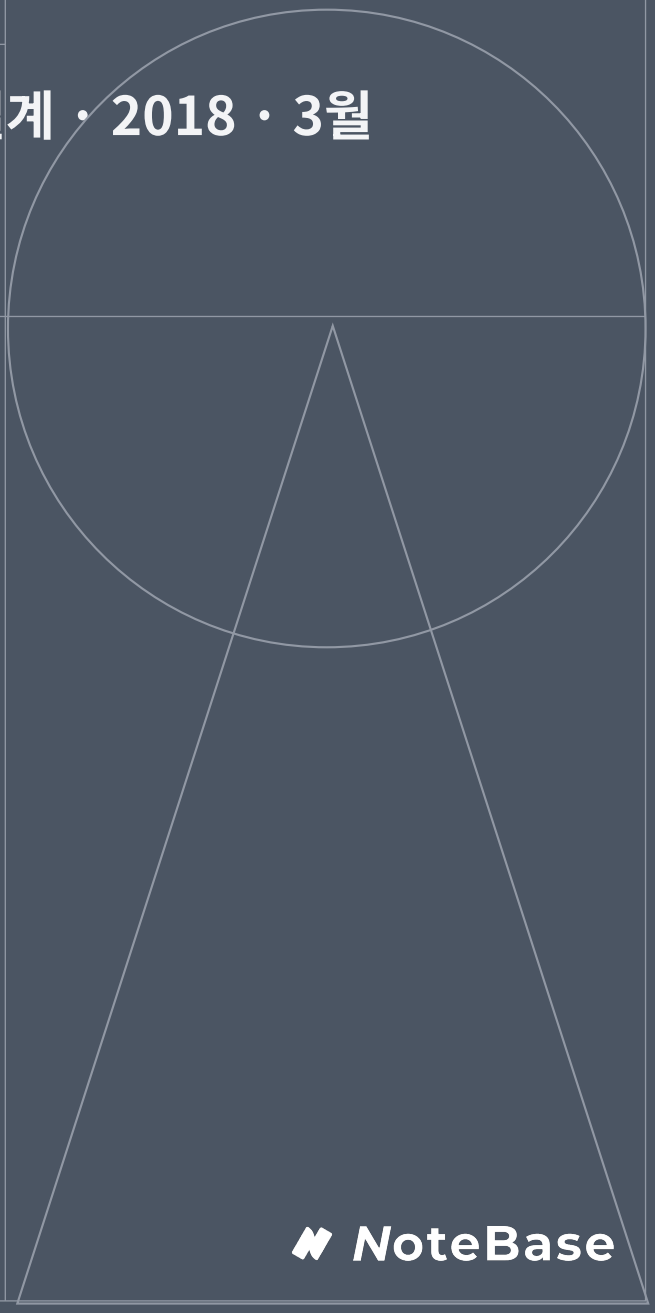
기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2018 · 3월



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2018 · 3월

공무원/서울시/9급 · 기계설계 · 2018 · 3월

문 1. 동일한 재료로 제작된 평행키(혹은 묻힘키)와 축에서, 키가 받을 수 있는 토크와 축이 받을 수 있는 토크가 같을 때 키의 폭(b)과 축의 직경(d) 사이의 관계는? (단, 키의 길이는 축 직경의 1.5배이며, $\pi = 3$이다.)

① $b = d/4$

② $b = d/2$

③ $b = d$

④ $b = 2d$

정답 1번

간단한 해설

같은 재료이므로 키와 축의 **허용전단응력을 같게** 두고, 키의 전단강도로 정해지는 토크와 축의 비틀림 토크를 비교한다. 키의 길이 $l = 1.5d$와 $\pi = 3$을 대입하면 $b = \frac{d}{4}$가 된다.

계산 과정

조건과 변수: 키의 폭을 b, 길이를 l, 축의 직경을 d라 하며, 주어진 길이는 $l = 1.5d$이다. 같은 재료로 만든 키와 축의 허용전단응력을 공통으로 τ라 둔다. 키의 전단강도와 축의 비틀림 전단강도를 기준으로 전달 가능한 토크를 각각 구한다.

키가 전달할 수 있는 토크: 키의 전단면적은 **폭 × 길이**인 bl이다. 전단응력이 이 면적에 균일하게 작용한다고 보면 접선방향 힘은 $F = \tau bl$이다. 이 힘의 작용 반지름이 $\frac{d}{2}$이므로, 키의 토크는 $T_{\mathrm{k}} = F \cdot \frac{d}{2} = \frac{\tau bld}{2}$이다.

축이 전달할 수 있는 토크: 중실 원형축의 비틀림에서 최대전단응력은 $\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이다. 축 표면의 최대전단응력이 허용값 τ에 도달할 때의 토크는 $T_{\mathrm{s}} = \frac{\pi \tau d^3}{16}$이다.

두 토크의 일치: $T_{\mathrm{k}} = T_{\mathrm{s}}$이므로 $\frac{\tau bld}{2} = \frac{\pi \tau d^3}{16}$이다. 양변의 공통 인자인 τ와 d를 약분하고 폭에 대해 정리하면 $b = \frac{\pi d^2}{8l}$을 얻는다. **재료의 허용전단응력이 소거**되므로 폭과 직경의 관계만 남는다.

조건 대입과 결과: $l = 1.5d$, $\pi = 3$을 대입하면 $b = \frac{3d^2}{8 \cdot 1.5d} = \frac{d}{4}$이다. 키의 폭은 축 직경의 1/4이며, 같은 길이 단위로 나타낸 이 관계는 ①과 일치한다.

NoteBase

문 2. 유연성 축이음이 아닌 것은?

① 셀러 축이음(Seller coupling)

② 체인 축이음(Chain coupling)

③ 고무 축이음(Elastometic coupling)

④ 기어형 축이음(Gear coupling)

정답 1번

간단한 해설

셀러 축이음은 두 축을 단단히 고정하는 **강성 축이음**이다. 축의 미세한 어긋남을 허용하도록 만든 유연성 축이음과 구별한다.

공통 해설

유연성 축이음은 토크를 전달하면서 **허용 범위 안에서 두 축의 중심선이나 각도의 어긋남을 수용**하는 축이음이다. 이 기능은 고무의 탄성변형뿐 아니라 연결 부품 사이의 틈새와 상대운동으로도 구현할 수 있다.

체인 축이음은 체인과 스프로킷 등의 부품 사이 틈새로, 고무 축이음은 고무의 탄성변형으로 축의 어긋남을 수용한다. 기어형 축이음도 맞물리는 이의 형상과 틈새를 이용하여 제한된 어긋남을 허용한다. 따라서 금속 부품으로 된 체인형과 기어형도 유연성 축이음에 포함된다.

