \frac{F}{\pi r}\right)$이다. 두께가 커질수록 응력이 작아지므로 등호가 성립할 때가 최소 두께이며, 이 식은 ④와 일치한다. P와 허용 전단응력을 N/mm^2, F를 N, r을 mm로 넣으면 t는 mm로 나온다.

적용 범위: 위 식은 면내 최대전단응력 기준이다. 두께방향 주응력을 0으로 근사하여 세 주응력을 모두 비교하는 절대최대전단응력과는 구별한다. $F \ge P\pi r^2$이면 축방향 응력이 0 이하가 되어 두 기준이 같지만, $F < P\pi r^2$이면 절대최대전단응력은 $\frac{Pr}{2t}$로 더 크다.

NoteBase

문 10. 지름이 D, 두께가 b, 밀도가 ρ인 원판형 관성차가 각속도 ω로 회전하고 있을 때, 이 관성차의 운동에너지는? (단, 축의 운동에너지는 무시한다)



① $\frac{1}{8}\rho b\pi D^2\omega^2$

② $\frac{1}{16}\rho b\pi D^4\omega^2$

③ $\frac{1}{32}\rho b\pi D^2\omega^2$

④ $\frac{1}{64}\rho b\pi D^4\omega^2$

정답 4번

간단한 해설

원판의 중심축에 대한 **질량관성모멘트**는 $I=\frac{1}{2}mR^2$이고, 회전 운동에너지는 $E=\frac{1}{2}I\omega^2$이다. 반지름 $R=\frac{D}{2}$와 원판의 질량을 대입하면 $E=\frac{1}{64}\rho b\pi D^4\omega^2$가 된다.

NoteBase

계산 과정

질량 구하기: 그림의 D는 원판의 지름이고 b는 축 방향 두께이므로, 반지름은 $R = \frac{D}{2}$이다. 밀도가 일정한 원판의 질량 m은 **밀도에 부피를 곱한 값**이므로 $m = \rho\pi R^2 b = \frac{1}{4}\rho\pi b D^2$이다.

질량관성모멘트 구하기: 원판은 그림의 중심축을 기준으로 회전한다. 균일한 원판의 중심축에 대한 질량관성모멘트는 $I = \frac{1}{2}mR^2$이다. 이는 질량이 회전축에서 얼마나 떨어져 분포하는지를 반영하는 양이다. **지름이 아닌 반지름**을 사용해야 하므로 $I = \frac{1}{8}mD^2$이며, 위의 질량을 대입하면 $I = \frac{1}{32}\rho\pi b D^4$이다.

운동에너지 구하기: 고정된 축을 중심으로 회전하는 강체의 운동에너지는 $E = \frac{1}{2}I\omega^2$이다. 문제에서 **축의 운동에너지는 무시**하므로 원판의 질량관성모멘트만 대입한다. 따라서 $E = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{32}\rho\pi b D^4 \omega^2$, 즉 $E = \frac{1}{64}\rho b\pi D^4 \omega^2$이다.

이 식은 ④와 일치한다. 밀도를 kg/m^3, 지름과 두께를 m, 각속도를 rad/s로 넣으면 운동에너지의 단위는 J이다.

NoteBase

문 11. 두 축이 서로 평행하고 축 중심이 어긋나 있을 때 사용하기에 가장 적합한 커플링은?

① 플랜지(flange) 커플링

② 올덤(oldham) 커플링

③ 유니버설 조인트(universal joint)

④ 슬리브(sleeve) 커플링

정답 2번

간단한 해설

두 축이 평행한 채 중심선만 어긋난 상태는 **편심**이다. 올덤 커플링은 중간 원판의 **미끄럼 운동**으로 이 어긋남을 수용하면서 회전력을 전달한다.

핵심 풀이

'서로 평행하고 축 중심이 어긋나 있다'는 조건은 두 축의 방향은 같지만 중심선이 일치하지 않는 **편심 상태**를 뜻한다. 따라서 축 사이의 각도 차이가 아니라 중심선 사이의 옆 방향 어긋남을 수용할 수 있어야 한다.

