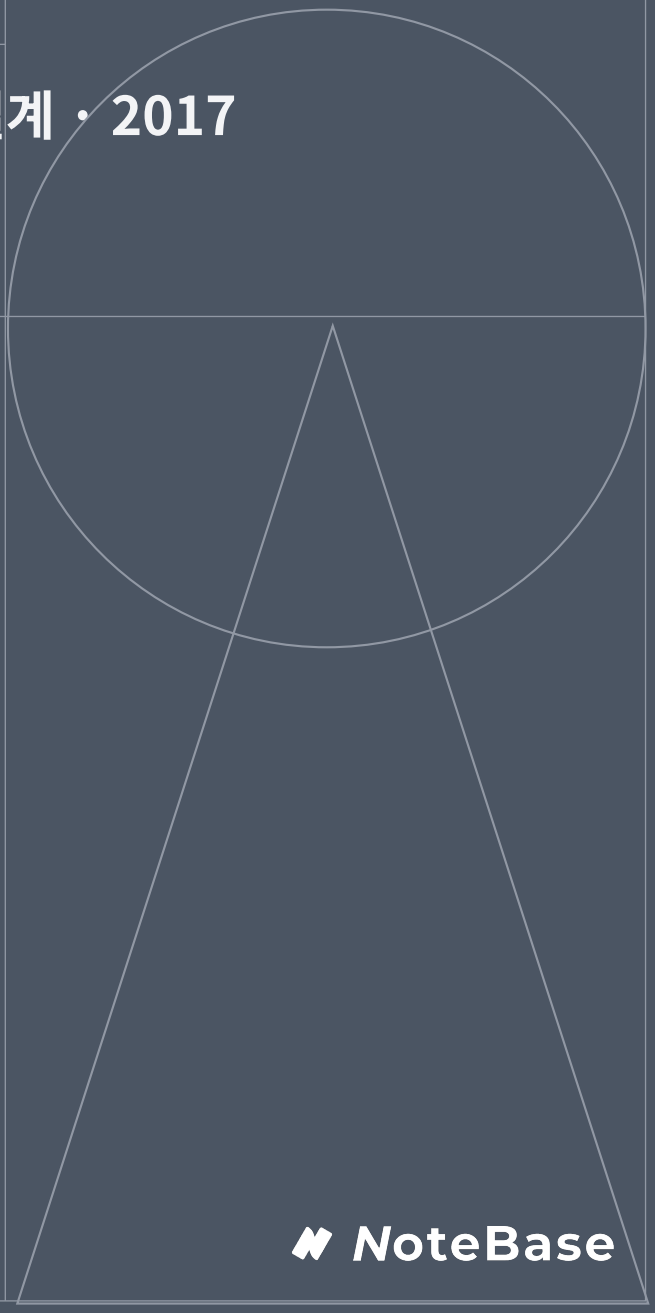
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2017



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2017

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2017

1. 다음 중 재료의 인장시험으로 얻을 수 있는 기계적 성질로 옳지 않은 것은?

① 탄성계수
② 항복응력
③ 연신율
④ 인장강도
⑤ 상당응력

정답 5번

출제 포인트

단축 인장시험의 응력-변형률 곡선과 시험편의 파단 후 측정값에서 얻을 수 있는 기계적 성질을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

인장시험은 시험편을 축 방향으로 잡아당기면서 하중과 변형을 측정하는 시험이다. 이 시험으로 탄성계수, 항복응력, 인장강도 등을 응력-변형률 곡선에서 구하고, 파단 후 표점거리의 변화를 측정하여 연신율을 구한다. 상당응력은 다축 응력 상태를 단축 응력과 비교하기 위해 응력 성분들로부터 계산하는 등가응력이다.

선지별 해설

① O — 탄성계수는 응력-변형률 곡선의 탄성구간에서 응력과 변형률의 비, 즉 기울기로 구할 수 있다.
② O — 항복응력은 탄성변형에서 소성변형으로 넘어가기 시작할 때의 응력으로, 인장시험에서 구할 수 있다.
③ O — 연신율은 파단 후 늘어난 표점거리와 최초 표점거리의 차이를 최초 표점거리로 나누어 구하므로 인장시험으로 얻을 수 있다.
④ O — 인장강도는 인장시험 중 시험편이 견딘 최대하중을 최초 단면적으로 나눈 값으로 구할 수 있다.
⑤ X — 틀린 표현은 '상당응력'이다. 상당응력은 인장시험에서 직접 얻는 재료의 기계적 성질이 아니라, 다축 응력 상태의 응력 성분을 이용하여 계산하는 등가응력이다. 올바르게는 상당응력 대신 탄성계수, 항복응력, 연신율, 인장강도 등이 인장시험으로 얻을 수 있는 기계적 성질이다.

NoteBase

오답 포인트

⑤의 상당응력도 이름에 '응력'이 들어가므로 인장시험 결과처럼 보이기 쉽다. 그러나 항복응력과 인장강도는 재료시험으로 정해지는 값이고, 상당응력은 실제 복합응력 상태를 항복 여부 판단에 쓰기 쉽도록 하나의 값으로 환산한 계산값이다.

다시 나오면 이렇게 판단

응력-변형률 곡선이나 파단 전후 치수에서 읽거나 계산하는 값이면 인장시험 결과로 판단한다. 여러 방향의 응력 성분을 조합하여 구하는 값이면 응력해석상의 계산값으로 판단한다.

암기 포인트

인장시험은 탄성계수·항복응력·인장강도·연신율, 상당응력은 복합응력의 등가 계산값이다.

NoteBase

2. 웜기어 장치의 특징으로 옳지 않은 것은?

① 큰 감속비를 얻을 수 있으며, 부하용량이 크다.
② 웜과 웜휠에 추력이 생긴다.
③ 미끄러짐이 일어나며 소음과 진동이 작다.
④ 웜기어 장치의 효율은 평기어의 효율보다 낮다.
⑤ 웜의 이의 형상은 인벌류트 곡선이다.

정답 5번

출제 포인트

웜기어 장치의 감속 성능, 하중·추력, 미끄럼, 소음·진동, 효율 및 이 형상의 특징을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

웜기어 장치는 나사 모양의 웜과 이에 맞물리는 웜휠로 두 축 사이에 운동을 전달하는 기어 장치이다. 한 단계에서 큰 감속비를 얻을 수 있고 운전이 부드럽지만, 치면 사이의 미끄럼이 커서 마찰손실과 발열이 크고 효율은 평기어보다 낮다. 웜의 이 형상은 제작 방식과 웜의 종류에 따라 달라지므로 모든 웜의 이가 인벌류트 곡선이라고 할 수 없다.

선지별 해설

① O — 웜기어는 한 쌍의 맞물림만으로도 큰 감속비를 얻을 수 있으며, 여러 이가 동시에 접촉하므로 큰 하중을 전달할 수 있다.
② O — 웜기어에서는 맞물림 힘이 축 방향 성분을 가지므로 웜과 웜휠의 각 축에 추력이 생긴다.
③ O — 웜과 웜휠의 치면 사이에는 미끄럼 접촉이 크게 일어나며, 맞물림이 연속적이고 부드러워 소음과 진동이 비교적 작다.
④ O — 큰 미끄럼 때문에 마찰손실과 발열이 커지므로 웜기어 장치의 효율은 평기어의 효율보다 낮다.
⑤ X — 틀린 표현은 '웜의 이의 형상은 인벌류트 곡선이다'이다. 웜의 치형은 웜의 종류와 절삭·성형 방식에 따라 달라지며, 대표적인 원통 웜은 축단면에서 직선 치형을 갖는 형태 등이 있으므로 인벌류트 곡선으로 일률적으로 규정할 수 없다.

오답 포인트

평기어에서 익숙한 인벌류트 치형을 모든 기어에 그대로 적용하면 ⑤를 맞는 설명으로 오인하기 쉽다. 또한 ③의 미끄럼은 소음·진동을 줄이는 부드러운 맞물림과 관련되지만, 동시에 마찰손실을 키워 ④의 낮은 효율을 만든다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

웜기어의 특징은 '큰 감속비·큰 축방향 추력·큰 미끄럼·작은 소음과 진동·낮은 효율'의 묶음으로 판단한다. 치형을 특정 곡선 하나로 단정하는 선지는 웜의 종류에 따른 치형 차이를 확인한다.

암기 포인트

웜기어는 크게 감속하고 조용하게 맞물리지만, 많이 미끄러져 효율이 낮다. 웜 치형은 종류에 따라 달라진다.

NoteBase

3. 마찰차를 무단변속기구에 응용할 때의 현상으로 옳지 않은 것은?

① 운전 중에 회전비를 변화시킬 수 있다.
② 변속을 연속적으로 할 수 있어 매우 편리하다.
③ 확실한 속도비를 얻을 수 있다.
④ 큰 동력을 전달할 수 없다.
⑤ 마찰 접촉점을 이동할 수 있도록 설계된다.

정답 3번

출제 포인트

마찰차식 무단변속기구의 변속 원리와 마찰 전동의 한계를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

마찰차식 무단변속기구는 서로 접촉한 마찰차 사이의 마찰력으로 동력을 전달하고, 접촉 위치를 바꾸어 유효 반지름의 비를 연속적으로 변화시키는 장치이다. 단계 없이 운전 중에도 변속할 수 있지만, 접촉부에서 미끄럼이 발생할 수 있으므로 정확한 속도비를 보장하기 어렵고 큰 동력 전달에도 불리하다.