셀러 축이음은 슬리브를 조여 두 축을 단단히 고정하는 **강성 축이음**이다. 축의 어긋남을 수용하는 구조가 아니므로 두 축을 정확히 일직선으로 맞추어 설치해야 하며, 유연성 축이음에 포함되지 않는다.

NoteBase

문 3. 축하중이 작용하는 압축 코일 스프링의 처짐량에 대한 설명으로 가장 옳은 것은?

① 하중이 2배가 되면 처짐량은 $\frac{1}{2}$로 줄어든다.

② 소선의 지름이 2배가 되면 처짐량은 $\frac{1}{16}$로 줄어든다.

③ 코일의 평균 지름이 2배가 되면 처짐량은 2배 증가한다.

④ 유효감김수가 2배가 되면 처짐량은 4배 증가한다.

정답 2번

간단한 해설

다른 조건이 같을 때 압축 코일 스프링의 처짐량은 **소선 지름의 네제곱에 반비례**한다. 따라서 소선 지름이 2배가 되면 처짐량은 $\frac{1}{2^4} = \frac{1}{16}$로 줄어든다.

선지별 해설

원형 소선으로 된 압축 코일 스프링의 탄성 범위에서, 소선의 비틀림 변형을 주로 고려한 처짐량은 $\delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4}$이다. 여기서 P는 축하중, D는 코일의 평균 지름, n은 유효감김수, G는 전단탄성계수, d는 소선 지름이다. 각 선지에서는 해당 변수만 바꾸고 나머지 조건은 일정하게 둔다.

① X: 처짐량은 **하중에 비례**한다. 하중이 2배가 되면 처짐량도 2배가 되므로, 절반으로 줄어든다는 설명은 반대이다.

② O: 처짐량은 **소선 지름의 네제곱에 반비례**한다. 소선 지름이 2배가 되면 분모의 d^4가 $2^4 = 16$배가 되어, 처짐량은 원래의 $\frac{1}{16}$이 된다.

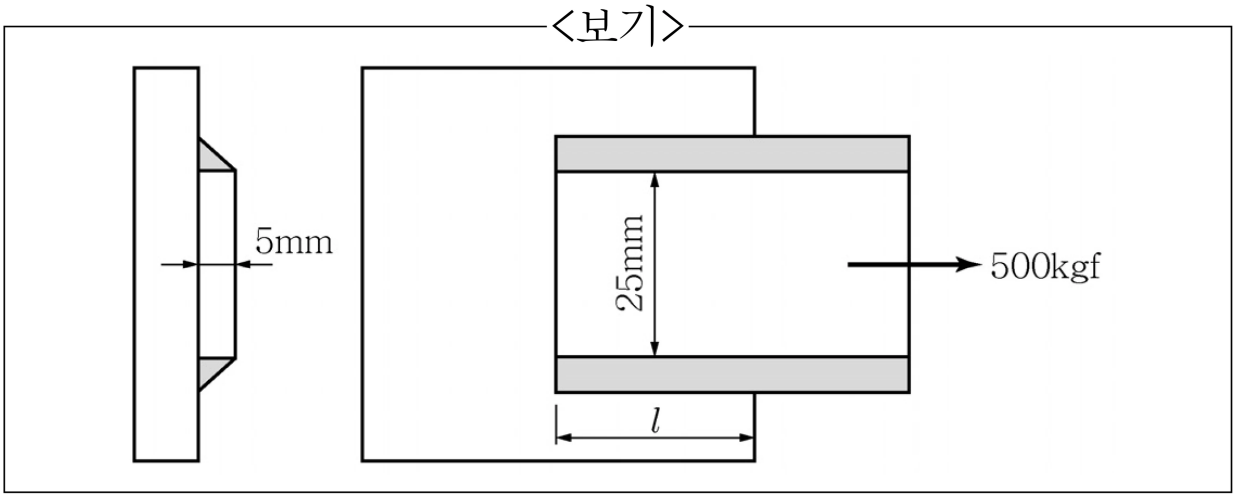
③ X: 처짐량은 **코일 평균 지름의 세제곱에 비례**한다. 코일의 평균 지름이 2배가 되면 처짐량은 2배가 아니라 $2^3 = 8$배가 된다.

④ X: 처짐량은 **유효감김수에 비례**한다. 변형에 참여하는 감김수가 2배가 되면 각 감김의 변형이 합쳐진 전체 처짐량도 2배가 되며, 4배가 되지는 않는다.

NoteBase

문 4. <보기>와 같은 측면 필릿 용접이음에서 허용 전단응력이 5kgf/mm^{2}일 때, 용접부의 최소 길이로 가장 적합한 것은? (단, $\sqrt{2} = 1.414$이다.)

<보기>



① 5.0mm

② 7.1mm

③ 13.8mm

④ 14.8mm

정답 4번

간단한 해설

측면 필릿 용접은 **목두께에 두 용접선의 길이를 곱한 면적**으로 전단하중을 지지한다. 각 용접부에 필요한 길이는 약 14.14 mm 이상이므로, 제시된 길이 중 이를 만족하는 14.8 mm가 적합하다.

NoteBase

계산 과정

1. 용접부의 목두께: 그림의 위아래에 하중 방향과 나란한 용접선이 각각 하나씩 있다. 그림의 5 mm를 다리 길이 h로 하는 등각 필릿에서, 목두께 a는 용접 단면의 뿌리에서 빗변까지의 최단거리이다. 따라서 $a = \frac{h}{\sqrt{2}} = \frac{5}{1.414} \approx 3.536\text{mm}$이다. 전단강도 계산에는 다리 길이 자체가 아니라 **목두께**를 사용한다.

2. 하중을 지지하는 면적: 각 용접선의 길이를 l이라 하면 두 용접선의 전체 목면적은 $A = 2al$이다. 그림의 25 mm는 두 용접부 사이의 간격이므로 용접 길이 l에 더하지 않는다. 하중 500 kgf가 위아래 용접부에 대칭으로 작용하므로, 두 목면적이 함께 하중을 지지하는 것으로 계산한다.

3. 최소 길이 계산: 전단응력은 하중을 목면적으로 나눈 값이므로 $\tau = \frac{P}{2al}$이다. 이 값이 허용 전단응력 5 kgf/mm^2 이하여야 하므로 $l \geq \frac{P}{2a\tau_{\text{allow}}}$이다. 수치를 대입하면 $l \geq \frac{500 \cdot 1.414}{2 \cdot 5 \cdot 5} = 14.14\text{mm}$이다. 이는 **각 용접선에 필요한 최소 길이**이며, 두 용접선 길이의 합이 아니다.

