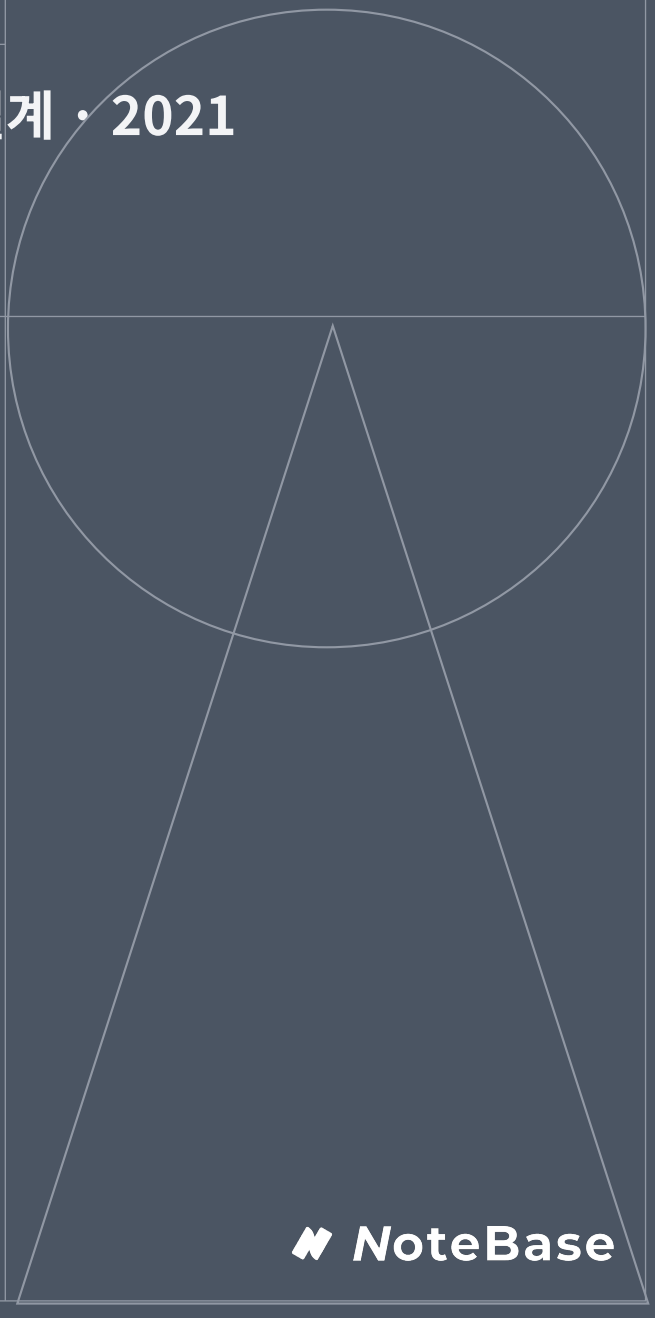
기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2021



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2021

공무원/국회직/9급 · 기계설계 · 2021

1. 다음의 설명에 알맞은 벨트는?

> 주로 고무로 감싼 섬유와 강선으로 되어 있으며 내부 원주에 같은 간격으로 된 이를 갖고 있어 미끄러짐을 방지한다.

① V벨트
② 타이밍벨트
③ 평벨트
④ 링크벨트
⑤ 둥근벨트

정답 2번

출제 포인트

벨트의 단면과 동력 전달 방식, 특히 안쪽 면의 등간격 이 유무를 통해 벨트의 종류를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

타이밍벨트는 안쪽 면의 이와 타이밍 풀리의 이가 맞물려 미끄럼 없이 동력을 전달하는 맞물림 전동 벨트이다. 고무로 감싼 섬유와 강선 등의 인장재로 구성되며, 일정한 속도비와 정확한 회전 위치 관계를 유지하는 데 적합하다.
V벨트·평벨트·둥근벨트는 기본적으로 벨트와 풀리 사이의 마찰로 동력을 전달하고, 링크벨트는 여러 개의 링크를 연결하여 만든 조립식 벨트이다.

NoteBase

선지별 해설

① X — ‘V벨트’라는 판단이 틀리다. V벨트는 사다리꼴 단면이 풀리의 V홈에 끼워지면서 생기는 마찰과 쐐기 작용으로 동력을 전달한다. 안쪽 면의 등간격 이가 풀리와 맞물리는 벨트는 타이밍벨트이다.
② O — 타이밍벨트는 안쪽 원주에 같은 간격의 이가 있고, 그 이가 타이밍 풀리와 맞물리므로 미끄럼을 방지한다. 제시된 재료 구성과 구조에 모두 부합한다.
③ X — ‘평벨트’라는 판단이 틀리다. 평벨트는 폭이 넓고 단면이 평평한 벨트로, 평평한 풀리 면과의 마찰로 동력을 전달한다. 안쪽 면에 등간격 이가 있는 것은 타이밍벨트의 특징이다.
④ X — ‘링크벨트’라는 판단이 틀리다. 링크벨트는 개별 링크를 이어 길이를 조절하거나 일부를 교체할 수 있도록 만든 조립식 벨트이다. 안쪽 면의 이가 풀리와 맞물려 미끄럼을 막는 벨트는 타이밍벨트이다.
⑤ X — ‘둥근벨트’라는 판단이 틀리다. 둥근벨트는 원형 단면을 가지며 대응하는 풀리 홈과의 마찰로 동력을 전달한다. 안쪽 원주에 등간격 이를 둔 벨트는 타이밍벨트이다.