선지별 해설

① O — 운전 중에도 마찰 접촉 위치를 조절하여 유효 반지름의 비, 즉 회전비를 변화시킬 수 있다.
② O — 정해진 몇 단계로만 바뀌는 방식이 아니라 속도비를 연속적으로 바꿀 수 있으므로 변속이 편리하다.
③ X — 틀린 표현은 '확실한 속도비를 얻을 수 있다'이다. 마찰 접촉부에는 미끄럼이 생길 수 있으므로 실제로는 정확하고 일정한 속도비를 확실히 얻기 어렵다.
④ O — 마찰력에 의존하여 동력을 전달하므로 접촉 압력과 마찰계수의 한계가 있어 큰 동력 전달에는 적합하지 않다.
⑤ O — 마찰 접촉점을 이동시키면 구동측과 종동측의 유효 반지름 비가 달라지도록 설계할 수 있고, 이에 따라 속도비가 연속적으로 변한다.

오답 포인트

'연속적으로 변속할 수 있다'는 성질을 '속도비가 정확하다'는 뜻으로 혼동하기 쉽다. ③의 '확실한 속도비'가 함정이며, 마찰 전동은 미끄럼 때문에 속도비의 정확성이 떨어진다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차식 무단변속은 접촉점 이동에 따른 연속 변속이 장점이고, 미끄럼에 따른 속도비 오차와 큰 동력 전달의 어려움이 단점이라고 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

마찰차식 무단변속은 ‘접촉점 이동으로 연속 변속, 미끄럼으로 속도비는 부정확’으로 기억한다.

NoteBase

4. 리이드가 l이며 피치가 p인 2줄 나사가 있다. 나사를 죌 때 필요한 토크가 T이고, 이 때 발생하는 나사의 축방향 하중이 Q일 때 나사의 효율을 구하는 식으로 옳은 것은?

① Qp/T
② $Qp/2\pi T$
③ $Q\,l/T$
④ $Q\,l/2\pi T$
⑤ $Qp/T\,l$

정답 4번

출제 포인트

나사의 효율을 1회전 동안의 유효 출력 일과 입력 일의 비로 나타낼 수 있는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 리드 l, 피치 p, 토크 T, 축방향 하중 Q이다.
구해야 할 값: 나사의 효율 η이다.
주의할 조건: 나사가 1회전하면 축방향으로 리드 l만큼 이동하며, 2줄 나사이므로 $l = 2p$이다.

사용할 공식

=유효 출력 일입력 일=(Ql)/(2π T)
나사가 1회전할 때 하중은 l만큼 이동하므로 유효 출력 일은 Ql이다. 같은 1회전 동안 토크 T가 회전각 2π를 지나며 하는 입력 일은 $2\pi T$이다.

계산 과정

1. 1회전당 유효 출력 일을 $W_{out} = Ql$로 둔다.
2. 1회전당 입력 일을 $W_{in} = T(2\pi) = 2\pi T$로 둔다.
3. 두 일의 비를 구하면 $\eta = Ql/(2\pi T)$이다.
4. 2줄 나사의 $l = 2p$를 대입하면 같은 식을 $\eta = Qp/(\pi T)$로도 나타낼 수 있다.

NoteBase

선지 판단

① X — Qp/T는 피치 p를 사용하면서 1회전의 회전각 2π를 올바르게 반영하지 않은 식이다. 올바르게는 $Ql/(2\pi T)$, 또는 $l = 2p$를 적용한 $Qp/(\pi T)$이다.
② X — $Qp/(2\pi T)$는 1회전 이동량을 피치 p로 본 식이어서 2줄 나사의 리드 $l = 2p$를 반영하지 못한다. 올바르게는 $Ql/(2\pi T) = Qp/(\pi T)$이다.
③ X — Ql/T는 입력 일 계산에서 1회전의 회전각 2π를 누락한 식이다. 올바르게는 $Ql/(2\pi T)$이다.
④ O — $Ql/(2\pi T)$는 1회전당 유효 출력 일 Ql을 입력 일 $2\pi T$로 나눈 정확한 효율식이다.
⑤ X — $Qp/(Tl)$는 분모에 리드 l를 추가하여 효율의 일 대 일 비를 만들지 못하고 차원도 무차원이 아니다. 올바르게는 $Ql/(2\pi T)$이다.
따라서 계산 결과와 일치하는 정답은 ④이다.

오답 포인트

핵심 함정은 피치와 리드를 혼동하거나 토크의 1회전 입력 일에서 회전각 2π를 빠뜨리는 것이다. 특히 2줄 나사에서는 1회전 이동량이 p가 아니라 $l = 2p$이다.

다시 나오면 이렇게 판단

나사 효율 문제는 먼저 1회전당 이동량을 리드로 정하고, 출력 일 $Q \times l$과 입력 일 $T \times 2\pi$를 각각 만든 뒤 그 비를 구한다. 다줄 나사에서는 마지막에 $l = np$ 관계를 적용한다.

암기 포인트

나사 1회전의 출력 일은 Ql, 입력 일은 $2\pi T$이므로 효율은 $Ql/(2\pi T)$이다.

NoteBase

5. 내경 400 mm의 원통형 가열기 뚜껑에 0.2 kgf/mm²의 내압이 가해지고 있다. 이 뚜껑은 본체와 원주 방향 동일 간격으로 놓여진 16개의 볼트로 죄어 있다. 볼트의 인장강도가 40 kgf/mm²이고 안전율을 2로 한다면 볼트의 안지름은 최소한 몇 mm로 설계하는 것이 안전한가?

① 5
② 10
③ 15
④ 20
⑤ 25

정답 2번

출제 포인트

원형 뚜껑에 작용하는 내압의 총하중과 안전율을 반영한 볼트의 허용인장하중을 같게 놓아 볼트의 최소 안지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 뚜껑 내경 $D = 400mm$, 내압 $p = 0.2kgf/mm^2$, 볼트 수 $z = 16$, 볼트 인장강도 $\sigma_t = 40kgf/mm^2$, 안전율 $n = 2$이다.
구해야 할 값: 볼트 한 개의 최소 안지름 d_i이다.
주의할 조건: 길이는 mm, 응력과 압력은 kgf/mm^2로 이미 단위가 일치하므로 별도의 단위 환산은 필요하지 않다. 안전율을 인장강도에 곱하는 것이 아니라 인장강도를 안전율로 나누어 허용인장응력을 구한다.

사용할 공식

뚜껑을 밀어내는 총하중은 $W = p\frac{\pi D^2}{4}$이다. 볼트의 허용인장응력은 $\sigma_a = \frac{\sigma_t}{n}$이고, 16개 볼트가 버티는 총 허용인장하중은 $W_a = z\sigma_a\frac{\pi d_i^2}{4}$이다. 원형 뚜껑에는 내압이 투영면적 $\pi D^2/4$에 작용하고, 원주 방향으로 동일 간격인 16개 볼트가 그 하중을 함께 지지하므로 이 식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 뚜껑에 작용하는 내압의 총하중을 구한다.

$W = 0.2 \times \frac{\pi \times 400^2}{4} = 8000\pi kgf$

2. 안전율 2를 적용한 허용인장응력을 구한다.

$\sigma_a = \frac{40}{2} = 20 kgf/mm^2$

3. 볼트 16개의 총 허용인장하중이 내압 하중 이상이어야 한다. 최소 설계에서는 두 하중을 같게 놓는다.

$8000\pi = 16 \times 20 \times \frac{\pi d_i^2}{4}$

$d_i^2 = 100, \qquad d_i = 10mm$

따라서 볼트의 최소 안지름은 $10mm$이다.

선지 판단

① X — 안지름 $5mm$인 16개 볼트의 총 허용인장하중은 $2000\pi kgf$로, 내압 총하중 $8000\pi kgf$보다 작아 안전하지 않다. '최소 안지름 $5mm$'는 '최소 안지름 $10mm$'로 고쳐야 한다.

② O — 계산된 최소 안지름이 $10mm$이므로 조건에 정확히 맞는다.

③ X — $15mm$는 필요한 $10mm$보다 커서 하중을 견딜 수 있지만 최소값은 아니다. '최소 안지름 $15mm$'는 '최소 안지름 $10mm$'로 고쳐야 한다.

④ X — $20mm$는 안전한 크기이지만 최소값이 아니다. '최소 안지름 $20mm$'는 '최소 안지름 $10mm$'로 고쳐야 한다.

⑤ X — $25mm$도 안전한 크기이지만 최소값이 아니다. '최소 안지름 $25mm$'는 '최소 안지름 $10mm$'로 고쳐야 한다.

오답 포인트

안전율 2를 인장강도에 곱하면 허용응력이 실제보다 크게 계산된다. 또한 내압 하중에는 뚜껑의 투영면적을 사용하고, 전체 하중을 16개 볼트가 나누어 지지한다는 점을 반영해야 한다. ③~⑤는 안전한 지름일 수 있어도 문제에서 요구한 '최소한'의 지름은 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

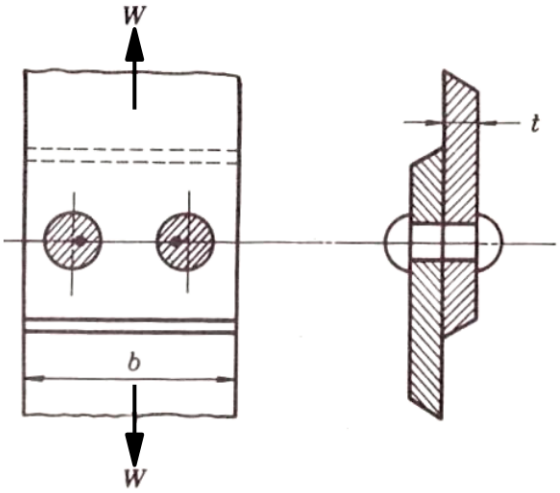
압력용기 뚜껑의 볼트 설계 문제는 '압력 × 뚜껑의 투영면적'으로 분리하중을 구하고, '강도 ÷ 안전율'로 허용응력을 구한 뒤, 전체 볼트의 허용인장하중과 비교한다. 최소 지름을 묻는 경우 두 하중을 같게 놓고 지름을 계산한다.