4. 선택지와의 대응: 5.0 mm, 7.1 mm, 13.8 mm는 모두 필요한 최소 길이 14.14 mm보다 짧다. ④의 14.8 mm는 이 조건을 만족하므로 제시된 선택지 중 가장 적합하다.

NoteBase

문 5. 미터 치수를 사용하는 나사의 호칭지름은 무엇으로 나타내는가?

① 암나사의 유효지름

② 암나사의 바깥지름

③ 체결되는 수나사의 바깥지름

④ 체결되는 수나사의 유효지름

정답 3번

간단한 해설

미터 나사의 호칭지름은 **체결되는 수나사의 바깥지름**을 기준으로 나타낸다. 암나사도 짝이 되는 수나사와 같은 호칭지름을 사용한다.

공통 해설

미터 나사의 호칭지름은 나사의 크기를 부르는 기준 치수로, **체결되는 수나사의 바깥지름**을 기준으로 정한다. 수나사의 바깥지름은 나사산의 봉우리에 접하는 가상 원통의 지름이다. 암나사도 체결 상대인 수나사의 크기에 맞추어 같은 호칭을 사용하므로, 암나사 자체의 바깥지름이나 암·수나사의 유효지름을 호칭지름의 기준으로 삼지 않는다.

예를 들어 M10에서 M은 미터 나사를, 10은 수나사 바깥지름의 기준 치수가 10 mm임을 나타낸다. 이 수나사와 체결되는 암나사도 M10으로 부른다.

NoteBase

문 6. 두 축 간의 거리가 멀고, 회전 방향이 서로 같은 방향이며, 비교적 정확한 회전수를 전달할 수 있으나 충격력에 의한 소음과 파괴가 발생하는 동력 전달 장치는?

① 기어

② 마찰차

③ 벨트-풀리

④ 체인-스프로킷

정답 4번

간단한 해설

체인-스프로킷은 떨어진 두 축 사이에서 **체인과 스프로킷의 맞물림**으로 동력을 전달하므로 미끄럼 없이 비교적 정확한 회전수비를 유지한다. 다만 맞물림 충격으로 소음이 생기며, 큰 충격 하중은 부품 파손을 일으킬 수 있다.

공통 해설

체인-스프로킷은 두 축에 설치한 스프로킷에 체인을 걸어, **체인과 스프로킷 이의 맞물림**으로 동력을 전달하는 장치이다. 두 바퀴가 직접 접촉할 필요가 없어 축 사이의 거리가 비교적 멀어도 사용할 수 있다. 체인을 교차시키지 않고 거는 일반적인 배치에서는 두 스프로킷이 같은 방향으로 회전한다.

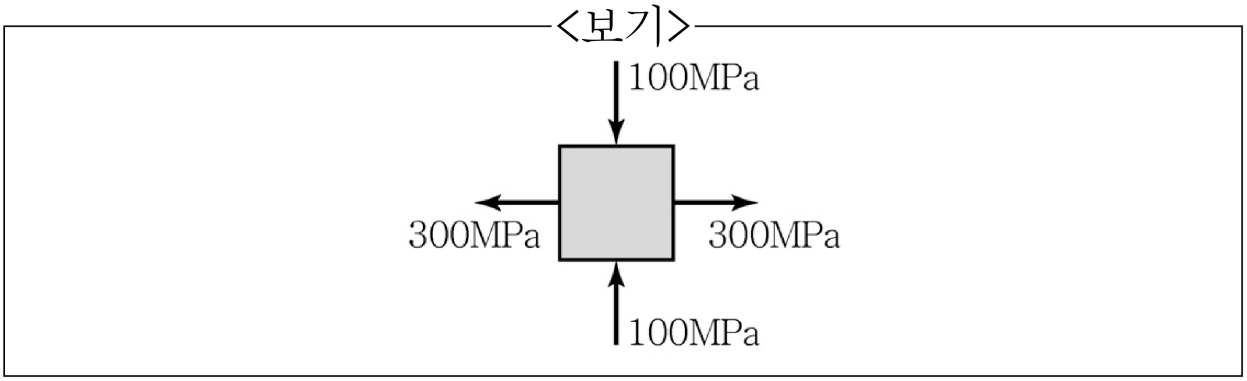
체인이 스프로킷의 이에 걸려 움직이므로 마찰에 의존하는 전동과 달리 미끄럼이 없고, 두 스프로킷의 잇수에 따른 회전수비를 비교적 정확하게 유지한다. 반면 체인이 스프로킷에 맞물릴 때 충격과 소음이 발생하며, 큰 충격 하중이 작용하면 체인이나 스프로킷이 파손될 수 있다. 따라서 문제의 거리·회전 방향·회전수 전달·충격에 관한 조건이 이 전달 원리와 연결된다.

기어와 마찰차는 기본적인 두 바퀴 전동에서 서로 직접 접촉하므로 떨어진 축을 체인으로 잇는 방식과 다르다. 일반적인 벨트-풀리는 떨어진 축을 같은 방향으로 회전시킬 수 있지만, **마찰로 전달하므로 미끄럼이 생길 수 있다**. 이와 달리 체인-스프로킷은 떨어진 축을 연결하면서도 맞물림으로 회전수비를 유지한다.

NoteBase

문 7. <보기>와 같이 임의의 단면에 수평방향으로 300MPa의 인장응력이 작용하고 수직방향으로 100MPa의 압축응력이 작용하는 경우 최대 전단응력의 크기는? (단, 최대 전단응력 이론을 따른다.)

<보기>



① 100MPa

② 200MPa

③ 300MPa

④ 400MPa

정답 2번

간단한 해설

인장응력은 양수, 압축응력은 음수로 두므로 최대·최소 주응력은 각각 300 MPa와 −100 MPa이다. 최대 전단응력은 **두 주응력 차이의 절반**이므로 200 MPa이다.

계산 과정

응력 상태: 그림의 수평 화살표는 바깥쪽을 향하므로 인장, 수직 화살표는 안쪽을 향하므로 압축이다. **인장은 양수, 압축은 음수**로 두면 수평 응력은 300 MPa, 수직 응력은 −100 MPa이다. 그림처럼 전단응력 없이 수직응력만 작용하는 평면응력 상태에서는 이 두 응력이 주응력이다. 면 밖 주응력 0 MPa까지 포함해도 최대 주응력은 300 MPa, 최소 주응력은 −100 MPa이다.

적용 관계: 최대 전단응력 이론에서 사용하는 최대 전단응력은 $\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$이다. 여기서 σ_{max}와 σ_{min}은 각각 최대·최소 주응력이다. 모어 원에서 두 주응력 사이의 거리가 지름이고 최대 전단응력이 반지름이므로, **주응력 차이를 2로 나눈다**.