오답 포인트

‘고무로 감싼 섬유와 강선’이라는 재료 설명만 보면 V벨트와 혼동하기 쉽다. 이 문항의 결정적 표현은 ‘내부 원주에 같은 간격으로 된 이’와 ‘미끄러짐을 방지’이며, 이는 마찰식 벨트가 아니라 맞물림식 타이밍벨트를 가리킨다.

다시 나오면 이렇게 판단

벨트 안쪽에 등간격 이가 있고 풀리의 이와 맞물리면 타이밍벨트로 판단한다. 사다리꼴 단면과 V홈은 V벨트, 넓고 평평한 단면은 평벨트, 연결식 링크 구조는 링크벨트, 원형 단면은 둥근벨트로 구별한다.

암기 포인트

타이밍벨트는 ‘이 맞물림으로 미끄럼 없이 동기 전동’이다.

NoteBase

2. 인벌류트 치형의 기어에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 모듈은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값으로 정의한다.
② 원주피치(circular pitch)는 이의 크기에 비례한다.
③ 기어의 압력각은 두 피치원의 접선과 작용선이 이루는 각도이다.
④ 지름피치(diametral pitch)는 기어의 잇수를 피치원의 인치지름으로 나눈 값이다.
⑤ 이의 피치점에서는 구름운동과 미끄럼운동이 일어난다.

정답 5번

출제 포인트

이 문제는 인벌류트 기어의 기본 치수인 모듈·원주피치·지름피치와 압력각의 정의, 피치점에서의 접촉 운동을 구분하는 문제이다.

핵심 개념

모듈 m은 피치원 지름 d을 잇수 z로 나눈 값으로, $m = d/z$이다. 원주피치 p는 피치원 위에서 이웃한 이의 대응점 사이의 원주 방향 거리이며, $p = \pi m$이므로 이의 크기에 비례한다. 지름피치 P_d는 단위 피치원 지름당 잇수로, $P_d = z/d = 1/m$이다. 압력각은 피치점에서 두 피치원의 공통접선과 작용선이 이루는 각이다. 인벌류트 기어는 피치점에서 두 치면의 접선 방향 속도가 같아 미끄럼이 없고 순수 구름만 일어난다.

선지별 해설

① O — 모듈은 피치원 지름을 잇수로 나눈 값인 $m = d/z$로 정의한다.
② O — 원주피치는 $p = \pi m$이므로 모듈, 즉 이의 크기에 비례한다.
③ O — 압력각은 피치점에서 두 피치원의 공통접선과 작용선이 이루는 각이다.
④ O — 지름피치는 피치원 지름당 잇수이므로 $P_d = z/d$이다.
⑤ X — 틀린 표현은 '피치점에서는 구름운동과 미끄럼운동이 일어난다'이다. 올바르게는 피치점에서는 상대 미끄럼 속도가 0이므로 순수 구름운동만 일어나고, 피치점의 앞뒤 접촉 구간에서는 구름운동과 미끄럼운동이 함께 일어난다.

오답 포인트

인벌류트 치면이 접촉하는 대부분의 구간에서 구름과 미끄럼이 함께 일어난다는 사실을 피치점에도 그대로 적용하기 쉽다. 그러나 ⑤의 함정은 '피치점'이라는 위치 제한이며, 바로 그 점에서는 미끄럼이 0이다.

다시 나오면 이렇게 판단

치수 정의는 $m = d/z$, $p = \pi m$, $P_d = z/d = 1/m$의 관계로 판단한다. 운동 상태는 접촉 위치를 먼저 확인하여 피치점이면 순수 구름, 피치점 이외이면 구름과 미끄럼의 병존으로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

피치점에서는 미끄럼 0, 순수 구름이다.

NoteBase

3. 기계 재료의 특성으로 작은 소성 변형부터 파괴에 이르기까지 에너지를 흡수하는 정도를 나타내는 것은?

① 강성
② 점성
③ 인성
④ 취성
⑤ 연성

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 재료가 작은 소성 변형부터 파괴될 때까지 흡수할 수 있는 에너지의 크기를 나타내는 기계적 성질을 묻는다.

핵심 개념

인성은 재료가 파괴될 때까지 에너지를 흡수하는 능력이다. 응력–변형률 곡선에서 파단점까지의 전체 면적에 해당하므로, 강도와 소성 변형 능력을 함께 반영한다.
강성은 탄성 변형에 저항하는 정도이고, 연성은 파괴 전에 소성 변형할 수 있는 정도이며, 취성은 소성 변형이 거의 없이 파괴되는 성질이다.

선지별 해설

① X — 강성은 하중을 받을 때 탄성 변형에 저항하는 정도이다. '파괴될 때까지 에너지를 흡수하는 정도'라는 표현은 강성이 아니라 인성으로 고쳐야 한다.
② X — 점성은 유체의 흐름이나 재료 내부의 상대 운동에 저항하는 성질이다. '파괴될 때까지 에너지를 흡수하는 정도'는 점성이 아니라 인성이다.
③ O — 인성은 재료가 소성 변형을 거쳐 파괴될 때까지 흡수할 수 있는 에너지의 정도이다. 문제의 정의와 일치한다.
④ X — 취성은 소성 변형이 거의 일어나지 않은 채 쉽게 파괴되는 성질이다. '파괴까지 큰 에너지를 흡수하는 성질'이 아니라 '작은 소성 변형만 보이고 파괴되는 성질'로 고쳐야 한다.
⑤ X — 연성은 재료가 파괴되기 전에 늘어나거나 가늘어지는 등 큰 소성 변형을 할 수 있는 성질이다. '파괴될 때까지 흡수하는 에너지의 정도'는 연성이 아니라 인성이다.

오답 포인트

⑤ 연성도 파괴 전 소성 변형과 관련되므로 ③ 인성과 혼동하기 쉽다. 그러나 연성은 변형의 크기, 인성은 파괴까지 흡수한 에너지의 크기를 나타낸다.