암기 포인트

내압 총하중은 $p\pi D^2/4$, 허용응력은 σ_t/n, 볼트군의 저항은 $z\sigma_a\pi d_i^2/4$이다.

NoteBase

6. 그림과 같이 너비 b= 100 mm인 2장의 강판을 2개의 리벳으로 접합하였다. 이 리벳이음에서 리벳에 의한 판의 압축 파괴만을 고려할 때 하중 W는 최대 몇 kgf까지 가능한가? (단, 리벳의 지름은 20 mm, 각 판의 두께 t는 10 mm, 허용압축응력 σ_c는 10 kgf/mm²이다.)



① 500
② 1,000
③ 2,000
④ 3,000
⑤ 4,000

정답 5번

출제 포인트

리벳 접합부에서 판의 압축(지압) 파괴만 고려할 때, 리벳과 판이 맞닿는 투영면적을 이용하여 허용하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

판의 너비: $b = 100\text{mm}$
리벳 수: $n = 2$
리벳 지름: $d = 20\text{mm}$
각 판의 두께: $t = 10\text{mm}$
판의 허용압축응력: $\sigma_c = 10\text{kgf/mm}^2$
구해야 할 값: 판의 압축 파괴에 대한 허용하중 W
주의할 조건: 리벳에 의한 판의 압축 파괴만 고려하므로 판의 너비 b를 사용하는 순단면 인장 파괴나 리벳의 전단 파괴는 계산하지 않는다.

NoteBase

사용할 공식

리벳 1개가 판을 누르는 투영면적은 dt이고, 리벳이 n개이면 전체 지압면적은 ndt이다. 따라서

$\sigma_c = \frac{W}{ndt}, \qquad W = ndt\sigma_c$

이 공식을 쓰는 이유는 두 리벳이 하중을 분담하며, 판의 압축응력이 전체 투영 지압면적에 작용하기 때문이다. 두 판에는 같은 접합하중 W가 전달되므로 판이 2장이라는 이유로 면적을 다시 2배 하지 않는다.

계산 과정

1. 리벳 1개의 투영 지압면적은 $dt = 20 \times 10 = 200\text{mm}^2$이다.
2. 리벳 2개의 전체 투영 지압면적은 $ndt = 2 \times 200 = 400\text{mm}^2$이다.
3. 허용하중은

$W = ndt\sigma_c = 2 \times 20 \times 10 \times 10 = 4,000\text{kgf}$

이다.

선지 판단

① X — 500kgf는 계산값 4, 000kgf와 일치하지 않는다. 틀린 값 '500kgf'은 '4, 000kgf'로 고쳐야 한다.
② X — 1, 000kgf는 전체 투영 지압면적 400mm^2에 허용압축응력을 곱한 값이 아니다. 틀린 값 '1, 000kgf'은 '4, 000kgf'로 고쳐야 한다.
③ X — 2, 000kgf는 리벳 1개의 허용 지압하중만 계산한 값이다. 리벳이 2개이므로 틀린 값 '2, 000kgf'은 '4, 000kgf'로 고쳐야 한다.
④ X — 3, 000kgf는 $W = ndt\sigma_c$에 주어진 값을 대입한 결과가 아니다. 틀린 값 '3, 000kgf'은 '4, 000kgf'로 고쳐야 한다.
⑤ O — $W = 2 \times 20 \times 10 \times 10 = 4,000\text{kgf}$이므로 계산 결과와 일치한다.
따라서 정답은 ⑤이다.

오답 포인트

리벳 1개만 계산하면 ③의 2, 000kgf가 나온다. 반드시 리벳 수 $n = 2$를 곱해야 한다. 반대로 판이 2장이라는 이유로 하중 지지면적을 다시 2배 하면 안 된다. 또한 이 문제는 판의 압축 파괴만 묻고 있으므로 판의 너비 $b = 100\text{mm}$는 사용하지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

리벳에 의한 판의 압축 파괴 문제에서는 '리벳 수 × 리벳 지름 × 판 두께'를 전체 투영 지압면적으로 잡고, 여기에 판의 허용압축응력을 곱하여 허용하중을 구한다. 이후 리벳 수의 누락 여부와 불필요한 판 수의 중복 반영 여부를 검산한다.

암기 포인트

판의 지압 허용하중은 $W = ndt\sigma_c$이다. 지압면적은 원의 면적이 아니라 리벳 지름과 판 두께의 곱인 dt이다.

NoteBase

7. 원형 중실축이 40π kgf·m의 비틀림모멘트와 30π kgf·m의 굽힘모멘트를 동시에 받을 때 축경은 최소한 몇 mm로 설계해야 하는가? (단, 축 재료의 허용비틀림응력 τ_a는 2 kgf/mm², 허용굽힘응력 σ_a는 4 kgf/mm², π는 3.14를 의미한다.)

① $10\sqrt[3]{240}$
② $10\sqrt[3]{400}$
③ $10\sqrt[3]{520}$
④ $10\sqrt[3]{640}$
⑤ $10\sqrt[3]{800}$

정답 2번

출제 포인트

원형 중실축이 굽힘모멘트와 비틀림모멘트를 동시에 받을 때 최대주응력 조건과 최대전단응력 조건을 모두 적용하여 최소 축지름을 구하는 문제이다.

조건 정리

굽힘모멘트: $M = 30\pi kgf \cdot m = 30{,}000\pi kgf \cdot mm$
비틀림모멘트: $T = 40\pi kgf \cdot m = 40{,}000\pi kgf \cdot mm$
허용굽힘응력: $\sigma_a = 4 kgf/mm^2$
허용비틀림응력: $\tau_a = 2 kgf/mm^2$
구해야 할 값은 두 허용응력 조건을 모두 만족하는 최소 축지름 d이다.

사용할 공식

원형 중실축의 굽힘응력과 비틀림응력은 각각
$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$, $\tau_t = \frac{16T}{\pi d^3}$
이다. 굽힘과 비틀림의 조합응력에 대하여
$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_t^2} \le \tau_a$
$\sigma_{max} = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_t^2} \le \sigma_a$
를 모두 만족해야 한다. 두 응력이 동시에 작용하므로 단순히 굽힘과 비틀림을 따로 검사하지 않고 조합응력으로 검사한다.

NoteBase

계산 과정

주어진 모멘트를 대입하면

$\sigma_b = \frac{32(30{,}000\pi)}{\pi d^3} = \frac{960{,}000}{d^3} kgf/mm^2$

$\tau_t = \frac{16(40{,}000\pi)}{\pi d^3} = \frac{640{,}000}{d^3} kgf/mm^2$

이다. 따라서 조합응력의 공통 제곱근 항은

$\sqrt{\left(\frac{480{,}000}{d^3}\right)^2 + \left(\frac{640{,}000}{d^3}\right)^2} = \frac{800{,}000}{d^3}$

이다.

최대전단응력 조건은

$\frac{800{,}000}{d^3} \le 2 \quad \Rightarrow \quad d^3 \ge 400{,}000$

이고, 최대주응력 조건은

$\frac{480{,}000 + 800{,}000}{d^3} \le 4 \quad \Rightarrow \quad d^3 \ge 320{,}000$

이다. 더 엄격한 조건은 $d^3 \ge 400{,}000$이므로

$d_{min} = \sqrt[3]{400{,}000} = 10\sqrt[3]{400}\, mm \approx 73.68 mm$

가 된다.

선지 판단

① X — $d = 10\sqrt[3]{240}\, mm$이면 $d^3 = 240{,}000 mm^3$으로 필요한 $400{,}000 mm^3$보다 작아 허용비틀림응력 조건을 만족하지 못한다. 올바른 최소값은 $10\sqrt[3]{400}\, mm$이다.

② O — $d = 10\sqrt[3]{400}\, mm$이면 $d^3 = 400{,}000 mm^3$으로 두 허용응력 조건을 모두 만족하며 최소값과 정확히 일치한다.

③ X — $d = 10\sqrt[3]{520}\, mm$는 안전 조건은 만족하지만 계산된 최소값보다 크므로 최소 설계치가 아니다. 올바르게는 $10\sqrt[3]{400}\, mm$가 최소값이다.

④ X — $d = 10\sqrt[3]{640}\, mm$는 필요한 지름보다 커서 과대 설계값이며 최소값이 아니다. 올바르게는 $10\sqrt[3]{400}\, mm$가 최소값이다.

⑤ X — $d = 10\sqrt[3]{800}\, mm$도 두 응력 조건을 만족하지만 최소값보다 훨씬 크다. 올바르게는 $10\sqrt[3]{400}\, mm$가 최소값이다.

계산 결과 최소 축지름은 $10\sqrt[3]{400}\, mm$이므로 정답은 2번이다.

오답 포인트

굽힘에 의한 최대주응력 조건만 적용하면 $d^3 \ge 320{,}000$이 나오지만, 축은 허용비틀림응력 조건도 동시에 만족해야 한다. 두 조건 중 더 큰 지름을 요구하는 $d^3 \ge 400{,}000$을 채택해야 한다. 또한 $kgf \cdot m$를 $kgf \cdot mm$로 바꿀 때 1,000을 곱하는 단위 변환을 빠뜨리면 안 된다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

굽힘과 비틀림이 동시에 작용하는 원형 축은 먼저 모멘트 단위를 $kgf \cdot mm$로 통일하고, σ_b와 τ_t를 구한 뒤 최대주응력 조건과 최대전단응력 조건에서 각각 필요한 d^3를 계산한다. 마지막에는 두 값 중 큰 값을 채택한다.

암기 포인트

조합하중 축의 최소 지름은 굽힘 조건과 비틀림 조건을 모두 계산한 뒤 더 엄격한 d^3 조건으로 정한다.