수치 대입: 주응력 차이는 300 − (−100) = 400 MPa이다. 압축응력의 음수를 빼므로 두 응력의 크기를 더하게 된다. 따라서 $\tau_{max} = \frac{300 - (-100)}{2} = 200\text{MPa}$이며, ②의 200 MPa에 해당한다.

NoteBase

문 8. 축의 중앙에 설치된 회전체에 의하여 처짐 δ가 0.98mm 발생하였다. 이 축의 위험속도는? (단, 중력가속도 g=9.8m/s^{2}이다.)

① $\frac{3,000}{\pi}$rpm

② 3,000rpm

③ $\frac{10,000}{\pi}$rpm

④ 10,000rpm

정답 1번

간단한 해설

위험속도는 회전속도가 축의 **횡진동 고유진동수와 일치**할 때의 속도이다. 정적 처짐 0.98 mm를 적용하면 위험각속도는 100 rad/s이며, 이를 분당 회전수로 바꾸면 $\frac{3,000}{\pi}$ rpm이다.

계산 과정

회전체를 집중질량으로 보고 축 자체의 질량과 감쇠를 무시하는 기본 모델을 적용한다. 회전체의 질량을 m, 회전체 위치에서 축의 등가 굽힘강성을 k라 하면, 자중에 의한 정적 처짐은 $k\delta = mg$를 만족한다. 위험각속도는 횡진동 고유각진동수와 같으므로 $\omega_c = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$이다.

처짐의 단위 변환: 중력가속도가 9.8 m/s^{2}로 주어졌으므로 **처짐도 m 단위**로 맞춘다. 따라서 $\delta = 0.98 \times 10^{-3}\text{m} = 0.00098\text{m}$이다.

위험각속도 계산: $\omega_c = \sqrt{\frac{9.8}{0.00098}} = 100\text{rad/s}$이다. 이 값은 초당 각변위로 나타낸 속도이므로, 선지의 rpm과 비교하려면 분당 회전수로 바꾸어야 한다.

분당 회전수 변환: **1회전은 2π rad, 1분은 60초**이므로 $N_c = \frac{60\omega_c}{2\pi}$이다. 따라서 $N_c = \frac{60 \times 100}{2\pi} = \frac{3,000}{\pi}$rpm이며, ①의 값과 일치한다.

NoteBase

문 9. 중심거리 $C = 180\text{mm}$, 모듈 $m = 3\text{mm}$일 때 회전속도를 1/2로 감속하는 표준스퍼기어의 구동기어와 피동기어의 잇수는?

① 구동기어 잇수: 10개, 피동기어 잇수: 20개

② 구동기어 잇수: 20개, 피동기어 잇수: 40개

③ 구동기어 잇수: 40개, 피동기어 잇수: 80개

④ 구동기어 잇수: 60개, 피동기어 잇수: 120개

정답 3번

간단한 해설

회전속도를 1/2로 낮추려면 피동기어의 잇수가 **구동기어의 2배**여야 한다. 중심거리와 모듈로 구한 두 기어의 잇수 합은 120개이므로 구동기어는 40개, 피동기어는 80개이다.

계산 과정

구동기어의 잇수와 회전속도를 각각 z_1, n_1, 피동기어의 잇수와 회전속도를 각각 z_2, n_2라 한다. 맞물린 기어는 피치원에서의 원주속도가 같으므로 **회전속도는 잇수에 반비례**한다. 따라서 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2}$이며, $z_2 = 2z_1$이다.

표준스퍼기어의 피치원 지름은 모듈과 잇수의 곱이고, 중심거리는 **두 피치원 반지름의 합**이다. 따라서 $C = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$이다. 주어진 중심거리 180 mm와 모듈 3 mm를 대입하면 $z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 180}{3} = 120$이다. 즉, 두 기어의 잇수 합은 120개이다.

잇수 합에 $z_2 = 2z_1$을 대입하면 $z_1 + 2z_1 = 120$이다. 따라서 $z_1 = \frac{120}{3} = 40$이고, $z_2 = 2 \cdot 40 = 80$이다. 구동기어 40개, 피동기어 80개는 ③과 일치한다.

NoteBase

문 10. 치형곡선의 기구학적 조건에 대한 설명으로 가장 옳은 것은?

① 맞물려 돌아가는 두 기어가 특정 물림위치에서 일정한 각속도비를 가져야 한다.

② 맞물려 돌아가는 두 기어의 접촉점에서 공통법선은 피치점을 통과해야 한다.

③ 맞물려 돌아가는 두 기어의 접촉점에서 법선방향의 속도차이는 있어도 된다.

④ 맞물려 돌아가는 두 기어의 접촉점에서 접선방향의 속도는 반드시 같아야 한다.

정답 2번

간단한 해설

두 기어가 일정한 각속도비로 회전하려면 접촉점의 **공통법선이 항상 고정된 피치점을 통과**해야 한다. 접촉점이 이동해도 피치점의 위치가 유지되어야 각속도비가 변하지 않는다.

선지별 해설

① X: 특정 물림위치에서의 각속도비만으로는 치형곡선의 조건을 충분히 설명하지 못한다. 두 기어의 각속도비는 **물림이 진행되는 모든 위치에서 일정하게** 유지되어야 한다.

② O: 공통법선은 접촉점에서 두 치형곡선의 공통접선에 수직인 직선이다. 일정한 각속도비를 얻으려면 이 직선이 항상 중심선 위의 **고정된 피치점**을 지나야 한다. 피치점은 두 피치원이 접하는 점이며, 피치점에서 각 회전중심까지의 거리비가 각속도비를 결정한다. 따라서 접촉점이 이동하더라도 공통법선이 같은 피치점을 통과하면 각속도비가 일정하게 유지된다.