NoteBase

다시 나오면 이렇게 판단

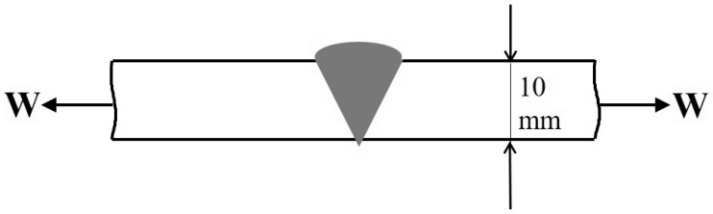
문장에 '파괴될 때까지 흡수하는 에너지'가 나오면 인성으로 판단한다. '탄성 변형에 대한 저항'은 강성, '파괴 전 소성 변형 능력'은 연성, '소성 변형 없이 파괴'는 취성으로 구분한다.

암기 포인트

인성은 파괴까지의 에너지, 연성은 파괴 전 변형량이다.

NoteBase

4. 그림과 같은 맞대기 용접 이음에서 강판의 두께는 10mm, 용접 길이는 150mm이고, 허용 인장응력이 50MPa, 용접 이음 효율이 80%일 때, 용접부가 견딜 수 있는 최대 허용 하중은? (단위: kN)



① 60 ② 65
③ 70 ④ 75
⑤ 80

정답 1번

출제 포인트

맞대기 용접부의 유효 단면적과 용접 이음 효율을 이용해 최대 허용 인장하중을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 강판 두께 $t = 10\text{mm}$, 용접 길이 $l = 150\text{mm}$, 허용 인장응력 $\sigma_a = 50\text{MPa} = 50\text{N/mm}^2$, 용접 이음 효율 $\eta = 0.80$이다.
구해야 할 값: 용접부가 견딜 수 있는 최대 허용하중 W이다.
주의할 조건: 이음 효율 80%를 0.80으로 환산하여 반드시 곱한다.

사용할 공식

맞대기 용접부의 허용하중은
$W = tl\sigma_a\eta$
이다. 맞대기 용접부가 인장하중을 받으므로 용접부의 단면적 tl에 허용 인장응력을 곱하고, 실제 이음 성능을 반영하기 위해 용접 이음 효율 η를 적용한다.

계산 과정

1. 용접부 단면적은 $tl = 10 \times 150 = 1{,}500\text{mm}^2$이다.
2. 이음 효율을 적용하기 전 허용하중은 $1{,}500 \times 50 = 75{,}000\text{N}$이다.
3. 이음 효율 0.80을 적용하면
$W = 75{,}000 \times 0.80 = 60{,}000\text{N} = 60\text{kN}$
이다.

NoteBase

선지 판단

① O — 계산 결과가 60kN이므로 옳다.
② X — 65kN은 계산 결과와 다르다. 올바른 최대 허용하중은 60kN이다.
③ X — 70kN은 계산 결과와 다르다. 올바른 최대 허용하중은 60kN이다.
④ X — 75kN은 이음 효율을 적용하기 전의 값이다. 올바르게는 75kN에 0.80을 곱한 60kN이다.
⑤ X — 80kN은 효율 80%를 하중값으로 잘못 해석한 값이다. 올바른 최대 허용하중은 60kN이다.
계산 결과 60kN이므로 정답은 1번이다.

오답 포인트

④의 75kN은 $tl\sigma_a$까지만 계산하고 용접 이음 효율 80%를 누락할 때 나오는 값이다. 또한 $1\text{MPa} = 1\text{N/mm}^2$, $1\text{kN} = 1{,}000\text{N}$의 단위 관계를 함께 확인해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

맞대기 용접의 인장 허용하중 문제는 용접부 단면적 tl을 구한 뒤 허용 인장응력과 이음 효율을 곱하고, 마지막에 N을 kN으로 환산하는 순서로 판단한다.

암기 포인트

맞대기 용접의 인장 허용하중은 $W = tl\sigma_a\eta$이며, 이음 효율은 백분율을 소수로 바꾸어 곱한다.

NoteBase

5. φ20H6와 φ20h7로 표기된 구멍과 축이 제작되었다. 두 요소로 끼워 맞춤 작업이 이루어질 때, 나타날 수 있는 최대틈새는? (단위: mm) (단, φ20일 때, IT공차 6등급은 13μm, 7등급은 21μm의 공차역을 갖는다)

① 0.008
② 0.013
③ 0.021
④ 0.034
⑤ 0.042

정답 4번

출제 포인트

이 문제는 H6 구멍의 최대치수와 h7 축의 최소치수를 이용하여 최대틈새를 구하는 문제이다.

조건 정리

기준치수는 $20mm$이다. H 구멍은 아래치수허용차가 0이므로 H6 구멍의 치수 범위는 $20.000 \sim 20.013mm$이다. h 축은 위 치수허용차가 0이므로 h7 축의 치수 범위는 $19.979 \sim 20.000mm$이다. 구해야 할 값은 최대 구멍과 최소 축 사이의 최대틈새이다.

사용할 공식

$C_{max} = D_{max} - d_{min}$
또는 공차역의 위치를 이용하면 $C_{max} = IT6 + IT7$이다. 최대틈새는 구멍이 가장 크고 축이 가장 작을 때 생기므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. H6 구멍의 최대치수는 $20 + 0.013 = 20.013mm$이다.
2. h7 축의 최소치수는 $20 - 0.021 = 19.979mm$이다.
3. 최대틈새는 $20.013 - 19.979 = 0.034mm$이다.