NoteBase

8. 축의 강성 설계 기준 중 바흐(Bach)의 축 공식은 어느 조건을 전제로 한 것인가?

① 축길이 1 m에 대한 비틀림각이 0.25° 이내
② 축길이 1 m에 대한 비틀림각이 1° 이내
③ 축직경의 20배인 축길이에 대하여 비틀림각이 0.25° 이내
④ 축직경의 20배인 축길이에 대하여 비틀림각이 1° 이내
⑤ 전체 축길이에 대하여 비틀림각이 1° 이내

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 바흐(Bach)의 축 강성 설계에서 허용 비틀림각의 기준 길이와 한계값을 묻는다.

조건 정리

강성 설계는 축에 생기는 전단응력이 아니라 비틀림 변형을 제한하는 설계이다. 바흐의 축 공식은 축길이 1m당 비틀림각을 0.25 ° 이내로 제한하는 것을 전제로 한다.

사용할 공식

원형축의 비틀림각 관계는 $\theta = \frac{Tl}{GJ}$이고, 단위길이당 비틀림각은 $\frac{\theta}{L} = \frac{T}{GJ}$이다. 따라서 축의 전체 길이가 아니라 단위길이당 비틀림각을 허용값과 비교한다. 여기서 T는 비틀림모멘트, G는 전단탄성계수, J는 극관성모멘트이다.

계산 과정

1. 비교 기준을 전체 비틀림각이 아닌 단위길이당 비틀림각으로 정한다.
2. 기준 길이 1m에 대한 허용 비틀림각 0.25 °를 적용한다.
3. 이 조건과 일치하는 선지는 ①이다.

선지 판단

① O — 축길이 1m당 비틀림각을 0.25 ° 이내로 제한하므로 바흐의 축 공식이 전제하는 강성 기준과 일치한다.
② X — ‘1 ° 이내’가 틀린 표현이다. 올바르게는 축길이 1m당 0.25 ° 이내이다.
③ X — ‘축직경의 20배인 축길이’를 기준 길이로 삼은 부분이 틀리다. 올바르게는 축직경과 관계없이 축길이 1m를 기준으로 0.25 ° 이내이다.
④ X — 기준 길이와 한계값이 모두 틀리다. 올바르게는 축길이 1m당 비틀림각이 0.25 ° 이내이다.
⑤ X — ‘전체 축길이에 대하여’라는 표현과 1 °라는 한계값이 틀리다. 올바르게는 축길이 1m당 비틀림각이 0.25 ° 이내이다.

NoteBase

오답 포인트

이 문제의 함정은 허용 비틀림각을 전체 축의 각도로 보거나, 축직경의 20배를 기준 길이로 혼동하는 데 있다. 강성 기준은 '단위길이당 각도'이며, 핵심 수치는 1m당 0.25 °이다.

다시 나오면 이렇게 판단

축의 강성 기준을 묻는 문제에서는 먼저 전체 비틀림각인지 단위길이당 비틀림각인지 구분한 뒤, 바흐의 기준인 0.25 ° /m와 비교한다.

암기 포인트

바흐의 축 강성 기준은 '1m당 1/4 °'이다.

NoteBase

9. 100 마력 200 rpm으로 동력을 전달하는 축이 볼트가 4개인 플랜지 커플링으로 연결되어 있다. 이 볼트의 안지름은 20 mm이고, 볼트 피치원의 직경은 250 mm이다. 플랜지 접촉면에 마찰이 없다고 가정하면 볼트에 발생하는 전단응력은 약 몇 kgf/mm²인가?

① $7.16/\pi$
② $9.34/\pi$
③ $15.74/\pi$
④ $21.06/\pi$
⑤ $25.30/\pi$

정답 1번

출제 포인트

축의 전달 토크를 구한 뒤, 마찰이 없는 플랜지에서 볼트 4개가 분담하는 접선력과 볼트 단면적으로부터 전단응력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 동력 $H = 100PS$, 회전수 $n = 200rpm$, 볼트 수 $z = 4$, 볼트 지름 $d = 20mm$, 피치원 지름 $D = 250mm$이다.
구해야 할 값: 볼트에 발생하는 전단응력 τ이다.
주의할 조건: 피치원 반지름은 $r = D/2 = 125mm$이며, 접촉면에 마찰이 없으므로 전달 토크 전부를 볼트의 전단력이 부담한다.

사용할 공식

마력과 회전수로부터 전달 토크를 구하는 식은
$T = 71620\frac{H}{n} \quad (kgf \cdot cm)$
이다. 볼트 4개가 같은 반지름에서 토크를 균등하게 부담하므로
$T = zFr, \qquad F = \frac{T}{zr}$
이고, 볼트 한 개의 전단면적과 전단응력은
$A = \frac{\pi d^2}{4}, \qquad \tau = \frac{F}{A}$
이다. 이 식들은 축 동력을 토크로 바꾸고, 그 토크를 각 볼트의 접선 전단력으로 환산하기 위해 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 전달 토크는
$T = 71620 \times \frac{100}{200} = 35810 kgf \cdot cm = 358100 kgf \cdot mm$
이다.
2. 볼트 한 개가 부담하는 전단력은
$F = \frac{358100}{4 \times 125} = 716.2 kgf$
이다.
3. 볼트 한 개의 전단면적은
$A = \frac{\pi (20)^2}{4} = 100\pi mm^2$
이다.
4. 따라서 전단응력은
$\tau = \frac{716.2}{100\pi} = \frac{7.162}{\pi} \simeq \frac{7.16}{\pi} kgf/mm^2$
이다.

선지 판단

① O — 계산값 $7.162/\pi kgf/mm^2$를 소수 둘째 자리까지 나타낸 $7.16/\pi kgf/mm^2$와 일치한다.
② X — $9.34/\pi kgf/mm^2$는 계산값보다 크다. 올바른 값은 $7.16/\pi kgf/mm^2$이다.
③ X — $15.74/\pi kgf/mm^2$는 계산값과 일치하지 않는다. 올바른 값은 $7.16/\pi kgf/mm^2$이다.
④ X — $21.06/\pi kgf/mm^2$는 볼트 4개의 균등 분담과 실제 단면적을 적용한 결과가 아니다. 올바른 값은 $7.16/\pi kgf/mm^2$이다.
⑤ X — $25.30/\pi kgf/mm^2$는 계산값보다 크다. 올바른 값은 $7.16/\pi kgf/mm^2$이다.
계산 결과 $7.16/\pi kgf/mm^2$이므로 정답은 1번이다.

오답 포인트

피치원 지름 $250mm$를 그대로 모멘트 팔로 쓰면 안 되고 반지름 $125mm$를 써야 한다. 또한 전체 접선력을 볼트 한 개가 모두 받는 것으로 계산하지 않고 볼트 4개가 균등하게 분담하도록 해야 하며, 토크 단위 $kgf \cdot cm$를 $kgf \cdot mm$로 변환해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

플랜지 볼트의 전단응력 문제는 동력과 회전수로 토크를 구하고, $T = zFr$로 볼트 한 개의 힘을 구한 다음, $A = \pi d^2/4$로 나누는 순서로 판단한다. 계산 전에 피치원 지름을 반지름으로 바꾸고 토크의 길이 단위를 통일한다.

암기 포인트

마찰 없는 플랜지에서는 $T = zFr$, 볼트 전단응력은 $\tau = F/(\pi d^2/4)$이다.

NoteBase

10. 톱니 수가 40개인 스프로킷 휠이 600 rpm으로 회전하며 피치가 15 mm인 롤러 체인을 전동시킬 때, 체인의 평균 속도는 몇 m/s 인가?

① 1
② 4
③ 6
④ 10
⑤ 12

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 스프로킷이 한 바퀴 회전할 때 체인이 이동하는 거리와 초당 회전수를 이용해 체인의 평균 속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 톱니 수 $z = 40$, 회전수 $n = 600rpm$, 체인 피치 $p = 15mm$이다.
구해야 할 값: 체인의 평균 속도 v이다.
주의할 조건: rpm을 초당 회전수로, mm를 m로 변환해야 한다.

사용할 공식

스프로킷이 한 바퀴 회전하면 톱니 수와 피치의 곱만큼 체인이 이동하므로 다음 공식을 사용한다.
$v = zp\frac{n}{60}$
여기서 zp는 한 회전당 체인 이동거리이고, $n/60$은 초당 회전수이다.

계산 과정

1. 한 회전당 체인 이동거리는 $40 \times 15 = 600mm = 0.6m$이다.
2. 초당 회전수는 $600/60 = 10rps$이다.
3. 따라서 체인의 평균 속도는 다음과 같다.

$v = 0.6 \times 10 = 6m/s$

NoteBase

선지 판단

① X — 1m/s는 계산 결과 6m/s와 다르다. 올바르게는 체인의 평균 속도가 6m/s이다.
② X — 4m/s는 한 회전당 이동거리 0.6m와 초당 10회전을 곱한 값이 아니다. 올바르게는 $0.6 \times 10 = 6m/s$이다.
③ O — 한 회전당 0.6m를 이동하고 초당 10회전하므로 평균 속도는 6m/s이다.
④ X — 10m/s는 초당 회전수 10을 그대로 속도로 본 값이다. 올바르게는 여기에 한 회전당 이동거리 0.6m를 곱해 6m/s로 계산한다.
⑤ X — 12m/s는 계산 결과의 2배이다. 올바르게는 피치선 이동거리 zp를 한 회전당 한 번만 적용하여 6m/s로 계산한다.

오답 포인트

핵심 함정은 600rpm을 그대로 곱하거나, 피치 15mm를 m로 변환하지 않는 것이다. 특히 ④의 10은 속도가 아니라 초당 회전수이므로, 한 회전당 이동거리 0.6m를 추가로 곱해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

체인 속도 문제는 '한 회전당 이동거리 zp 계산 → rpm을 60으로 나누어 초당 회전수 계산 → 두 값을 곱하고 단위 확인'의 순서로 판단한다.