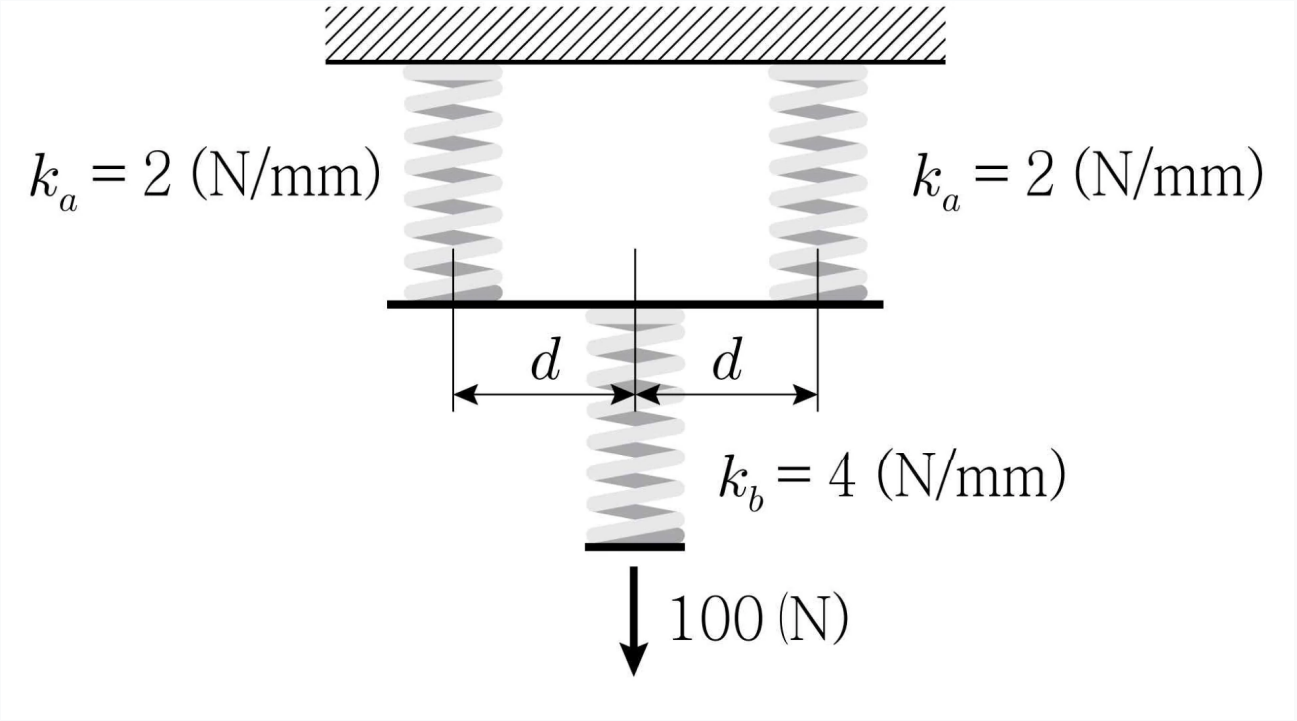
올덤 커플링은 양쪽 축에 고정된 두 허브와 그 사이의 중간 원판으로 구성된다. 중간 원판이 허브에 대해 **미끄러지면서 중심선의 어긋남을 수용**하므로, 평행한 두 축이 편심된 조건에서 회전력을 전달하기에 적합하다.

유니버설 조인트는 **두 축이 서로 각도를 이루는 경우**에 회전력을 전달하는 데 쓰인다. 이 문항은 두 축이 평행하므로 각도 차이를 수용하는 기능이 결정적인 조건은 아니다.

플랜지 커플링과 슬리브 커플링은 기본적으로 **두 축의 중심선을 일치시켜 연결하는 고정 커플링**이다. 축을 단단히 연결하는 방식이므로, 주어진 편심을 수용하는 용도로는 올덤 커플링이 적합하다.

NoteBase

문 12. 좌우대칭으로 연결된 스프링에 하중 100 N이 가해지고 있다. 상부 스프링 두 개의 스프링상수(k_a)는 각각 2 N/mm이고, 하부 스프링의 스프링상수(k_b)는 4 N/mm이다. 전체 늘어난 길이[mm]는? (단, 모든 부재의 자중은 무시한다)



① 40

② 50

③ 60

④ 70

정답 2번

간단한 해설

상부의 두 스프링은 **병렬**로 하중을 나누어 받고, 이 묶음은 하부 스프링과 **직렬**로 연결되어 있다. 상부 묶음과 하부 스프링이 각각 25 mm씩 늘어나므로 전체 늘어난 길이는 50 mm이다.

NoteBase

계산 과정

연결 관계와 적용식: 그림에서 상부의 두 스프링은 같은 수평 연결 부재를 지지하고, 하부 스프링은 그 부재의 중앙에 연결되어 있다. 좌우대칭이므로 연결 부재는 기울어지지 않고 상부 두 스프링의 늘어난 길이는 같다. 따라서 상부 두 스프링은 병렬이고, 그 묶음과 하부 스프링은 직렬이다. 스프링 힘은 $F = k\delta$이므로 늘어난 길이는 $\delta = \frac{F}{k}$로 구한다. 여기서 F는 스프링에 작용하는 힘, k는 스프링상수, δ는 늘어난 길이이다.