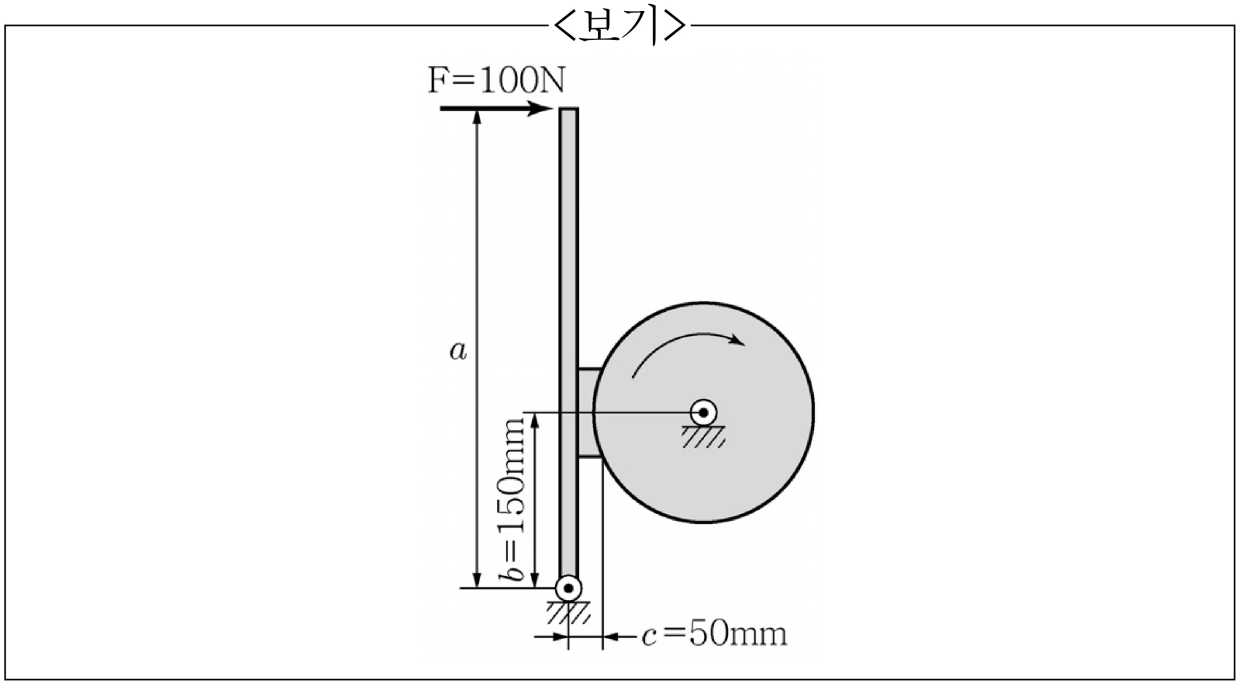
③ X: 접촉을 유지하려면 두 치형의 접촉점 속도 중 **공통법선 방향 성분이 같아야** 한다. 이 방향의 속도차이가 있으면 두 치형이 서로 파고들거나 떨어지므로 정상적인 물림을 유지할 수 없다.

④ X: 접촉점의 공통접선 방향 속도는 서로 다를 수 있으며, 이 차이가 치면 사이의 **미끄럼속도**이다. 일반적인 기어의 물림에서는 피치점을 벗어난 접촉점에서 미끄럼이 발생하고, 피치점에서는 미끄럼속도가 0이 된다. 따라서 접선방향 속도가 모든 접촉점에서 반드시 같아야 하는 것은 아니다.

NoteBase

문 11. <보기>와 같은 단식 블록 브레이크가 있다. 레버에 최대로 가할 수 있는 힘이 100N일 때, 제동력 60N을 얻기 위한 레버의 최소 길이는? (단, 마찰계수 $\mu = 0.3$이다.)

<보기>



① 310mm

② 320mm

③ 330mm

④ 340mm

정답 3번

간단한 해설

수직항력과 마찰력은 모두 레버를 반시계 방향으로 돌리므로 **두 힘의 모멘트를 더해야 한다**. 이를 최대 힘 100 N으로 평형시키기 위한 레버의 최소 길이는 330 mm이다.

NoteBase

계산 과정

제동력 T = 60 N은 드럼 표면에 작용하는 접선 방향 마찰력이다. 블록과 드럼 사이의 수직항력을 N이라 하면 $T = \mu N$이므로, $N = \frac{T}{\mu} = \frac{60}{0.3} = 200\text{N}$이다. 즉, 필요한 마찰력을 얻으려면 블록을 드럼에 200 N으로 눌러야 한다.

그림에서 드럼은 시계 방향으로 회전하므로 왼쪽 접촉면은 위로 움직인다. 따라서 **블록에 작용하는 마찰력은 위쪽**이며, 드럼이 블록을 미는 수직항력은 왼쪽이다. 레버 아래의 지점을 기준으로 두 힘은 모두 반시계 방향 모멘트를 만든다. 각 힘의 작용선까지 수직거리는 수직항력에 대해 b = 150 mm, 마찰력에 대해 c = 50 mm이다.

레버 위쪽에 오른쪽으로 가하는 힘 F는 시계 방향 모멘트를 만든다. 지점 반력은 지점을 지나므로 이 점에 대한 모멘트가 0이고, 레버의 모멘트 평형식은 $Fa = Nb + Tc$이다. 수직항력의 모멘트는 $200 \times 150 = 30000$ N·mm, 마찰력의 모멘트는 $60 \times 50 = 3000$ N·mm이므로, 가하는 힘이 만들어야 할 모멘트는 33000 N·mm이다.

필요한 모멘트가 일정할 때 $a = \frac{33000}{F}$이므로, 레버 길이를 최소로 하려면 **가할 수 있는 최대 힘 100 N**을 사용한다. 따라서 $a_{\min} = \frac{33000}{100} = 330\text{mm}$이며, 이는 ③의 330 mm에 해당한다.

NoteBase

문 12. 한 줄 겹치기 리벳이음을 하고자 한다. 단일 전단면에서 리벳의 전단력과 리벳구멍 부분에서 판재의 압축력을 같게 하고자 할 때, 리벳의 직경은 판재 두께의 몇 배로 설계해야 하는가? (단, 최대 전단응력이론을 따른다.)

① 2/π

② 4/π

③ 8/π

④ 12/π

정답 3번

간단한 해설

최대 전단응력이론에 따라 압축응력의 크기를 **전단응력의 2배**로 두고, 단일 전단면의 전단저항과 구멍 부분의 압축저항을 같게 한다. 이를 만족하는 리벳 직경은 판재 두께의 $\frac{8}{\pi}$배이다.

계산 과정

리벳 한 개를 기준으로 직경을 d, 판재 두께를 t, 허용전단응력을 τ, 허용압축응력의 크기를 σ_c라 한다. 구하려는 값은 길이끼리의 비인 $\frac{d}{t}$이므로 단위가 없다.

응력의 관계: 최대 전단응력이론에서는 단축 압축 상태의 최대 전단응력이 압축응력 크기의 절반이다. 이 문제에서 같은 항복기준과 안전율을 적용하면 $\tau = \frac{\sigma_c}{2}$, 즉 $\sigma_c = 2\tau$로 놓는다.

리벳의 전단저항: 한 줄 겹치기 이음에서 주어진 **단일 전단면**의 면적은 리벳의 원형 단면적 $\frac{\pi d^2}{4}$이다. 따라서 리벳이 전단에 견디는 힘은 $P_s = \frac{\pi d^2}{4}\tau$이다. 전단면이 하나이므로 면적에 2를 곱하지 않는다.