암기 포인트

스프로킷 체인의 평균 속도는 $v = zp(n/60)$이며, 피치는 반드시 m 단위로 환산한다.

NoteBase

11. 다음 중 벨트 전동장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 마찰차 전동장치나 기어 전동장치보다 비교적 정숙하다.
② 타이밍 벨트는 V벨트보다 정확한 속도비를 갖는다.
③ 단차를 이용한 속도비의 변화가 가능하다.
④ 구동축과 종동축 사이의 거리는 두 풀리 직경의 합의 1/2이다.
⑤ 두 축의 회전방향이 반대일 때도 사용할 수 있다.

정답 4번

출제 포인트

벨트 전동의 운전 특성, 속도비 조절 방법, 풀리의 축간거리, 회전 방향을 구분하는 문제이다.

핵심 개념

벨트 전동은 두 풀리에 벨트를 걸어 동력을 전달하는 전동 방식으로, 운전이 비교적 조용하고 축간거리를 비교적 크게 잡을 수 있다.
타이밍 벨트는 벨트와 풀리의 이가 맞물려 미끄럼이 거의 없으므로 정확한 속도비를 얻는다. V벨트는 마찰로 동력을 전달하므로 미끄럼에 의해 실제 속도비가 달라질 수 있다.
단차 풀리는 벨트를 서로 다른 지름의 단에 옮겨 걸어 속도비를 바꾼다. 평행 벨트는 두 축을 같은 방향으로, 교차 벨트는 반대 방향으로 회전시킨다.

선지별 해설

① O — 벨트는 유연하여 충격과 진동을 흡수하고, 기어의 이가 맞물릴 때와 같은 충격음이 적으므로 마찰차나 기어 전동보다 비교적 정숙하게 운전된다.
② O — 타이밍 벨트는 이가 있는 벨트와 풀리가 맞물려 미끄럼을 방지하므로 마찰식 V벨트보다 정확한 속도비를 유지한다.
③ O — 단차 풀리의 서로 다른 지름 조합에 벨트를 옮겨 걸면 구동 풀리와 종동 풀리의 지름비가 달라져 속도비를 단계적으로 바꿀 수 있다.
④ X — 틀린 부분은 '축간거리는 두 풀리 직경의 합의 1/2이다'이다. 그 값은 두 풀리의 반지름 합으로, 풀리가 서로 맞닿는 한계 거리일 뿐 벨트 전동의 축간거리가 아니다. 실제 축간거리 C는 풀리의 간섭이 없도록 $C > (D + d)/2$로 하고, 벨트 길이와 접촉각 등 설계 조건에 따라 정한다.
⑤ O — 두 축의 회전 방향이 반대여야 할 때에는 벨트를 교차하여 거는 교차 벨트 전동을 사용할 수 있다.

오답 포인트

④의 '두 풀리 직경의 합의 1/2'은 두 풀리의 반지름 합과 같아서 그럴듯해 보이지만, 이는 풀리끼리 맞닿는 기하학적 한계값이다. 벨트 전동의 축간거리는 이 값으로 고정되지 않고 설계 조건에 따라 정해진다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 종류는 동력 전달 원리로 구분한다. 맞물림식 타이밍 벨트는 정확한 속도비, 마찰식 V벨트는 미끄럼 가능성이 핵심이다. 축간거리를 풀리 지름만으로 하나의 값에 고정한 선지는 의심하고, 회전 방향은 평행 벨트는 동일·교차 벨트는 반대로 판단한다.

암기 포인트

타이밍 벨트는 정확한 속도비, 단차 풀리는 변속, 교차 벨트는 역회전이며, 축간거리는 반지름 합으로 고정되지 않는다.

NoteBase

12. 아래의 내용에서 설명하는 나사는?

> 동력전달용 나사
> 한 방향으로만 축하중을 전달할 수 있음
> 나사산의 각도는 30°와 45°인 두 가지 종류가 있음
> 바이스, 압착기 등의 이송 나사로 널리 사용

① 사각나사
② 사다리꼴나사
③ 톱니나사
④ 둥근나사
⑤ 볼나사

정답 3번

출제 포인트

축하중을 한 방향으로 크게 전달하는 동력전달용 나사의 형상과 용도를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

톱니나사는 한쪽 플랭크가 축하중을 받도록 만든 비대칭 나사로, 한 방향의 큰 힘을 전달하는 데 적합하다. 나사산 각에 따라 30 °와 45 ° 형식이 있으며 바이스, 압축기 등에서 이송 나사로 사용된다.
사각나사는 단면이 사각형인 동력나사, 사다리꼴나사는 단면이 사다리꼴인 양방향 이송용 동력나사, 둥근나사는 나사산의 꼭대기와 골이 둥근 나사, 볼나사는 나사축과 너트 사이의 볼이 구름 운동을 하는 나사이다.

NoteBase

선지별 해설

① X — 사각나사는 나사산 단면이 사각형인 동력전달용 나사이다. 틀린 표현은 '사각나사'이며, 제시된 비대칭 나사산과 한 방향 축하중 전달의 설명은 톱니나사로 고쳐야 한다.
② X — 사다리꼴나사는 나사산 단면이 사다리꼴이고 양방향 이송에 널리 쓰이는 동력나사이다. 틀린 표현은 '사다리꼴나사'이며, 한 방향의 큰 축하중을 받는 나사는 톱니나사로 고쳐야 한다.
③ O — 톱니나사는 비대칭 나사산으로 한 방향의 큰 축하중을 전달하며, 30 °와 45 ° 형식이 있고 바이스·압축기 등의 이송 나사로 사용되므로 제시된 특징과 모두 일치한다.
④ X — 둥근나사는 나사산의 꼭대기와 골을 둥글게 하여 충격이나 이물질에 비교적 강하도록 한 나사이다. 틀린 표현은 '둥근나사'이며, 제시된 동력전달 특성에 맞는 명칭은 톱니나사이다.
⑤ X — 볼나사는 나사축과 너트 사이에서 볼이 순환하며 구름 운동을 하므로 마찰이 작고 효율과 위치 정밀도가 높은 나사이다. 틀린 표현은 '볼나사'이며, 한 방향 축하중과 30 °·45 ° 나사산 각을 특징으로 하는 것은 톱니나사이다.

오답 포인트

바이스나 압축기라는 용도만 보고 사각나사나 사다리꼴나사를 고르기 쉽다. 이 문항의 결정적 단서는 '한 방향으로만 축하중 전달'과 '30 °, 45 °'이며, 이는 비대칭 나사산을 가진 톱니나사의 특징이다.

다시 나오면 이렇게 판단

한 방향의 큰 축하중과 비대칭 나사산이 함께 제시되면 톱니나사로 판단한다. 양방향 이송이면 사각나사나 사다리꼴나사, 볼의 구름 운동과 낮은 마찰이 제시되면 볼나사로 구별한다.

암기 포인트

한쪽 힘은 톱니나사, 나사산 각은 30 °·45 °이다.

NoteBase

13. 두 축의 연결 부위에 고무나 스프링 등의 탄성체를 삽입하여 탄성변형이나 온도변화에 의한 변형 등으로 축심의 불일치가 발생할 경우, 원활한 운전과 충격 완화의 역할을 할 수 있는 축이음의 종류는?

① 올덤 커플링
② 플렉시블 커플링
③ 고정 커플링
④ 유니버설 조인트
⑤ 플랜지 커플링

정답 2번

출제 포인트

축심의 불일치를 허용하면서 충격과 진동을 완화하는 커플링의 종류를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

플렉시블 커플링은 두 축 사이에 고무, 스프링 등의 탄성체를 두어 축심의 작은 불일치와 충격·진동을 흡수하는 축이음이다.
고정 커플링과 플랜지 커플링은 두 축을 강하게 고정하는 강성 축이음이고, 올덤 커플링은 중간 원판의 미끄럼으로 평행한 축심 어긋남을 보정하며, 유니버설 조인트는 일정한 각도로 교차하는 두 축 사이에 회전을 전달한다.

선지별 해설

① X — 올덤 커플링은 중간 원판의 홈과 돌기가 미끄러지면서 서로 평행한 두 축의 편심을 허용하는 축이음이다. 고무나 스프링의 탄성변형으로 충격을 완화하는 장치를 가리키는 표현으로는 틀리며, 올바르게는 플렉시블 커플링이다.
② O — 플렉시블 커플링은 고무나 스프링 등의 탄성체가 변형되면서 작은 축심 불일치와 온도변화에 따른 변위를 허용하고, 운전 중 충격과 진동을 완화한다.
③ X — 고정 커플링은 정확히 정렬된 두 축을 강하게 결합하는 축이음이므로 축심 불일치의 흡수나 충격 완화를 목적으로 하지 않는다. 올바르게는 플렉시블 커플링이다.
④ X — 유니버설 조인트는 축선이 일정한 각도로 교차하거나 그 각도가 변하는 두 축 사이에 회전을 전달하는 장치이다. 탄성체를 삽입하여 충격을 흡수하는 축이음은 플렉시블 커플링이다.
⑤ X — 플랜지 커플링은 두 축 끝의 플랜지를 볼트로 체결하는 강성 축이음으로, 원칙적으로 정확한 축 정렬이 필요하다. 탄성체로 축심 불일치와 충격을 흡수하는 경우에는 플렉시블 커플링이라고 해야 한다.

NoteBase

오답 포인트

① 올덤 커플링과 ④ 유니버설 조인트도 축심 불일치를 어느 정도 허용하므로 혼동하기 쉽다. 그러나 문제의 결정적 표현은 ‘고무나 스프링 등의 탄성체’와 ‘충격 완화’이며, 이는 플렉시블 커플링을 가리킨다.