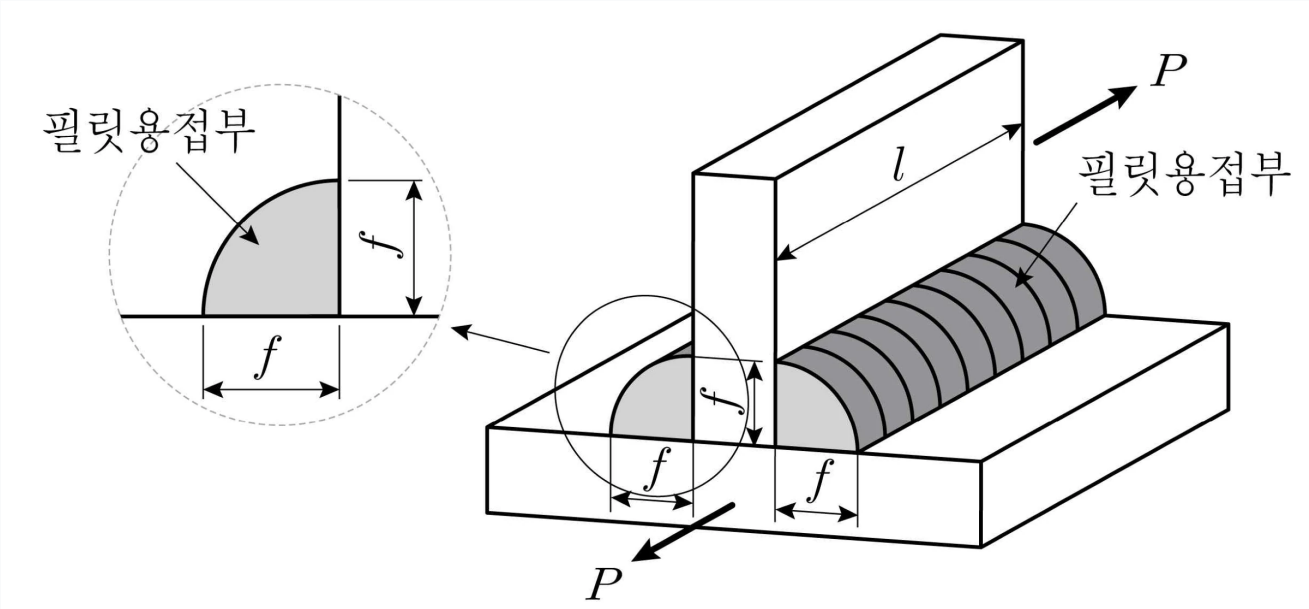
상부 스프링의 늘어난 길이: 모든 부재의 자중을 무시하므로 상부 두 스프링이 지지하는 하중의 합은 100 N이다. 대칭인 두 스프링이 이를 똑같이 나누어 받아 각각 50 N을 지지한다. 상부 스프링 하나의 늘어난 길이는 $\delta_a = \frac{50}{2} = 25\text{mm}$이다. 이 25 mm는 수평 연결 부재의 하강량이며, 병렬인 두 스프링의 늘어난 길이를 **서로 더하지 않는다**.

하부 스프링의 늘어난 길이: 하부 스프링에는 외부 하중 100 N이 그대로 작용한다. 따라서 $\delta_b = \frac{100}{4} = 25\text{mm}$이다. 이는 **연결 부재를 기준으로** 하부 스프링의 아래쪽 끝이 더 내려간 길이이다.

전체 늘어난 길이: 하중이 작용하는 끝점은 연결 부재의 하강량에 하부 스프링 자체의 늘어난 길이를 더한 만큼 내려간다. 따라서 $\delta = \delta_a + \delta_b$이고, 전체 늘어난 길이는 25 + 25 = 50 mm로 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 양쪽에 동일한 형태로 필릿용접(fillet welding)한 부재에 28 kN의 하중 (P)이 작용할 때, 용접부에 걸리는 전단응력[N/mm^2]은? (단, $l = 100$ mm, $f = 10$ mm, $\sin 45° = 0.7$이다)



① 10

② 20

③ 30

④ 40

정답 2번

간단한 해설

전단응력은 **양쪽 용접부의 유효 목단면적 합계**로 하중을 나누어 구한다. 목두께는 $10 \times 0.7 = 7$ mm이고, 두 용접부의 총 유효 면적은 1400 mm^{2}이므로 전단응력은 20 N/mm^{2}이다.