따라서 최대틈새는 $0.034mm$이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 0.008mm는 두 공차의 차 0.021 − 0.013를 구한 값이다. 최대틈새는 두 공차를 더한 0.034mm로 고쳐야 한다.
② X — 0.013mm는 H6 구멍의 공차만 반영한 값으로, 축이 최소치수까지 작아지는 양을 누락하였다. 최대틈새는 0.034mm이다.
③ X — 0.021mm는 h7 축의 공차만 반영한 값으로, 구멍이 최대치수까지 커지는 양을 누락하였다. 최대틈새는 0.034mm이다.
④ O — H6 구멍의 최대 증가량 0.013mm와 h7 축의 최대 감소량 0.021mm를 더하면 0.034mm가 된다.
⑤ X — 0.042mm는 h7 축의 공차 0.021mm를 두 번 더한 값으로, H6 구멍의 공차를 반영하지 않았다. 최대틈새는 0.034mm이다.

오답 포인트

H6와 h7의 공차값을 빼는 것이 함정이다. 최대틈새에서는 구멍이 기준치수보다 커지는 방향과 축이 기준치수보다 작아지는 방향이 모두 틈새를 늘리므로 0.013 + 0.021로 계산한다.

다시 나오면 이렇게 판단

최대틈새 문제는 최대 구멍치수에서 최소 축치수를 빼는 순서로 판단한다. H는 아래치수허용차가 0이고 h는 위치수허용차가 0임을 먼저 공차역에 반영한다.

암기 포인트

H/h 끼워맞춤의 최대틈새는 IT_구멍+IT_축이다.

NoteBase

6. 한 쌍의 평기어(스퍼 기어)가 서로 맞물려 회전하고 있다. 기어의 모듈이 3, 속도비가 1:4, 큰 기어의 잇수가 80개 일 때, 두 기어에 대한 축 중심 사이의 거리는?

① 100
② 150
③ 200
④ 250
⑤ 300

정답 2번

출제 포인트

이 문제는 한 쌍의 외접 평기어에서 속도비와 잇수의 반비례 관계로 작은 기어의 잇수를 구하고, 두 피치원 반지름의 합으로 축 중심 거리를 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 모듈 $m = 3$, 큰 기어의 잇수 $z_L = 80$, 큰 기어와 작은 기어의 회전 속도비 $n_L : n_S = 1 : 4$이다.
구해야 할 값: 두 기어의 축 중심 거리 a이다.
주의할 조건: 맞물린 기어의 회전 속도는 잇수에 반비례하며, 중심 거리는 두 피치원 지름의 합이 아니라 그 반인 피치원 반지름의 합이다.

사용할 공식

맞물린 기어에서는 $n_L z_L = n_S z_S$이므로

$$\frac{n_L}{n_S} = \frac{z_S}{z_L}$$

이다. 평기어의 피치원 지름은 $d = mz$이고, 외접 기어의 축 중심 거리는

$$a = \frac{d_L + d_S}{2} = \frac{m(z_L + z_S)}{2}$$

이다. 속도비로 두 기어의 잇수 관계를 정한 뒤 피치원 반지름을 더해야 하므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 속도비가 $n_L : n_S = 1 : 4$이므로 잇수비는 반대로 $z_L : z_S = 4 : 1$이다.
2. 작은 기어의 잇수는 $z_S = 80/4 = 20$이다.
3. 큰 기어와 작은 기어의 피치원 지름은 각각 $d_L = 3 \times 80 = 240$, $d_S = 3 \times 20 = 60$이다.
4. 따라서 축 중심 거리는

$$a = \frac{240 + 60}{2} = 150$$

이다.

NoteBase

선지 판단

① X — 계산 결과는 100이 아니라 150이다. 올바르게는 축 중심 거리가 150이다.
② O — 두 피치원 반지름의 합은 (240 + 60)/2 = 150이므로 계산 결과와 일치한다.
③ X — 계산 결과는 200이 아니라 150이다. 올바르게는 축 중심 거리가 150이다.
④ X — 계산 결과는 250이 아니라 150이다. 올바르게는 축 중심 거리가 150이다.
⑤ X — 300은 두 피치원 지름 240 + 60을 그대로 더한 값이다. 중심 거리는 그 절반이므로 올바른 값은 150이다.

오답 포인트

속도비와 잇수비를 같은 방향으로 놓거나, 피치원 지름의 합 300을 중심 거리로 착각하기 쉽다. 맞물린 기어의 속도비와 잇수비는 서로 반대이고, 축 중심 거리는 두 피치원 지름의 반합이다.

다시 나오면 이렇게 판단

속도비를 잇수의 역비로 바꾸어 두 기어의 잇수를 확정한 다음, $d = mz$로 각 피치원 지름을 구하고 $a = (d_1 + d_2)/2$를 적용한다.

암기 포인트

맞물린 기어는 속도비와 잇수비가 반대이며, 외접 기어의 중심 거리는 $a = m(z_1 + z_2)/2$이다.

NoteBase

7. 너비 12mm, 높이 10mm인 묻힘 키를 바깥 지름이 270mm인 풀리의 축에 사용하고 있다. 풀리의 외주에 2kN의 회전력을 작용시킬 때, 키의 전단응력은? (단위: MPa) (단, 축의 지름은 30mm이고, 보스의 길이는 60mm이다)

① 15
② 20
③ 25
④ 30
⑤ 35

정답 3번

출제 포인트

풀리 외주에 작용하는 힘으로 토크를 구한 뒤, 축 표면에서 키가 전달하는 접선력과 키의 전단응력을 계산하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 풀리 외주 힘 $F = 2kN = 2{,}000N$, 풀리 바깥지름 $D = 270mm$, 축 지름 $d = 30mm$, 키 너비 $b = 12mm$, 키 높이 $h = 10mm$, 보스 길이 $l = 60mm$이다.
구해야 할 값: 키의 전단응력 τ이다.
주의할 조건: 키의 유효 길이는 보스 길이와 같은 $60mm$로 보고, 키 높이는 전단면적이 아니라 압축면적을 구할 때 사용한다.