다시 나오면 이렇게 판단

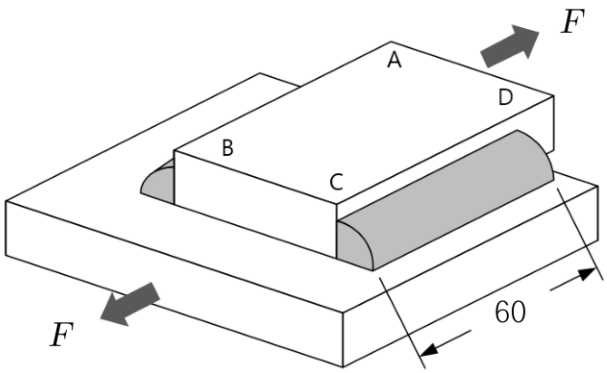
탄성체의 변형으로 편심·열변형·충격·진동을 흡수하면 플렉시블 커플링, 평행축의 편심을 중간 원판의 미끄럼으로 보정하면 올덤 커플링, 교차축의 각도 변화를 허용하면 유니버설 조인트로 판단한다.

암기 포인트

탄성체로 어긋남과 충격을 흡수하면 플렉시블 커플링이다.

NoteBase

14. 아래 그림에서 위 강판의 옆면 AB와 CD는 아래판과 볼록 필렛 용접으로 용접되어 있다. 용접 재료의 전단강도는 150 MPa이다. 안전계수가 3이고 용접길이가 60 mm, 용접다리(leg length)가 4 mm일 때, 가할 수 있는 하중 F 는 몇 kN인가?



① $6\sqrt{2}$
② $12\sqrt{2}$
③ $18\sqrt{2}$
④ $24\sqrt{2}$
⑤ $30\sqrt{2}$

정답 2번

출제 포인트

양쪽 필릿용접의 유효목두께와 총 유효단면적을 구한 뒤, 허용전단응력과 곱하여 허용하중을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 용접 재료의 전단강도 $150MPa = 150N/mm^2$, 안전계수 3, 각 용접부의 길이 $60mm$, 용접다리 $4mm$이다.
구해야 할 값: 용접부가 허용하는 하중 F이다.
주의할 조건: AB와 CD의 두 필릿용접이 하중을 함께 지지하므로 유효단면적을 계산할 때 용접선 2개를 반영한다.

NoteBase

사용할 공식

허용전단응력은

$\tau_{allow} = \frac{\tau_u}{n}$

이고, 등변 필릿용접의 유효목두께와 총 유효단면적은

$t = 0.707s = \frac{s}{\sqrt{2}}, \qquad A = 2Lt$

이다. 따라서 허용하중은

$F = \tau_{allow} A$

로 구한다. 필릿용접은 용접다리 자체가 아니라 45도 목단면에서 전단을 받으며, AB와 CD 두 용접부의 유효단면적이 합산되기 때문에 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 허용전단응력을 구한다.

$\tau_{allow} = \frac{150}{3} = 50 N/mm^2$

2. 용접다리 $s = 4mm$이므로 유효목두께는 다음과 같다.

$t = \frac{4}{\sqrt{2}} = 2\sqrt{2}\, mm$

3. 길이 $60mm$인 용접선이 2개이므로 총 유효단면적은 다음과 같다.

$A = 2 \times 60 \times 2\sqrt{2} = 240\sqrt{2}\, mm^2$

4. 허용하중을 계산하고 N을 kN으로 변환한다.

$F = 50 \times 240\sqrt{2} = 12{,}000\sqrt{2}\, N = 12\sqrt{2}\, kN$

선지 판단

① X — $6\sqrt{2}\, kN$은 계산 결과 $12\sqrt{2}\, kN$의 절반이다. AB와 CD 중 한 용접선만 반영하면 나오는 값이며, 올바르게는 두 용접선을 모두 합산한 $12\sqrt{2}\, kN$이다.

② O — 두 용접선의 총 유효단면적 $240\sqrt{2}\, mm^2$에 허용전단응력 $50 N/mm^2$을 곱하면 $12\sqrt{2}\, kN$이 된다.

③ X — $18\sqrt{2}\, kN$은 계산 결과의 1.5배로, 주어진 용접선 수와 허용전단응력을 적용한 값이 아니다. 올바른 허용하중은 $12\sqrt{2}\, kN$이다.

④ X — $24\sqrt{2}\, kN$은 계산 결과의 2배이다. 양쪽 용접을 반영한 뒤 용접면을 다시 중복 계산하면 나올 수 있으며, 올바르게는 용접선 2개만 반영하여 $12\sqrt{2}\, kN$이다.

⑤ X — $30\sqrt{2}\, kN$은 계산 결과의 2.5배로, 안전계수 3을 적용한 허용전단응력과 두 용접선의 유효단면적에서 얻어지지 않는다. 올바른 허용하중은 $12\sqrt{2}\, kN$이다.

오답 포인트

가장 큰 함정은 AB와 CD 가운데 한쪽만 계산하여 ①을 고르거나, 필릿용접의 용접다리 $4mm$를 유효목두께로 그대로 사용하는 것이다. 유효목두께는 $0.707s$이고 용접선은 2개이며, 전단강도에는 안전계수 3을 적용해야 한다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

필릿용접 허용하중 문제는 먼저 $\tau_{allow} = \tau_u/n$으로 허용응력을 구하고, $t = 0.707s$로 유효목두께를 계산한 다음, 실제 용접선 수를 반영한 총 유효단면적 $A = \sum Lt$과 곱한다. 마지막에는 N과 kN의 단위를 확인한다.

암기 포인트

필릿용접은 '허용응력 × 전체 용접길이 × 0.707 ×용접다리'로 계산한다.

NoteBase

15. 공기압축기에 설치된 지름 50 mm, 길이 300 mm인 레이디얼 저널 베어링이 600 rpm으로 3,000 kgf의 최대 하중을 지지하고 있다. 압력속도계수 pv [kgf/mm²·m/s]의 값은?

① $\pi/2$
② $\pi/4$
③ $\pi/6$
④ $\pi/8$
⑤ $\pi/10$

정답 5번

출제 포인트

레이디얼 저널 베어링의 투영면압 p와 저널 표면의 원주속도 v를 각각 구한 뒤 압력속도계수 pv를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 저널 지름 $d = 50mm = 0.05m$, 베어링 길이 $l = 300mm$, 회전수 $n = 600rpm$, 최대 하중 $W = 3{,}000kgf$이다.
구해야 할 값: 압력속도계수 $pv[kgf/mm^2 \cdot m/s]$이다.
주의할 조건: 면압은 저널의 투영면적 ld를 기준으로 구하며, 원주속도 계산에서는 지름을 m로 환산한다.

사용할 공식

투영면압은
$p = \frac{W}{ld}$
이고, 저널 표면의 원주속도는
$v = \frac{\pi dn}{60}$
이다. 따라서 압력속도계수는 $pv = p \times v$이다. 원통형 저널 베어링의 평균 면압은 하중을 투영면적 ld로 나눈 값이고, 표면의 이동속도는 원주 πd에 초당 회전수를 곱한 값이므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 투영면압을 계산한다.

$p = \frac{3{,}000}{300 \times 50} = 0.2 kgf/mm^2$

2. 회전수를 초당 회전수로 바꾸어 원주속도를 계산한다.

$v = \frac{\pi \times 0.05 \times 600}{60} = \frac{\pi}{2} m/s$

3. 두 값을 곱한다.

$pv = 0.2 \times \frac{\pi}{2} = \frac{\pi}{10} kgf/mm^2 \cdot m/s$

선지 판단

① X - $\pi/2$는 원주속도 v의 값일 뿐 압력속도계수는 아니다. 면압 $0.2 kgf/mm^2$를 곱해야 하므로 올바른 값은 $\pi/10$이다.

② X - 계산 결과 $pv = \pi/10$이므로 $\pi/4$가 아니다. 올바르게는 $\pi/10$이다.

③ X - 계산 결과 $pv = \pi/10$이므로 $\pi/6$이 아니다. 올바르게는 $\pi/10$이다.

④ X - 계산 결과 $pv = \pi/10$이므로 $\pi/8$이 아니다. 올바르게는 $\pi/10$이다.

⑤ O - 투영면압 $0.2 kgf/mm^2$와 원주속도 $\pi/2 m/s$를 곱하면 $pv = \pi/10 kgf/mm^2 \cdot m/s$가 된다.

계산 결과 $\pi/10$이므로 정답은 5번이다.

오답 포인트

①의 $\pi/2$는 v까지만 구하고 면압 p를 곱하지 않았을 때 고르는 값이다. 또한 면압 계산에는 원의 단면적이 아니라 저널의 투영면적 ld를 사용하며, 속도 계산에서는 $50mm$를 $0.05m$로 환산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

저널 베어링의 압력속도계수는 투영면압 $p = W/(ld)$와 원주속도 $v = \pi dn/60$을 따로 계산하고, 각 단위를 확인한 뒤 두 값을 곱해 판단한다.

암기 포인트

저널 베어링은 $p = W/(ld)$, $v = \pi dn/60$, 압력속도계수는 두 값의 곱 pv이다.

NoteBase

16. 직경 40 mm인 전동축에 길이 100 mm인 성크 키가 설치되어 동력을 전달하고 있다. 성크 키가 축보다 먼저 전단 파괴되지 않으려면 키의 폭을 최소 몇 mm 이상으로 설계해야 하는가? (단, 축과 성크 키의 재료는 동일하다.)