판재의 압축저항: 리벳이 구멍 벽을 누르는 압축은 **직경과 두께를 곱한 투영면적** dt를 기준으로 계산한다. 따라서 구멍 부분이 압축에 견디는 힘은 $P_c = dt\sigma_c = 2dt\tau$이다.

두 저항을 같게 하는 직경: $P_s = P_c$를 적용하면 $\frac{\pi d^2}{4}\tau = 2dt\tau$이다. 양변에서 양수인 $d\tau$를 약분하면 $\frac{\pi d}{4} = 2t$ 이므로 $\frac{d}{t} = \frac{8}{\pi} \approx 2.55$이다. 따라서 리벳 직경은 판재 두께의 $\frac{8}{\pi}$배로 설계하며, 이는 ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. 베어링 번호 6003인 깊은 홈 볼베어링에서 내경의 크기는?

① 10mm

② 12mm

③ 15mm

④ 17mm

정답 4번

간단한 해설

베어링 번호 6003의 끝 두 자리 **'03'은 내경 17 mm**를 나타내는 내경번호이다.

공통 해설

베어링 번호 6003에서 내경을 나타내는 부분은 **끝 두 자리 '03'**이다. 내경번호 00·01·02·03은 각각 10 mm·12 mm·15 mm·17 mm에 대응하도록 정해져 있다. 따라서 6003의 내경은 17 mm이며, 10 mm·12 mm·15 mm는 각각 내경번호가 00·01·02일 때의 값이다.

NoteBase

문 14. 비틀림각이 30°인 헬리컬 기어 한 쌍이 맞물려 돌아가고 있다. 각각 기어의 잇수가 30개와 40개이고 치직각 모듈 $m = 2\text{mm}$일 때 두 기어의 중심거리는?

① 70mm
② $\frac{70}{\sqrt{3}}$ mm
③ 140mm
④ $\frac{140}{\sqrt{3}}$ mm

정답 4번

간단한 해설

헬리컬 기어의 피치원 지름은 **치직각 모듈을 축직각 모듈로 환산**하여 구한다. 두 피치원 반지름을 더하면 중심거리는 $\frac{140}{\sqrt{3}}$ mm이다.

계산 과정

1. 모듈 환산: 주어진 치직각 모듈을 $m_n = 2\,\text{mm}$, 비틀림각을 $\beta = 30^\circ$, 두 기어의 잇수를 $z_1 = 30$, $z_2 = 40$으로 둔다. 치직각 모듈은 이의 방향에 수직인 단면을 기준으로 하므로, 피치원 지름 계산에는 **축에 수직인 단면의 모듈**인 축직각 모듈이 필요하다. 두 모듈의 관계는 $m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$이므로, $m_t = \frac{2}{\cos 30^\circ} = \frac{4}{\sqrt{3}}$ mm이다.

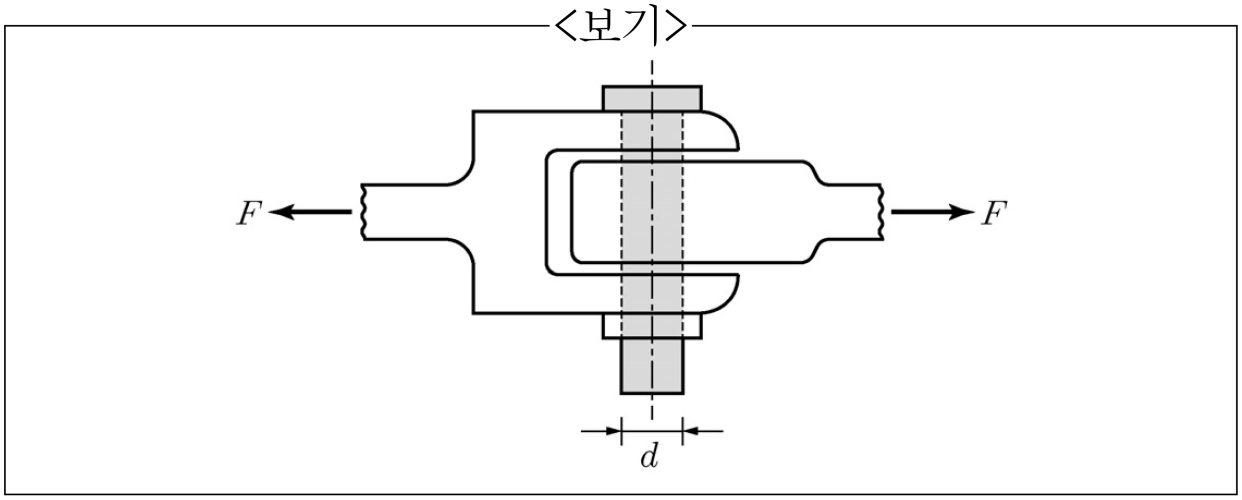
2. 피치원 지름: 피치원 지름은 축직각 모듈과 잇수의 곱인 $d = m_t z$로 구한다. 따라서 작은 기어는 $d_1 = \frac{4 \cdot 30}{\sqrt{3}} = \frac{120}{\sqrt{3}}$ mm, 큰 기어는 $d_2 = \frac{4 \cdot 40}{\sqrt{3}} = \frac{160}{\sqrt{3}}$ mm이다. 이 값들은 각각의 피치원 지름이며 중심거리가 아니다.

3. 중심거리: 별도의 전위 조건이 없으므로 표준 외접 헬리컬 기어로 계산한다. 두 피치원이 외접하므로 중심거리는 **두 피치원 반지름의 합**이다. 따라서 $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2}$이다. 값을 대입하면 $a = \frac{4(30+40)}{2\sqrt{3}} = \frac{140}{\sqrt{3}}$ mm이며, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 15. <보기>와 같은 핀이음에 인장하중 F=15kN이 작용할 때 핀에 발생하는 전단응력이 100MPa 이하라면 다음 중 핀의 최소 지름(d)은? (단, π=3이다.)

<보기>



① 10mm

② 20mm

③ 30mm

④ 40mm

정답 1번

간단한 해설

그림의 핀은 가운데 부재와 바깥쪽 두 갈래 사이의 **두 단면에서 전단되는 이중전단**을 받는다. 두 단면의 면적을 합쳐 전단응력을 계산하면, 100 MPa 이하가 되는 최소 지름은 **10 mm**이다.

NoteBase

계산 과정

전단면 확인: 가운데 부재를 바깥쪽 두 갈래가 감싸고 있으므로, 핀은 가운데 부재의 위·아래 경계에 해당하는 **두 단면에서 전단하중을 나누어 받는다**. 핀의 한 단면적을 A라 하면 전체 전단면적은 2A이다.

단위 통일: 인장하중은 F = 15 kN = 15,000 N이다. 지름 d를 mm로 두면 단면적의 단위는 mm^2이며, 허용 전단응력 100 MPa는 100 N/mm^2이다.