NoteBase

계산 과정

목두께: 그림의 f는 필릿용접의 각장이고, 용접 길이는 l이다. 등각 필릿용접에서는 각장에 주어진 sin 45° 값을 곱하여 **유효 목두께** a를 구한다. $a = f\sin 45^\circ$이므로 a = 10 × 0.7 = 7 mm이다.

유효 면적: 그림에서 길이 l = 100 mm인 용접부가 **부재 양쪽에 하나씩** 있으므로 두 용접부의 목단면적을 합한다. 한쪽의 유효 면적은 목두께와 용접 길이의 곱이므로, 총 유효 면적은 $A = 2al$이다. 따라서 A = 2 × 7 × 100 = 1400 mm^2이다.

전단응력: 하중은 P = 28 kN = 28000 N이다. 하중이 두 용접부에 균등하게 분담되므로 평균 전단응력은 전체 하중을 총 유효 면적으로 나눈 $\tau = \frac{P}{A}$로 구한다. 값을 대입하면 $\tau = \frac{28000}{1400} = 20$ N/mm^2이다. 이는 ②의 20 N/mm^2에 해당한다.

NoteBase

문 14. 동적 부하용량이 3000 kgf인 레이디얼 볼베어링이 하중 100 kgf를 받고 있다. 회전수가 1000 rpm일 때, 베어링의 기본 정격 수명 시간[hour]은? (단, 하중계수(f_W) = 1이다)

① 9×10^4

② 30×10^4

③ 45×10^4

④ 90×10^4

정답 3번

간단한 해설

볼베어링의 수명은 **동적 부하용량과 하중의 비의 세제곱**에 비례한다. 주어진 조건에서 총 수명 회전수를 시간으로 환산하면 기본 정격 수명은 450000시간이다.

계산 과정

하중 조건: 동적 부하용량은 C = 3000 kgf이고 작용 하중은 100 kgf이다. 하중계수 $f_W = 1$이므로 수명 계산에 사용할 등가동하중은 $P = f_W \cdot 100 = 100$ kgf이다. C와 P의 단위가 모두 kgf이므로 **하중비를 구할 때 단위를 변환할 필요가 없다**.

수명 회전수: 볼베어링의 기본 정격 수명식은 **수명 지수 3**을 적용한다. 총 수명 회전수를 N이라 하면 $N = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6$회이다. 따라서 $N = \left(\frac{3000}{100}\right)^3 \cdot 10^6$회이며, $30^3 = 27000$이므로 $N = 2.7 \cdot 10^{10}$회이다. 이는 시간으로 바꾸기 전의 총 회전수이다.

시간 환산: 회전수 n = 1000 rpm은 분당 1000회전이므로, **1시간당 회전수**는 $60 \times 1000 = 60000$회이다. 기본 정격 수명 시간은 총 수명 회전수를 시간당 회전수로 나눈 값이다. 즉, $L_{10h} = \frac{N}{60n}$이고, $L_{10h} = \frac{2.7 \cdot 10^{10}}{60000} = 450000$시간이다.

따라서 기본 정격 수명 시간은 45×10^4시간으로, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. 엇걸기 벨트로 연결된 원동축 풀리와 종동축 풀리를 각각 1500 rpm, 300 rpm으로 회전시키려고 한다. 이때 요구되는 평벨트의 길이에 가장 가까운 값[mm]은? (단, 원동축과 종동축 사이의 중심거리는 1 m, 원동축 풀리의 직경은 200 mm, 벨트의 두께는 무시하며, $\pi = 3$이다)

① 3960

② 4160

③ 4460

④ 4660

정답 2번

간단한 해설

미끄럼을 무시하면 풀리 지름은 회전수에 반비례하므로 종동축 풀리 지름은 1000 mm이다. 엇걸기 벨트 길이 근사식에는 **두 풀리 지름의 합**을 적용하며, 계산한 벨트 길이는 4160 mm이다.

계산 과정

종동축 풀리 지름: 원동축 풀리 지름을 d = 200 mm, 종동축 풀리 지름을 D라 한다. 미끄럼을 무시하면 두 풀리의 원주속도가 같으므로 **지름과 회전수의 곱이 같다**. 따라서 $200 \cdot 1500 = D \cdot 300$이고, $D = \frac{200 \cdot 1500}{300} = 1000\text{mm}$이다. 회전수가 원동축의 1/5이므로 지름은 5배가 된다.