① 3.4
② 5.2
③ 6.3
④ 7.1
⑤ 8.0

정답 3번

출제 포인트

동일한 재료로 만든 축과 성크 키의 전단강도를 비교하여, 키가 축보다 먼저 전단 파괴되지 않도록 하는 최소 키 폭을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 축 지름 $d = 40mm$, 키 길이 $l = 100mm$이다.
구해야 할 값: 키의 최소 폭 b이다.
주의할 조건: 축과 키의 재료가 같으므로 두 부재의 허용 전단응력 τ을 같게 두고 전달 가능한 토크를 비교한다.
키의 전단면적은 bl이다.

사용할 공식

중실 원형축의 전단강도에 따른 허용 토크는
$T_s = \frac{\pi}{16}\tau d^3$
이다. 키에 작용하는 접선력은 $F = 2T/d$이고 키의 전단강도는 $F = \tau bl$이므로, 키의 허용 토크는
$T_k = F\frac{d}{2} = \frac{1}{2}\tau bld$
이다. 키가 축보다 먼저 전단 파괴되지 않으려면 $T_k \geq T_s$이어야 한다.

NoteBase

계산 과정

토크 강도를 비교하면
$\frac{1}{2}\tau bld \geq \frac{\pi}{16}\tau d^3$
이다. 동일 재료이므로 τ를 약분하고 정리하면
$b \geq \frac{\pi d^2}{8l}$
이다. 수치를 대입하면
$b \geq \frac{\pi(40mm)^2}{8(100mm)} = 2\pi mm \approx 6.28mm$
이다. 따라서 선지 기준 최소 설계폭은 $6.3mm$이다.

선지 판단

① X — $3.4mm$는 계산된 최소값 $6.28mm$보다 작아 키가 축보다 먼저 전단 파괴될 수 있다. 올바르게는 키 폭을 최소 $6.3mm$ 이상으로 설계한다.
② X — $5.2mm$도 $6.28mm$보다 작아 필요한 키 전단강도를 확보하지 못한다. 올바르게는 최소 $6.3mm$ 이상이다.
③ O — $6.3mm$는 계산값 $6.28mm$를 올림하여 만족하는 선지 중 최소값이다.
④ X — $7.1mm$이면 강도 조건 자체는 만족하지만 요구된 최소 폭은 아니다. 올바른 최소 설계폭은 $6.3mm$ 이상이다.
⑤ X — $8.0mm$도 강도 조건은 만족하지만 최소값이 아니다. 올바른 최소 설계폭은 $6.3mm$ 이상이다.

오답 포인트

축의 전단면적과 키의 전단면적만 직접 비교하면 토크에 대한 단면의 작용을 반영하지 못한다. 축은 비틀림 공식으로, 키는 접선력과 전단면적 bl로 각각 허용 토크를 구해 비교해야 한다. 또한 ④와 ⑤는 안전한 폭이지만 문제에서 묻는 최소값은 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

축과 키가 같은 재료이고 전단 파괴를 비교하는 문제에서는 $T_s = \pi\tau d^3/16$, $T_k = \tau bld/2$를 세운 뒤 $T_k \geq T_s$로 최소 치수를 구한다. 계산값이 선지 사이에 있으면 조건을 만족하는 값 중 가장 작은 값을 선택한다.

암기 포인트

동일 재료인 중실축과 성크 키의 전단강도를 같게 두면 최소 키 폭은 $b = \pi d^2/(8l)$이다.

NoteBase

17. 원동차의 직경 D_1= 200 mm, 종동차의 직경 D_2= 500 mm인 외접 원통마찰차에서 원동차가 1,000 rpm으로 회전할 때, 양차를 밀어붙이는 힘의 크기는 약 몇 kgf인가? (단, 원통마찰차의 전달 동력은 12 마력이며, 마찰계수는 0.2로 한다.)

① 430
② 650
③ 810
④ 1,260
⑤ 1,420

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 원동차의 전달동력과 원주속도로 접촉면의 접선력을 구하고, 마찰력 관계로 두 차를 누르는 힘을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 원동차 직경 $D_1 = 200mm = 0.2m$, 원동차 회전수 $n_1 = 1{,}000rpm$, 전달동력 $P = 12PS$, 마찰계수 $\mu = 0.2$이다.
구해야 할 값: 두 마찰차를 서로 누르는 법선력 N이다.
주의할 조건: $1PS = 75kgf \cdot m/s$를 적용하며, 원동차의 동력과 회전수가 주어졌으므로 종동차 직경 D_2는 누르는 힘의 계산에 필요하지 않다.

사용할 공식

원동차의 원주속도는
$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$
이고, 전달동력과 접선력의 관계는
$P = F_t v$
이다. 미끄러지지 않고 전달할 수 있는 최대 마찰력은 $F_t = \mu N$이므로
$N = \frac{F_t}{\mu}$
를 사용한다. 동력이 접촉점의 접선력과 원주속도의 곱으로 전달되고, 그 접선력은 두 차 사이의 마찰력이 담당하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 원동차의 원주속도를 구한다.

$v = \frac{\pi \times 0.2 \times 1{,}000}{60} \approx 10.472 m/s$

2. 전달동력을 중력단위계로 나타낸다.

$P = 12 \times 75 = 900 kgf \cdot m/s$

3. 접촉면에서 필요한 접선력을 구한다.

$F_t = \frac{P}{v} = \frac{900}{10.472} \approx 85.94 kgf$

4. 마찰력 $F_t = \mu N$에서 누르는 힘을 구한다.

$N = \frac{85.94}{0.2} \approx 429.7 kgf \approx 430 kgf$

선지 판단

① O — 계산한 누르는 힘은 약 $430 kgf$이므로 일치한다.

② X — $650 kgf$는 계산값 약 $430 kgf$와 일치하지 않는다. 올바르게는 약 $430 kgf$이다.

③ X — $810 kgf$는 $N = F_t/\mu$로 구한 값이 아니다. 올바르게는 약 $430 kgf$이다.

④ X — $1{,}260 kgf$는 원동차의 원주속도와 전달동력을 적용한 결과보다 크다. 올바르게는 약 $430 kgf$이다.

⑤ X — $1{,}420 kgf$는 마찰계수 0.2를 적용한 법선력과 일치하지 않는다. 올바르게는 약 $430 kgf$이다.

따라서 계산 결과가 약 $430 kgf$이므로 정답은 1번이다.

오답 포인트

종동차 직경 $D_2 = 500 mm$까지 반드시 사용해야 한다고 생각하면 불필요한 속도비 계산에 빠지기 쉽다. 이 문제에서는 원동차의 전달동력과 회전수가 직접 주어졌으므로 원동차 원주속도로 접선력을 바로 구한다. 또한 F_t는 접선방향 마찰력이고, 문제에서 묻는 누르는 힘은 법선력 $N = F_t/\mu$이므로 두 힘을 혼동하지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

마찰차의 누르는 힘 문제는 원동차 원주속도 $v = \pi D n/60$ 계산, 동력으로 접선력 $F_t = P/v$ 계산, 마찰관계로 법선력 $N = F_t/\mu$ 계산의 순서로 판단한다. 마력과 직경의 단위 변환도 함께 검산한다.

암기 포인트

마찰차에서는 전달동력 $P = F_t v$, 접선력 $F_t = \mu N$이므로 누르는 힘은 $N = P/(\mu v)$이다.

NoteBase

18. 수차 프로펠러의 축 지름이 200 mm로서 2,200 kgf의 스러스트를 받고 있다. 칼라 베어링(collar bearing)의 바깥지름을 300 mm라 할 때 몇 개의 칼라가 필요한가? (단, 최대허용압력은 0.01 kgf/mm²이다.)

① 3
② 4
③ 5
④ 6
⑤ 7

정답 4번

출제 포인트

칼라 베어링 한 개의 환형 투영면적과 최대허용압력으로 지지 가능한 추력을 구한 뒤, 전체 추력을 지지하는 데 필요한 최소 칼라 수를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 축 지름 $d = 200mm$, 칼라 바깥지름 $D = 300mm$, 추력 $W = 2{,}200kgf$, 최대허용압력 $p = 0.01kgf/mm^2$이다.
구해야 할 값: 추력을 안전하게 지지하는 데 필요한 최소 칼라 수 n이다.
주의할 조건: 베어링 면적은 바깥 원 전체가 아니라 축 단면을 제외한 환형 면적이며, 계산된 칼라 수는 정수로 올림한다.

사용할 공식

칼라 한 개의 투영면적은
$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
이고, 칼라 n개가 지지할 수 있는 추력은 npA이므로
$n = \frac{W}{pA} = \frac{W}{p\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$
이다. 칼라의 접촉부가 축을 둘러싼 환형이므로 이 면적에 허용압력을 곱해 한 개의 허용 추력을 구한다.

NoteBase

계산 과정

1. 칼라 한 개의 투영면적을 구한다.

$A = \frac{\pi}{4}(300^2 - 200^2) = 12{,}500\pi \approx 39{,}269.9 mm^2$

2. 칼라 한 개가 지지할 수 있는 추력을 구한다.

$pA = 0.01 \times 39{,}269.9 \approx 392.7 kgf$

3. 필요한 칼라 수를 구한다.

$n = \frac{2{,}200}{392.7} \approx 5.60$

칼라는 일부만 설치할 수 없고 허용압력을 넘으면 안 되므로 올림하여 6개가 필요하다.

선지 판단

① X — 3개의 허용 추력은 약 $3 \times 392.7 = 1{,}178.1 kgf$로 $2{,}200 kgf$보다 작다. '3개'는 틀린 값이며, 올바르게는 최소 6개이다.

② X — 4개의 허용 추력은 약 $4 \times 392.7 = 1{,}570.8 kgf$로 부족하다. '4개'는 틀린 값이며, 올바르게는 최소 6개이다.

③ X — 5개의 허용 추력은 약 $5 \times 392.7 = 1{,}963.5 kgf$로 여전히 $2{,}200 kgf$에 미치지 못한다. '5개'는 틀린 값이며, 올바르게는 최소 6개이다.