사용할 공식

풀리에 작용하는 토크는 $T = F(D/2)$이고, 축 표면에서 키가 전달하는 접선력은 $F_t = T/(d/2) = 2T/d$이다. 키의 전단면적은 $A_s = bl$이므로 전단응력은 $\tau = F_t/(bl)$이다.
외주 힘은 풀리 반지름을 팔길이로 하여 토크를 만들고, 키는 축 표면에서 그 토크를 접선력으로 전달하므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 풀리에 작용하는 토크를 구한다.

$T = 2{,}000 \times \frac{270}{2} = 270{,}000 N \cdot mm$

2. 축 표면에서 키가 전달하는 접선력을 구한다.

$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 270{,}000}{30} = 18{,}000 N$

3. 키의 전단면적과 전단응력을 구한다.

$A_s = bl = 12 \times 60 = 720 mm^2$

$\tau = \frac{18{,}000}{720} = 25 N/mm^2 = 25 MPa$

선지 판단

① X — $15 MPa$는 계산값 $25 MPa$와 다르다. 틀린 값 15를 올바르게 고치면 키의 전단응력은 $25 MPa$이다.

② X — $20 MPa$는 전단력 $18{,}000 N$을 전단면적 $720 mm^2$으로 나눈 값이 아니다. 틀린 값 20을 올바르게 고치면 $25 MPa$이다.

③ O — $18{,}000/720 = 25$이므로 키의 전단응력은 $25 MPa$이다.

④ X — $30 MPa$는 계산값보다 크다. 틀린 값 30을 올바르게 고치면 $25 MPa$이다.

⑤ X — $35 MPa$는 계산값보다 크다. 틀린 값 35를 올바르게 고치면 $25 MPa$이다.

오답 포인트

풀리 외주 힘 $2 kN$을 곧바로 키의 전단력으로 사용하면 안 된다. 먼저 풀리 반지름 $135 mm$으로 토크를 구하고, 다시 축 반지름 $15 mm$으로 나누어 키의 접선력 $18 kN$을 구해야 한다. 또한 전단면적은 bl이므로 키 높이 h를 곱하지 않는다.

다시 나오면 이렇게 판단

풀리 외주 힘이 주어진 키 문제는 외주 힘과 풀리 반지름으로 토크를 구하고, 토크를 축 반지름으로 나누어 키의 접선력을 구한 뒤, $\tau = F_t/(bl)$에 대입하는 순서로 판단한다. 마지막에는 $1 N/mm^2 = 1 MPa$를 이용해 단위를 확인한다.

암기 포인트

키의 전단은 너비×길이인 bl, 키의 압축은 높이의 절반×길이인 $(h/2)l$를 면적으로 사용한다.

NoteBase

8. 단판 클러치의 전달 토크가 14.7kN·mm일 때, 축방향으로 마찰면을 미는 힘은? (단위: N) (단, 마찰면의 안지름은 60mm, 바깥지름은 80mm이고, 마찰계수 $\mu=0.2$이다)

① 2100
② 2200
③ 2300
④ 2400
⑤ 2500

정답 1번

출제 포인트

단판 클러치의 평균 마찰반지름을 구한 뒤 전달 토크 식으로 축방향 힘을 계산하는 문제이다.

조건 정리

전달 토크: $T = 14.7kN \cdot mm = 14{,}700N \cdot mm$
안지름: $D_i = 60mm$
바깥지름: $D_o = 80mm$
마찰계수: $\mu = 0.20$
구해야 할 값: 마찰면을 축방향으로 미는 힘 W

사용할 공식

평균 마찰반지름은 지름의 산술평균을 반지름으로 바꾸어 구한다.
$R_m = \frac{D_o + D_i}{4}$
단판 클러치의 전달 토크는 다음과 같다.
$T = \mu W R_m$
마찰력이 μW이고, 이 힘이 평균 마찰반지름 R_m에서 토크를 발생시키므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 평균 마찰반지름을 계산한다.
$R_m = \frac{80 + 60}{4} = 35mm$
2. 전달 토크 식에 주어진 값을 대입한다.
$14{,}700 = 0.20 \times W \times 35$
3. 축방향 힘을 구한다.
$W = \frac{14{,}700}{0.20 \times 35} = 2{,}100N$

NoteBase

선지 판단

① O — 계산 결과가 2,100N이므로 주어진 토크를 전달하는 축방향 힘과 일치한다.
② X — 2,200N을 대입하면 전달 토크는 15.4$kN \cdot mm$가 되어 주어진 14.7$kN \cdot mm$보다 크다. 틀린 값 2,200N은 2,100N으로 고쳐야 한다.
③ X — 2,300N을 대입하면 전달 토크는 16.1$kN \cdot mm$가 되어 조건과 일치하지 않는다. 틀린 값 2,300N은 2,100N으로 고쳐야 한다.
④ X — 2,400N을 대입하면 전달 토크는 16.8$kN \cdot mm$가 되어 조건과 일치하지 않는다. 틀린 값 2,400N은 2,100N으로 고쳐야 한다.
⑤ X — 2,500N을 대입하면 전달 토크는 17.5$kN \cdot mm$가 되어 조건과 일치하지 않는다. 틀린 값 2,500N은 2,100N으로 고쳐야 한다.