벨트 길이 근사식: 중심거리는 C = 1 m = 1000 mm로 환산한다. 벨트 두께를 무시할 때, 두 직선 구간과 풀리에 감기는 원호 구간을 합한 엇걸기 벨트 길이의 근사식은 $L \approx 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D+d)^2}{4C}$이다. 벨트가 교차하는 배치이므로 마지막 보정항에도 **두 지름의 합**을 사용한다.

수치 대입: D + d = 1000 + 200 = 1200 mm이고, 문제의 조건에 따라 π = 3을 사용한다. 각 항은 $2C = 2 \cdot 1000 = 2000\text{mm}$, $\frac{\pi(D+d)}{2} = \frac{3 \cdot 1200}{2} = 1800\text{mm}$, $\frac{(D+d)^2}{4C} = \frac{1200^2}{4 \cdot 1000} = 360\text{mm}$이다. 이를 합하면 L ≈ 2000 + 1800 + 360 = 4160 mm이므로, 가장 가까운 값은 ②의 4160 mm이다.

NoteBase

문 16. 내경 80 mm 관의 한쪽 끝에 볼트 4개로 덮개를 고정하여 관 내부 압력을 100 kgf/cm^{2}으로 유지하려고 할 때, 볼트의 최소 골지름[cm]은? (단, 볼트의 허용인장응력은 σ_a[kgf/cm^2]이다)

① $\frac{20}{\sqrt{\sigma_a}}$
② $\frac{30}{\sqrt{\sigma_a}}$
③ $\frac{40}{\sqrt{\sigma_a}}$
④ $\frac{50}{\sqrt{\sigma_a}}$

정답 3번

간단한 해설

덮개를 밀어내는 압력 하중을 **볼트 4개가 균등하게 분담**하므로, 볼트 한 개의 인장하중은 400π kgf이다. 이를 골지름 단면적에 대한 허용인장응력 조건에 적용하면 최소 골지름은 $\frac{40}{\sqrt{\sigma_a}}$ cm이다.

계산 과정

조건과 단위: 관의 내경을 D, 볼트의 골지름을 d라 한다. 압력과 허용인장응력의 면적 단위가 cm^{2}이므로 **내경 80 mm를 8 cm로 환산**한다. 압력은 p = 100 kgf/cm^{2}이며, 볼트 수는 4개이다.

덮개에 작용하는 힘: 압력이 관의 내경에 해당하는 원형 면적 A에 작용하므로, 덮개를 밀어내는 힘은 $F = pA$이다. $A = \frac{\pi D^2}{4} = 16\pi$ cm^{2}이므로 $F = 100 \cdot 16\pi = 1600\pi$ kgf이다. 이 힘이 볼트 전체가 지탱해야 할 하중이다.

볼트 한 개의 하중: 압력에 의한 하중을 볼트 4개가 균등하게 분담하는 것으로 계산한다. 볼트 한 개에 작용하는 인장하중 W는 $W = \frac{F}{4} = 400\pi$ kgf이다.

허용인장응력 조건: 나사산의 골 부분이 가장 가는 단면이므로 **골지름 d에 해당하는 단면적**으로 인장응력을 계산한다. 그 단면적은 $A_b = \frac{\pi d^2}{4}$이고, 인장응력은 $\sigma = \frac{W}{A_b} = \frac{1600}{d^2}$이다. 볼트가 하중을 견디려면 $\sigma \le \sigma_a$이어야 하므로 $d^2 \ge \frac{1600}{\sigma_a}$이다.

최소 골지름: 허용인장응력에 도달하는 경계에서 $d_{\min} = \sqrt{\frac{1600}{\sigma_a}} = \frac{40}{\sqrt{\sigma_a}}$ cm이다. 이는 ③의 식과 일치한다.

NoteBase

문 17. 다음에 주어진 치수 허용표기에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

◯ $\phi 12H6$
◯ 위 표기에 대한 기본 공차 수치는 11 μm임

① 직경이 12 mm인 구멍에 대한 공차표현이다.
② IT공차는 6급이다.
③ 헐거운 끼워맞춤으로 결합되는 상대 부품의 공차역은 g5이다.
④ $\phi 12H6$을 일반공차 표기로 나타내면 $\phi 12^{0}_{-0.011}$이다.

정답 4번

간단한 해설

H는 구멍의 **아래 치수허용차가 0**인 공차역이다. 공차가 11 μm이므로 위 치수허용차는 +0.011 mm이며, 치수허용차를 직접 쓰면 $\phi 12^{+0.011}_{0}$이다.