응력 조건: 전단응력은 하중을 전체 전단면적으로 나눈 값이다. 원형 핀의 한 단면적은 $A = \frac{\pi d^2}{4}$이므로, $\tau = \frac{F}{2A} = \frac{2F}{\pi d^2}$이다. 여기서 분모의 2A는 **이중전단의 두 전단면적을 합한 값**이다.

최소 지름 계산: 지름이 작을수록 전단응력이 커지므로, 최소 지름에서는 전단응력이 허용값과 같아진다. π = 3을 적용하면 $100 = \frac{2 \times 15{,}000}{3d^2}$이다. 이를 정리하면 $d^2 = \frac{30{,}000}{300} = 100$이므로 최소 지름은 10 mm이다.

선택지 연결: 전단응력이 100 MPa 이하가 되려면 지름이 10 mm 이상이어야 한다. 따라서 제시된 지름 중 최소값인 ①의 10 mm가 이 조건에 해당한다.

NoteBase

문 16. 20kN의 하중이 작용하는 축이 100rpm으로 회전하고 있다. 레이디얼 저널 베어링의 허용 최대 압력이 4N/mm^2, 저널의 길이와 지름의 비 $\frac{l}{d}=2$일 때 지름 d의 최솟값은?

① 10mm

② 50mm

③ 102mm

④ 122mm

정답 2번

간단한 해설

레이디얼 저널 베어링의 압력은 하중을 **투영면적** ld로 나누어 구한다. 길이가 지름의 2배이므로 허용 압력 조건을 만족하는 최소 지름은 **50 mm**이다.

계산 과정

조건 정리: 하중은 20 kN = 20000 N이고, 허용 압력은 4 N/mm^{2}이다. 저널의 길이를 l, 지름을 d라 하면 주어진 길이와 지름의 비에서 $l=2d$이다. 길이와 지름의 단위는 mm로 통일한다.

압력식: 레이디얼 저널 베어링의 압력은 하중을 **하중 방향에서 본 투영면적** ld로 나눈 값이므로 $p=\frac{F}{ld}$이다. 이 압력이 허용 압력 이하가 되어야 한다. 주어진 회전수 100 rpm은 이 압력 조건만으로 지름을 구하는 계산에는 직접 사용하지 않는다.

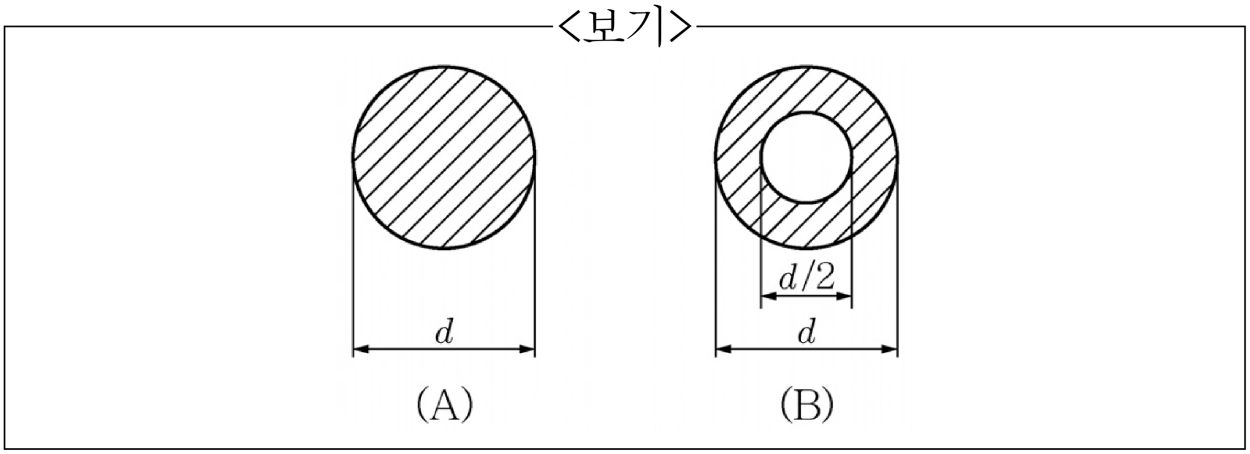
필요한 면적: 허용 압력 이하가 되려면 $ld \geq \frac{20000}{4}=5000\text{mm}^2$이어야 한다. 즉, 5000 mm^{2}는 하중 20000 N을 허용 압력 이내로 지지하는 데 필요한 **최소 투영면적**이다.

지름 계산: $l=2d$를 대입하면 $2d^2 \geq 5000\text{mm}^2$, 따라서 $d^2 \geq 2500\text{mm}^2$이고 $d \geq 50\text{mm}$이다. 지름이 50 mm일 때 길이는 100 mm이고 압력이 허용값에 도달하므로, 최소 지름은 50 mm이며 ②에 해당한다.

NoteBase

문 17. <보기>와 같은 단면의 축이 전달할 수 있는 비틀림 모멘트의 비 T_A/T_B의 값은? (단, 두 축의 재료의 성질은 같다.)

<보기>



① 9/16

② 16/9

③ 15/16

④ 16/15

정답 4번

간단한 해설

두 축은 재료와 바깥지름이 같으므로 전달 가능한 비틀림 모멘트는 **극단면2차모멘트에 비례**한다. 안지름이 바깥지름의 절반인 B의 극단면2차모멘트는 A의 15/16이므로, 모멘트의 비는 $\frac{T_A}{T_B} = \frac{16}{15}$이다.

NoteBase

계산 과정

비틀림 강도 기준: 원형축의 탄성 비틀림에서 최대 전단응력은 $\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$이다. 여기서 T는 비틀림 모멘트, c는 바깥반지름, J는 극단면2차모멘트이다. 허용전단응력을 τ_a라 하면 전달 가능한 모멘트는 $T = \frac{\tau_a J}{c}$이다. 두 축은 같은 재료이므로 같은 허용전단응력을 적용하고, 바깥반지름도 모두 $c = \frac{d}{2}$이므로 **모멘트의 비는 J의 비와 같다**.

(A) 중실축: 그림에서 지름은 d이고 내부에 구멍이 없다. 중실 원형 단면의 극단면2차모멘트는 $J_A = \frac{\pi d^4}{32}$이다.

(B) 중공축: 그림에서 바깥지름은 d, 안지름은 $\frac{d}{2}$이다. 중공 원형 단면의 극단면2차모멘트는 **바깥 원의 값에서 안쪽 구멍의 값을 뺀 값**이다. 원의 극단면2차모멘트는 지름의 네제곱에 비례하므로, 구멍에 해당하는 값은 $\left(\frac{1}{2}\right)^4 J_A = \frac{1}{16} J_A$이다. 따라서 $J_B = J_A - \frac{1}{16} J_A = \frac{15}{16} J_A$이다. 이는 B의 비틀림 모멘트 전달 능력이 A의 15/16이라는 뜻이다.