오답 포인트

안지름과 바깥지름은 반지름이 아니라 지름이다. 따라서 평균 마찰반지름은 $(80 + 60)/2 = 70mm$가 아니라 그 절반인 35mm이다. 또한 14.7$kN \cdot mm$를 14,700$N \cdot mm$로 바꾸어 계산해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 주어진 치수가 지름인지 반지름인지 확인하고 평균 마찰반지름을 구한다. 그다음 토크 단위를 통일한 뒤 $W = T/(\mu R_m)$에 대입하고, 마지막으로 $\mu W R_m$가 원래 토크와 같은지 역산한다.

암기 포인트

안지름과 바깥지름이 주어지면 평균 마찰반지름은 $R_m = (D_o + D_i)/4$이고, 축방향 힘은 $W = T/(\mu R_m)$이다.

NoteBase

9. 한쪽 단이 고정된 길이 1m, 지름 20mm인 원형봉의 자유단에 300N·m의 비틀림 토크가 작용하고 있다. 이 때 자유단의 비틀림은? (단위: radian) (단, 가로탄성계수 또는 전단탄성계수 G = 100GPa이고, $\pi = 3$으로 가정한다)

① 0.05
② 0.1
③ 0.15
④ 0.2
⑤ 0.25

정답 4번

출제 포인트

한쪽 끝이 고정된 원형봉에 비틀림 토크가 작용할 때 비틀림각 $\theta = TL/(GJ)$를 이용해 자유단의 회전각을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: $T = 300N \cdot m$, $L = 1m$, $d = 20mm = 0.02m$, $G = 100GPa = 100 \times 10^9 Pa$, $\pi = 3$이다.
구해야 할 값: 자유단의 비틀림각 θ이다.
주의할 조건: 속이 찬 원형봉이므로 극관성모멘트는 $J = \pi d^4/32$이며, 지름과 전단탄성계수의 단위를 각각 m, Pa로 환산한다.

사용할 공식

속이 찬 원형봉의 극관성모멘트는
$J = \frac{\pi d^4}{32}$
이고, 균일한 원형봉의 비틀림각은
$\theta = \frac{TL}{GJ}$
이다. 한쪽 끝이 고정되고 자유단에 토크가 작용하는 균일한 원형봉이므로 이 공식을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 지름을 환산하면 $d = 20mm = 0.02m$이다.
2. 극관성모멘트는
$J = \frac{3(0.02)^4}{32} = 1.5 \times 10^{-8} m^4$
이다.
3. 비틀림각은
$\theta = \frac{300 \times 1}{(100 \times 10^9)(1.5 \times 10^{-8})} = \frac{300}{1500} = 0.2rad$
이다.

선지 판단

① X — $0.05rad$은 계산 결과 $0.2rad$과 다르다. 틀린 값 $0.05rad$을 올바르게 고치면 $0.2rad$이다.
② X — $0.1rad$은 계산 결과의 절반이므로 틀리다. 틀린 값 $0.1rad$을 올바르게 고치면 $0.2rad$이다.
③ X — $0.15rad$은 계산 결과와 다르다. 틀린 값 $0.15rad$을 올바르게 고치면 $0.2rad$이다.
④ O — 공식에 주어진 값을 대입하면 자유단의 비틀림각은 $0.2rad$이다.
⑤ X — $0.25rad$은 계산 결과보다 크므로 틀리다. 틀린 값 $0.25rad$을 올바르게 고치면 $0.2rad$이다.
계산 결과 $0.2rad$이므로 정답은 4번이다.

오답 포인트

지름 $20mm$를 $0.02m$로 바꾸지 않거나, 속이 찬 원형봉의 극관성모멘트를 단면2차모멘트 $I = \pi d^4/64$와 혼동하면 오답이 된다. 비틀림에서는 $J = \pi d^4/32$를 사용한다.

다시 나오면 이렇게 판단

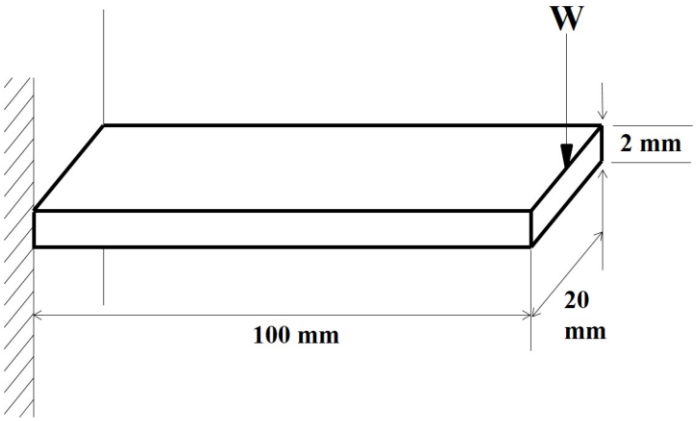
원형봉 비틀림 문제는 먼저 모든 단위를 일치시키고, 단면이 속이 찬 원형인지 중공 원형인지에 맞는 J를 구한 다음 $\theta = TL/(GJ)$에 대입해 판단한다.

암기 포인트

속이 찬 원형봉은 $J = \pi d^4/32$, 비틀림각은 $\theta = TL/(GJ)$이다.