선지별 해설

① O: ϕ는 지름을 뜻하고, 12는 기준치수 12 mm를 나타낸다. 또한 **대문자 H는 구멍의 공차역**을 나타내므로, 기준 지름이 12 mm인 구멍에 대한 공차표현이다.

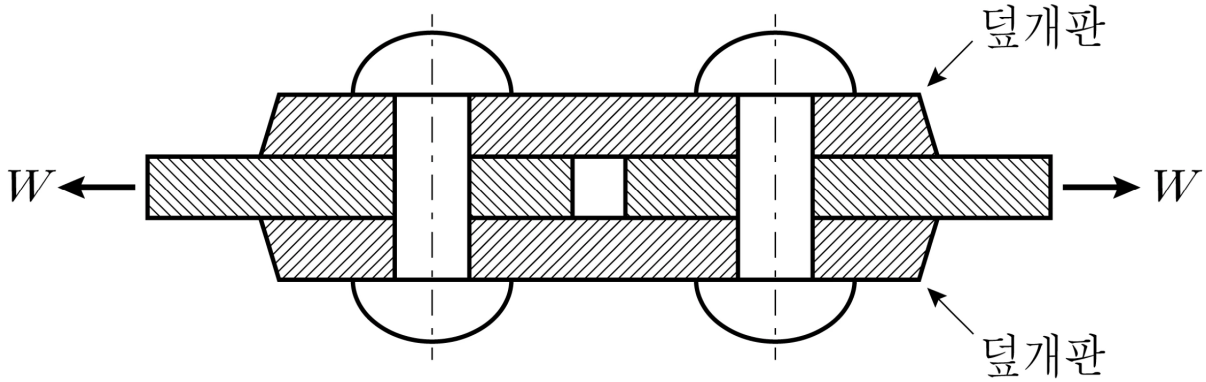
② O: H6에서 문자 H는 공차역의 위치를, 숫자 6은 **표준공차등급 IT6**을 뜻한다. 공차등급은 주어진 기준치수에서 허용되는 치수 범위의 폭을 정하며, 이 문제에서는 그 폭이 11 μm로 주어져 있다.

③ O: g5는 축의 공차역과 IT5 등급을 나타낸다. g축은 **최대 허용치수도 기준치수보다 작고**, H구멍은 최소 허용치수가 기준치수와 같다. 따라서 같은 기준치수의 H6 구멍과 g5 축을 결합하면 가장 작은 구멍과 가장 큰 축 사이에도 틈새가 남으므로 헐거운 끼워맞춤이 된다.

④ X: H구멍은 **아래 치수허용차가 0이고 공차역이 기준치수보다 큰 쪽**에 놓인다. 주어진 공차 11 μm = 0.011 mm를 적용하면 위 치수허용차는 +0.011 mm이다. 따라서 $\phi 12H6$은 $\phi 12^{+0.011}_{0}$으로 표시하며, 허용되는 구멍 지름은 12.000~12.011 mm이다. 선지의 표기는 허용범위를 11.989~12.000 mm로 나타내므로 공차역의 방향이 반대이다.

NoteBase

문 18. 양쪽 덮개판 한줄 맞대기 리벳이음에서 리벳지름은 10 mm, 강판두께는 10 mm, 리벳피치는 50 mm이다. 리벳 전단강도가 강판 인장강도의 50%일 때, 가장 가까운 리벳효율[%]은? (단, W = 인장하중, $\pi = 4$이다)



① 18

② 24

③ 30

④ 36

정답 1번

간단한 해설

양쪽 덮개판과 강판 사이에서 리벳이 **두 전단면**으로 하중을 전달하므로 전단저항 면적은 리벳 단면적의 2배이다. 리벳 전단강도가 강판 인장강도의 50%이므로, 구멍 없는 강판의 인장하중에 대한 리벳의 전단하중 비율은 **20%**이다.

NoteBase

계산 과정

기준과 주어진 값: 리벳효율은 한 피치 구간에서 리벳이 견디는 전단하중을 구멍 없는 강판이 견디는 인장하중으로 나눈 비율이다. 리벳지름은 d = 10 mm, 강판두께는 t = 10 mm, 피치는 p = 50 mm이다. 강판 인장강도를 σ, 리벳 전단강도를 τ라 두면 $\tau = 0.5\sigma$이고, 문제의 조건에 따라 $\pi = 4$를 사용한다.