모멘트의 비: $\frac{T_A}{T_B} = \frac{J_A}{J_B} = \frac{16}{15}$이다. 같은 단위의 모멘트를 나눈 비이므로 단위가 없으며, ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 18. 250rpm으로 회전하는 축의 끝 저널 베어링(End journal bearing)을 설계하고자 한다. 베어링에 전달되는 하중이 700kgf이고 발열계수가 0.15kgf/mm^2·m/s일 때 저널의 길이에 가장 가까운 값은? (단, π=3이다.)

① 60mm

② 100mm

③ 140mm

④ 200mm

정답 1번

간단한 해설

발열계수는 **베어링 압력과 저널 원주속도의 곱**이다. 두 식을 결합하면 저널 지름이 소거되며, 주어진 하중과 회전수로 구한 저널 길이는 약 58.3 mm이므로 60 mm에 가장 가깝다.

계산 과정

베어링 하중을 W, 저널 지름을 d, 길이를 l, 회전수를 n이라 두면 W = 700 kgf, n = 250 rpm이다. d와 l을 mm로 나타낼 때 베어링 압력 p는 하중을 **투영면적**으로 나눈 값이므로 $p = \frac{W}{dl}$이며, 단위는 kgf/mm^{2}이다.

저널 표면의 원주속도는 한 바퀴의 이동거리와 초당 회전수의 곱이다. 따라서 $v = \frac{\pi dn}{60000}$이며, 단위는 m/s이다. 분모의 60000은 **mm를 m로, 분을 초로 환산**하기 위한 1000 × 60이다.

발열계수 pv는 압력과 원주속도의 곱이므로 $pv = \frac{\pi Wn}{60000l}$이다. 압력식의 분모와 속도식의 분자에 있던 **지름 d가 소거**되므로, 지름을 몰라도 길이를 구할 수 있다. 이를 길이에 대해 정리하면 $l = \frac{\pi Wn}{60000pv}$이다.

주어진 발열계수 0.15 kgf/mm^2·m/s와 π = 3을 대입하면 $l = \frac{3 \cdot 700 \cdot 250}{60000 \cdot 0.15} \approx 58.3\text{mm}$이다. 따라서 계산된 저널 길이에 가장 가까운 값은 ①의 60 mm이다.

NoteBase

문 19. 단면 지름이 40mm인 봉에 80N/mm^{2}의 인장응력과 30N/mm^{2}의 전단응력이 동시에 작용할 경우 최대 주응력의 크기는?

① 70N/mm^2
② 80N/mm^2
③ 90N/mm^2
④ 100N/mm^2

정답 3번

간단한 해설

인장응력과 전단응력이 함께 작용하면 최대 주응력은 **평균 수직응력에 모어 원의 반지름을 더한 값**이다. 평균 수직응력은 40 N/mm^2, 반지름은 50 N/mm^{2}이므로 최대 주응력은 90 N/mm^{2}이다.

계산 과정

응력 상태: 봉의 축 방향을 x축으로 두면 인장응력은 $\sigma_x = 80$ N/mm^2, 전단응력은 $\tau_{xy} = 30$ N/mm^{2}이다. 별도의 횡방향 수직응력이 주어지지 않았으므로 $\sigma_y = 0$인 평면응력 상태로 계산한다. **응력값이 이미 주어져 있으므로** 지름 40 mm를 이용해 단면적을 구할 필요는 없다.

적용 관계: 주응력은 전단응력이 0이 되는 면의 수직응력이다. 모어 원에서 최대 주응력은 중심의 응력에 반지름을 더한 값이므로, 이 문제처럼 $\sigma_y = 0$이면 $\sigma_{\max} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$를 적용한다. 제곱근 앞의 **양의 부호**가 큰 쪽의 주응력을 나타낸다.

수치 계산: 모어 원 중심의 응력은 $\frac{80}{2} = 40$ N/mm^{2}이고, 반지름은 $\sqrt{40^2 + 30^2} = 50$ N/mm^{2}이다. 따라서 최대 주응력은 40 + 50 = 90 N/mm^{2}이며, ③의 90 N/mm^{2}와 일치한다.

NoteBase

문 20. 안지름 $D_1 = 60\text{mm}$, 바깥지름 $D_2 = 100\text{mm}$인 원판 클러치가 $N = 400\text{rpm}$으로 회전할 때 다음 중 최대 전달토크에 가장 가까운 값은? (단, 마찰계수 $\mu = 0.2$, 허용 전달압력 $p = 1\text{N/mm}^2$, $\pi = 3$이다.)

① 12N · m

② 38N · m

③ 97N · m

④ 153N · m

정답 2번

간단한 해설

원판 클러치의 최대 전달토크는 **허용압력에서 발생하는 마찰력의 모멘트**로 구한다. 접촉면의 압력을 균일하게 보아 계산하면 39.2 N · m이며, 이에 가장 가까운 값은 38 N · m이다.

계산 과정

반지름 확인: 안지름과 바깥지름을 각각 절반으로 나누면 안쪽 반지름은 $r_1 = 30\text{mm}$, 바깥쪽 반지름은 $r_2 = 50\text{mm}$이다.

토크 식의 적용: 접촉면에 **허용압력이 균일하게 작용하는 조건**으로 계산한다. 접촉면의 작은 부분마다 마찰력은 압력에 면적과 마찰계수를 곱한 값이고, 그 마찰력에 축에서의 반지름을 곱하면 토크가 된다. 이를 고리 모양의 접촉면 전체에 걸쳐 합하면 $T = \frac{2\pi\mu p}{3}(r_2^3 - r_1^3)$이다.

수치 대입: 주어진 π = 3, 마찰계수 0.2, 허용압력 1 N/mm^2를 쓰면 $\frac{2\pi\mu p}{3} = 0.4\text{N/mm}^2$이다. 반지름의 세제곱 차이는 $r_2^3 - r_1^3 = 50^3 - 30^3$, 즉 98000 mm^3이다. 따라서 토크는 $0.4 \times 98000 = 39200$ N · mm이다.

단위 변환과 선택지 연결: 1000 N · mm = 1 N · m이므로 최대 전달토크는 39.2 N · m이며, 가장 가까운 값은 ②의 38 N · m이다. 주어진 회전수 400 rpm은 동력을 구할 때 필요한 값이며, 이 조건에서 마찰력으로 정해지는 **토크 용량 계산에는 직접 사용하지 않는다**.

NoteBase