NoteBase

10. 그림과 같이 외팔보형 단판 스프링의 자유단에 수직 하중 W가 작용하고 있다. 이 단판 스프링의 길이, 폭, 두께는 각각 100mm, 20mm, 2mm 일 때, 자유단의 처짐은? (단위: mm) (단, 굽힘응력 σ_b = 450MPa, 세로탄성계수 E = 200GPa, 단면 형상계수 K = 1)



① 3.5
② 4.5
③ 5.5
④ 6.5
⑤ 7.5

정답 5번

출제 포인트

외팔보형 단판 스프링에서 최대 굽힘응력식과 자유단 처짐식을 결합하여 허용응력 상태의 처짐을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 값: 길이 $l = 100mm$, 폭 $b = 20mm$, 두께 $t = 2mm$, 굽힘응력 $\sigma_b = 450MPa = 450N/mm^2$, 세로탄성계수 $E = 200GPa = 200{,}000N/mm^2$, 단면 형상계수 $K = 1$이다.
구해야 할 값: 자유단의 처짐 δ이다.
주의할 조건: E를 N/mm^2 단위로 바꾸고, 응력식과 처짐식에서 하중 W를 소거한다.

NoteBase

사용할 공식

직사각형 단면 외팔보의 최대 굽힘응력과 자유단 처짐은 각각
$\sigma_b = \frac{6Wl}{bt^2}$, $\delta = \frac{Wl^3}{3EI}$, $I = \frac{bt^3}{12}$
이다. 두 식에서 W를 소거하고 단면 형상계수 K를 반영하면
$\delta = \frac{2K\sigma_b l^2}{3Et}$
가 된다. 허용 굽힘응력에 도달할 때의 하중이 작용하므로 이 응력-처짐 관계를 사용한다.

계산 과정

1. 세로탄성계수를 응력과 같은 단위로 맞추면 $E = 200GPa = 200{,}000N/mm^2$이다.
2. 주어진 값을 처짐식에 대입한다.
$\delta = \frac{2 \times 1 \times 450 \times (100)^2}{3 \times 200{,}000 \times 2} mm$
3. 계산하면
$\delta = 7.5mm$
이다. 폭 b는 응력식과 처짐식을 결합하는 과정에서 약분된다.

선지 판단

① X — $3.5mm$는 계산 결과 $7.5mm$와 다르다. 올바르게는 자유단의 처짐이 $7.5mm$이다.
② X — $4.5mm$는 계산 결과 $7.5mm$와 다르다. 올바르게는 자유단의 처짐이 $7.5mm$이다.
③ X — $5.5mm$는 계산 결과 $7.5mm$와 다르다. 올바르게는 자유단의 처짐이 $7.5mm$이다.
④ X — $6.5mm$는 계산 결과 $7.5mm$와 다르다. 올바르게는 자유단의 처짐이 $7.5mm$이다.
⑤ O — 응력-처짐 관계에 주어진 값을 대입한 결과가 $7.5mm$이므로 옳다.

오답 포인트

가장 큰 함정은 $E = 200GPa$를 그대로 대입하는 것이다. σ_b를 N/mm^2로 사용하므로 E도 $200{,}000N/mm^2$로 환산해야 한다. 또한 처짐식만으로는 W가 없어서 계산할 수 없으므로, 굽힘응력식으로 W를 소거해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

허용 굽힘응력과 자유단 처짐을 함께 묻는 외팔보형 판스프링은 단위를 먼저 통일한 뒤, 굽힘응력식과 처짐식을 결합한 $\delta = 2K\sigma_b l^2/(3Et)$에 대입하여 판단한다.

암기 포인트

외팔보형 단판 스프링의 허용응력 기준 처짐은 $\delta = 2K\sigma_b l^2/(3Et)$이며, 길이의 제곱에 비례하고 두께에 반비례한다.

NoteBase

11. 축 둘레에 원주 방향으로 여러 개의 키홈을 깎아 만들었으며 큰 동력 전달 및 축 방향으로 자유로운 미끄럼 운동이 가능한 키는?

① 새들키(saddle key)
② 묻힘키(sunk key)
③ 평키(flat key)
④ 세레이션키(serration key)
⑤ 스플라인키(spline key)

정답 5번

출제 포인트

축의 원주 방향에 여러 개의 키홈을 만들고 큰 동력을 전달하면서 보스가 축 방향으로 미끄러질 수 있는 키를 구별하는 문제이다.

핵심 개념

스플라인키: 축과 보스에 여러 개의 축 방향 홈과 이를 맞물리는 이를 두어 큰 토크를 전달하는 결합이다.
미끄럼형 스플라인은 토크를 전달하면서도 보스가 축 방향으로 이동할 수 있다.
새들키·평키·묻힘키는 기본적으로 하나의 키를 이용하는 결합이고, 세레이션키는 원주에 가늘고 촘촘한 삼각형 톱니를 만든 결합이다.

선지별 해설

① X — 새들키는 축에 키홈을 파지 않고 축 표면에 얹어 마찰로 토크를 전달하므로 큰 동력 전달에 적합하지 않다. 틀린 표현은 '원주 방향으로 여러 개의 키홈을 깎아 큰 동력을 전달'한다는 조건과 새들키를 연결한 부분이며, 올바르게는 축 표면에 얹어 작은 토크를 전달하는 키이다.
② X — 묻힘키는 하나의 키가 축과 보스의 키홈에 일부씩 묻혀 토크를 전달하는 키이다. 틀린 표현은 여러 개의 키홈과 자유로운 축 방향 미끄럼 조건에 묻힘키를 대응한 부분이며, 올바르게는 축과 보스 양쪽에 한 개의 키가 묻히는 결합이다.
③ X — 평키는 축의 접촉면을 평평하게 가공하고 그 위에 키를 놓아 토크를 전달하는 키이다. 틀린 표현은 원주에 여러 키홈을 둔 미끄럼 결합을 평키라고 한 부분이며, 올바르게는 축의 일부를 평평하게 가공해 사용하는 단일 키 결합이다.
④ X — 세레이션키는 원주에 가늘고 촘촘한 삼각형 톱니를 만들어 맞물리는 결합으로, 주로 고정 결합이나 각도 위치 조정에 사용한다. 틀린 표현은 큰 동력을 전달하면서 축 방향으로 자유롭게 미끄러지는 키를 세레이션키라고 한 부분이며, 올바르게는 그 조건에 해당하는 키가 스플라인키이다.
⑤ O — 스플라인키는 축 둘레에 여러 개의 축 방향 홈을 두므로 여러 이가 하중을 분담하여 큰 토크를 전달하고, 미끄럼형으로 만들면 토크 전달 중에도 보스가 축 방향으로 이동할 수 있다.