전단면 수: 그림에서 가운데 강판의 위아래에 덮개판이 있으므로 리벳 하나에는 **전단면이 2개** 생긴다. 한쪽 강판의 한 피치 구간에는 리벳 하나가 하중을 전달한다. 맞대기선 양쪽의 리벳은 하중이 차례로 통과하는 위치에 있으므로, 그림에 리벳 두 개가 보인다는 이유로 지지하중을 다시 2배로 합산하지 않는다.

리벳의 전단하중: 리벳 한 단면의 면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{4 \cdot 10^2}{4} = 100\text{mm}^2$이다. 두 전단면의 총면적은 200 mm^2이므로, 리벳의 전단하중은 $W_s = 2A\tau$이다. 여기서 2는 리벳 개수가 아니라 **리벳 하나의 전단면 수**를 뜻한다.

비교할 강판의 인장하중: 구멍 없는 강판의 한 피치 구간 단면적은 $pt = 50 \cdot 10 = 500\text{mm}^2$이다. 따라서 기준 인장하중은 $W_0 = pt\sigma$이다. 효율의 분모에는 **리벳구멍을 빼기 전의 단면적**을 사용한다.

리벳효율: $\eta = \frac{W_s}{W_0} \cdot 100$에 전단면적과 강도비를 대입하면 $\eta = \frac{200}{500} \cdot 0.5 \cdot 100 = 20\%$이다. 이는 리벳이 전단으로 견디는 하중이 구멍 없는 강판의 인장하중의 20%라는 뜻이다. 선택지 중 20%에 가장 가까운 값은 ①의 18%이다.

NoteBase

문 19. 외접하는 두 원통 마찰차의 중심거리가 400 mm이고, 회전수는 각각 150 rpm, 50 rpm이다. 이때, 밀어붙이는 힘 5 kN, 전달 동력이 3 PS(마력)이면, 두 원통 마찰차 표면의 마찰계수에 가장 가까운 값은? (단, π = 3이다)

① 0.11

② 0.14

③ 0.22

④ 0.30

정답 4번

간단한 해설

마찰차가 미끄러지지 않으면 두 차의 **접촉점 원주속도가 같다**. 이 조건으로 구한 원주속도 1.5 m/s와 전달 동력을 이용하면 필요한 접선력은 약 1,471 N이고, 이를 밀어붙이는 힘 5,000 N으로 나눈 **마찰계수는 약 0.294**이다.

계산 과정

1. 두 마찰차의 지름: 150 rpm인 차의 지름을 D_1, 50 rpm인 차의 지름을 D_2, 중심거리를 a라 한다. 외접하므로 중심거리는 두 반지름의 합이며, $D_1 + D_2 = 2a = 800$mm이다. 미끄럼이 없으면 접촉점 원주속도가 같아 $D_1 n_1 = D_2 n_2$가 성립한다. 따라서 $150D_1 = 50D_2$, 즉 $D_2 = 3D_1$이다. 두 식을 함께 풀면 150 rpm인 차의 지름은 200 mm, 50 rpm인 차의 지름은 600 mm이다.

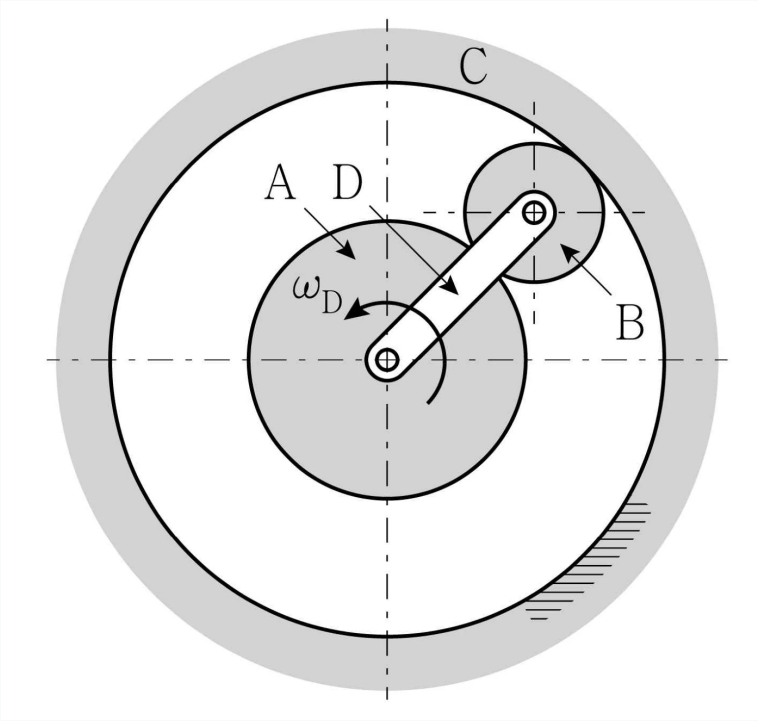
2. 원주속도: 원주속도는 **한 바퀴의 이동거리 × 초당 회전수**이다. 지름 200 mm를 0.2 m로 바꾸고, rpm을 초당 회전수로 바꾸기 위해 60으로 나눈다. 문제의 π = 3을 적용하면 $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$이며, $v = \frac{3 \cdot 0.2 \cdot 150}{60} = 1.5$m/s이다. 이는 두 마찰차가 접촉점에서 공유하는 접선 방향 속력이다.