④ O — 6개의 허용 추력은 약 $6 \times 392.7 = 2{,}356.2 kgf$로 주어진 추력을 지지하며, 5개로는 부족하므로 필요한 최소 개수는 6개이다.

⑤ X — 7개도 추력을 지지할 수 있지만 문제는 필요한 최소 개수를 묻는다. '7개가 필요하다'는 표현은 틀리며, 올바르게는 최소 6개이면 충분하다.

오답 포인트

바깥지름 D만 사용하여 원 전체의 면적을 구하거나, $D - d$만을 면적으로 취급하면 안 된다. 실제 압력 작용 면적은 $\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$이다. 또한 계산값 5.60을 반올림해 6으로 만드는 것이 아니라, 허용압력을 넘지 않도록 항상 정수로 올림한다. 7개는 안전하지만 최소 필요 개수는 아니다.

다시 나오면 이렇게 판단

칼라 베어링 문제에서는 먼저 환형 투영면적 $A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$을 구하고, pA로 칼라 한 개의 허용 추력을 계산한 다음, 전체 추력을 나누어 나온 값을 정수로 올림한다.

암기 포인트

칼라 수는 '추력 ÷ 한 칼라의 허용 추력'이며, 한 칼라의 면적은 바깥 원에서 축 원을 뺀 환형 면적이고 최종 개수는 올림한다.

NoteBase

19. 재료의 허용굽힘응력이 10 kgf/mm²인 평기어가 있다. 모듈 m= 4, 치폭 b= 51 mm, 모듈기준 치형계수 Y= 0.3, 원주속도 v= 3.05 m/s 일 때 이 평기어의 전달 동력은 몇 kW인가?
(단, 속도계수(f_v)는 $\frac{3.05}{3.05+v}$로 계산하고, 하중계수(f_w)는 1이다.)

① 3.05
② 6.10
③ 9.15
④ 12.20
⑤ 15.25

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 루이스의 굽힘강도식을 이용해 평기어의 허용 원주력을 구한 뒤, 원주속도와 곱하여 전달 동력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 허용굽힘응력 $\sigma = 10 kgf/mm^2$, 모듈 $m = 4mm$, 치폭 $b = 51mm$, 모듈기준 치형계수 $Y = 0.3$, 원주속도 $v = 3.05m/s$, 하중계수 $f_w = 1$이다.
구해야 할 값: 전달 동력 P이다.
주의할 조건: 속도계수 f_v를 먼저 계산하고, 모듈기준 치형계수를 사용하므로 허용 원주력 식에 원주피치 πm가 아니라 모듈 m을 적용한다.

사용할 공식

속도계수는
$f_v = \frac{3.05}{3.05 + v}$
이고, 평기어의 허용 원주력은
$F_t = \frac{\sigma b m Y f_v}{f_w}$
이다. 원주력 F_t가 원주속도 v로 작용할 때 전달 동력은
$P = \frac{F_t v}{102}$ (kW)
로 계산한다. 여기서 102는 $kgf \cdot m/s$를 kW로 환산하기 위한 값이다.

NoteBase

계산 과정

1. 속도계수를 계산하면
$f_v = \frac{3.05}{3.05 + 3.05} = 0.5$
이다.
2. 허용 원주력은
$F_t = \frac{10 \times 51 \times 4 \times 0.3 \times 0.5}{1} = 306 kgf$
이다.
3. 전달 동력은
$P = \frac{306 \times 3.05}{102} = 9.15 kW$
이다.

선지 판단

① X — $3.05 kW$는 계산된 $9.15 kW$와 일치하지 않는다. 올바른 전달 동력은 $9.15 kW$이다.
② X — $6.10 kW$는 허용 원주력 $306 kgf$에 원주속도 $3.05 m/s$를 적용한 결과가 아니다. 올바른 값은 $9.15 kW$이다.
③ O — $P = 306 \times 3.05 / 102 = 9.15 kW$이므로 계산 결과와 일치한다.
④ X — $12.20 kW$는 속도계수 $f_v = 0.5$와 치형계수 $Y = 0.3$을 모두 반영한 결과가 아니다. 올바른 값은 $9.15 kW$이다.
⑤ X — $15.25 kW$는 계산 결과보다 크며, 주어진 하중계수 $f_w = 1$을 적용해도 나오지 않는다. 올바른 값은 $9.15 kW$이다.

오답 포인트

속도계수에서 분모는 $3.05 + v$이므로 $v = 3.05 m/s$일 때 $f_v = 0.5$이다. 또한 모듈기준 치형계수 Y가 주어졌으므로 허용 원주력 식에 πm을 넣으면 안 된다. 마지막으로 $kgf \cdot m/s$를 kW로 바꿀 때 102로 나누어야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

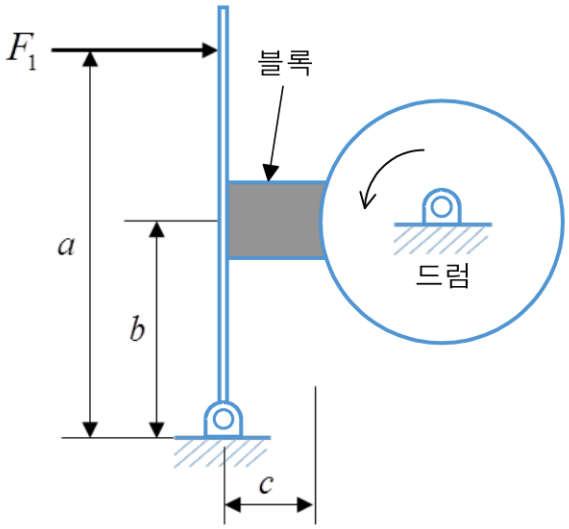
속도계수 계산 → 루이스 굽힘강도식으로 허용 원주력 계산 → $P = F_t v / 102$로 동력 환산 → 단위 검산의 순서로 판단한다.

암기 포인트

평기어 굽힘강도는 $F_t = \sigma b m Y f_v / f_w$, 전달 동력은 $P = F_t v / 102$이다.

NoteBase

20. 그림과 같은 단식 블록 브레이크에서 드럼의 좌회전을 정지시키기 위해 레버(lever) 끝에 가할 힘 F_1은 몇 N인가? (단, 제동토크는 22,500 N·mm, a= 500 mm, b= 250 mm, c= 50 mm이고, 드럼의 지름은 300 mm, 마찰계수는 0.3이다.)



① 235
② 265
③ 295
④ 325
⑤ 355

정답 1번

출제 포인트

이 문제는 제동토크로부터 드럼과 블록 사이의 마찰력과 수직항력을 구한 뒤, 레버 지지점에 대한 모멘트 평형으로 작동력 F_1을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 제동토크 $T = 22{,}500 N \cdot mm$, $a = 500mm$, $b = 250mm$, $c = 50mm$, 드럼 지름 $D = 300mm$, 마찰계수 $\mu = 0.30$이다.
드럼 반지름은 $r = D/2 = 150mm$이다.
좌회전하는 드럼의 왼쪽 접촉점은 아래로 움직이므로 블록에 작용하는 마찰력은 아래쪽이다. 수직항력은 왼쪽으로 작용한다.

NoteBase

사용할 공식

제동토크 관계는 $T = F_f r = \mu N r$이다. 따라서 수직항력은 $N = T/(\mu r)$로 구한다.
레버의 아래쪽 지지점에 대한 모멘트 평형은 $Nb - F_1 a - \mu N c = 0$이다. 수직항력 N은 반시계방향 모멘트를 만들고, 작동력 F_1과 아래쪽 마찰력 μN은 시계방향 모멘트를 만들기 때문에 이 식을 사용한다.

계산 과정

1. 마찰력은 $F_f = T/r = 22{,}500/150 = 150N$이다.
2. 수직항력은 $N = F_f/\mu = 150/0.30 = 500N$이다.
3. 모멘트 평형식에 대입하면

$F_1 = \frac{N(b-\mu c)}{a} = \frac{500[250 - 0.30(50)]}{500} = 235N$

이다. 따라서 레버 끝에 가할 힘은 $235N$이다.

선지 판단

① O — 계산 결과가 $235N$이므로 옳다.
② X — $265N$은 계산 결과와 다르다. 틀린 값 $265N$이 아니라 $235N$이 되어야 한다.
③ X — $295N$은 모멘트 평형으로 얻은 값이 아니다. 올바른 작동력은 $235N$이다.
④ X — $325N$은 제동토크와 레버 모멘트 조건을 동시에 만족하지 않는다. 올바른 값은 $235N$이다.
⑤ X — $355N$은 계산 결과와 다르다. 올바른 값은 $235N$이다.
계산 결과 $235N$이므로 정답은 1번이다.

오답 포인트

핵심 함정은 좌회전하는 드럼 때문에 블록에 작용하는 마찰력이 아래쪽이라는 점이다. 이 마찰력은 지지점에 대해 시계방향 모멘트를 만들므로 $Nb = F_1 a + \mu N c$가 된다. 마찰력의 방향이나 모멘트 부호를 반대로 잡으면 작동력을 크게 계산하게 된다. 또한 지름 $300mm$을 그대로 쓰지 않고 반지름 $150mm$을 토크식에 사용해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 회전 방향으로 접촉점의 운동 방향을 정하고, 그 반대 방향으로 블록의 마찰력을 표시한다. 다음으로 $T = \mu N r$에서 N을 구한 뒤, 레버 지지점에 대한 각 힘의 회전 방향을 구분하여 모멘트 평형식을 세운다.
마지막으로 토크에 지름이 아닌 반지름을 사용했는지 검산한다.

암기 포인트

단식 블록 브레이크는 '드럼 토크로 N 계산 → 마찰 방향 결정 → 레버 지지점 모멘트 평형'의 순서로 푼다.

NoteBase