3. 접선력: PS는 미터마력으로 1 PS ≈ 735.5 W이므로, 전달 동력 P는 3 × 735.5 = 2,206.5 W이다. 동력은 힘과 그 힘 방향 속도의 곱이므로, 접선력 F에 대해 $P = Fv$가 성립한다. 따라서 $F = \frac{P}{v} = \frac{2206.5}{1.5} = 1471$N이다. 이 힘은 동력을 전달하는 **접선 방향 마찰력**이며, 두 차를 밀어붙이는 힘과 구별한다.

4. 마찰계수: 밀어붙이는 힘은 접촉면의 수직항력 N이며, 5 kN = 5,000 N이다. 미끄러지지 않고 전달할 수 있는 접선력의 한계는 $F = \mu N$이므로, 주어진 동력을 전달하기 위한 한계조건에서 $\mu = \frac{F}{N} = \frac{1471}{5000} = 0.2942$이다. 마찰계수는 힘을 힘으로 나눈 무차원량이며, 계산값에 가장 가까운 선택지는 ④의 0.30이다.

NoteBase

문 20. 유성기어열에서 기어 A, B, C의 피치원 지름은 각각 200 mm, 100 mm, 400 mm이다. 암 D를 일정한 각속도($\omega_D = 10$ rad/s)로 반시계방향으로 돌릴 때, 태양기어 A의 각속도와 회전방향은? (단, A = 태양기어, B = 유성기어, C = 고정된 링기어, D = 암)



① 각속도: 30 rad/s, 회전방향: 반시계방향

② 각속도: 30 rad/s, 회전방향: 시계방향

③ 각속도: 45 rad/s, 회전방향: 반시계방향

④ 각속도: 45 rad/s, 회전방향: 시계방향

정답 1번

간단한 해설

링기어 C가 고정되어 있으므로, 암 D를 기준으로 본 A와 C의 각속도 비는 피치원 지름 비의 음수인 −2이다. A의 상대각속도에 암의 각속도를 더하면 **30 rad/s, 반시계방향**이 된다.

NoteBase

계산 과정

반시계방향을 양(+)으로 정한다. 각 기어의 피치원 지름은 $d_A = 200$ mm, $d_B = 100$ mm, $d_C = 400$ mm이다. 암 D의 각속도는 $\omega_D = 10$ rad/s이고, 링기어 C는 고정되어 있으므로 $\omega_C = 0$이다.

암과 함께 회전하는 기준에서 보면 각 기어 중심의 위치가 고정되므로, 각속도에서 암의 각속도를 뺀 상대각속도로 기어비를 적용한다. 그림에서 A–B는 외접 맞물림이어서 상대회전 방향이 반대이고, B–C는 내접 맞물림이어서 상대회전 방향이 같다. 따라서 A와 C의 상대각속도 비는 음수이며, B의 지름은 두 맞물림의 기어비를 곱하는 과정에서 약분된다. 그 관계는 $\frac{\omega_A - \omega_D}{\omega_C - \omega_D} = -\frac{d_C}{d_A}$이다.

주어진 값으로 지름 비를 계산하면 $-\frac{400}{200} = -2$이다. 각속도를 rad/s 단위로 대입하면 $\frac{\omega_A - 10}{0 - 10} = -2$이므로 $\omega_A - 10 = 20$이다. 이 20 rad/s는 지면 기준 각속도가 아니라 **암 D에 대한 A의 상대각속도**이다.

지면 기준 각속도는 상대각속도에 암의 각속도를 더하여 $\omega_A = 20 + 10 = 30$ rad/s이다. 부호가 양(+)이므로 회전방향은 반시계방향이며, ①의 '30 rad/s, 반시계방향'과 일치한다.

NoteBase