NoteBase

오답 포인트

④의 세레이션키도 축 둘레에 여러 톱니가 있어 스플라인키와 혼동하기 쉽다. 그러나 '큰 동력 전달'과 '축 방향의 자유로운 미끄럼'이 함께 제시되면 미끄럼형 스플라인키를 선택한다.

다시 나오면 이렇게 판단

원주에 여러 홈 또는 이를 두고 큰 토크를 전달하며 축 방향 이동까지 허용한다는 조건이 함께 나오면 스플라인키로 판단한다. 한 개의 키인지, 여러 이가 동시에 맞물리는지와 축 방향 이동 가능 여부를 차례로 확인한다.

암기 포인트

여러 이로 큰 토크를 전달하고 축 방향으로 미끄러지면 스플라인키이다.

NoteBase

12. 다음 중 기계요소에서 발생하는 응력 집중에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 응력집중 완화를 위해 단면 변화부를 열처리로 경화한다.
② 응력집중 완화를 위해 필렛부의 둥글기 반경을 크게 한다.
③ 응력집중 완화를 위해 단면 변화부에 보강재를 결합한다.
④ 응력집중계수는 기계요소의 물성치에 따라 결정된다.
⑤ 응력집중계수는 공칭 응력에 대한 최대 응력의 비로 정의된다.

정답 4번

출제 포인트

응력집중의 완화 방법과 응력집중계수의 정의·결정 요인을 구별하는 문제이다.

핵심 개념

응력집중은 단면이 급변하거나 홈·구멍 등이 있는 부위에 국부적으로 큰 응력이 발생하는 현상이다.
응력집중계수는 공칭응력에 대한 최대응력의 비로, $K_t = \sigma_{max}/\sigma_{nom}$로 정의된다. 탄성 범위에서 K_t는 주로 부품의 형상, 치수비 및 하중 형태에 따라 결정되며 재료의 물성치에 따라 결정되지 않는다.

선지별 해설

① O — 단면 변화부를 열처리하여 경화하면 해당 부위의 강도와 피로 저항을 높여 응력집중으로 인한 손상을 완화할 수 있다.
② O — 필렛의 둥글기 반경을 크게 하면 단면 변화가 완만해져 국부 최대응력이 낮아진다.
③ O — 단면 변화부에 보강재를 결합하면 하중을 분산하고 강성의 급격한 변화를 줄여 응력집중을 완화할 수 있다.
④ X — 틀린 표현은 '기계요소의 물성치에 따라 결정된다'이다. 올바르게는 응력집중계수는 주로 형상, 치수비 및 하중 형태에 따라 결정되며 재료의 물성치에는 좌우되지 않는다.
⑤ O — 응력집중계수는 공칭응력에 대한 최대응력의 비, 즉 $K_t = \sigma_{max}/\sigma_{nom}$로 정의된다.

오답 포인트

①의 열처리는 응력집중에 대한 손상 저항을 높이는 방법이고, ②·③은 형상이나 강성 변화를 완만하게 하여 국부응력 자체를 줄이는 방법이다. 이를 모두 응력집중계수의 결정 요인과 혼동하면 ④를 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

응력집중계수 관련 선지는 먼저 '최대응력/공칭응력'의 정의를 확인하고, 결정 요인은 재료가 아니라 형상·치수비·하중 형태라는 기준으로 판단한다.

NoteBase

암기 포인트

응력집중 완화는 급변을 완만하게, 응력집중계수는 최대응력/공칭응력이며 형상이 결정한다.

NoteBase

13. 유체윤활 하의 저널 베어링에 대한 스트리벡(Stribeck) 곡선에서 마찰계수 μ 와 축 회전속도 N, 윤활유의 점도 η, 베어링 단위하중 P 사이의 비례 관계($\sim$)를 표현한 식은?

① $\mu \sim \frac{N}{\eta P}$

② $\mu \sim \frac{NP}{\eta}$

③ $\mu \sim \frac{\eta N}{P}$

④ $\mu \sim \frac{\eta P}{N}$

⑤ $\mu \sim \frac{P}{\eta N}$

정답 3번

출제 포인트

유체윤활 상태의 저널 베어링에서 마찰계수 μ가 베어링 특성수인 $\eta N/P$와 어떤 비례 관계를 이루는지를 묻는 문제이다.

조건 정리

주어진 변수는 마찰계수 μ, 축 회전속도 N, 윤활유의 점도 η, 베어링 단위하중 P이다.
베어링의 형상과 간극 조건이 일정한 유체윤활 영역에서는 점도와 회전속도가 커질수록 유막의 전단저항이 커지고, 단위하중이 커질수록 특성수는 작아진다.

사용할 공식

저널 베어링의 베어링 특성수는 다음과 같다.

$$S = \frac{\eta N}{P}$$

고정된 베어링 형상에서 유체윤활 마찰계수는 이 특성수에 비례하므로 다음 관계를 사용한다.

$$\mu \sim \frac{\eta N}{P}$$

이 관계는 윤활유의 점도와 축 회전속도가 유막의 전단작용을 키우고, 하중은 그 효과에 반대 방향으로 작용하기 때문이다.

NoteBase

계산 과정

1. 마찰계수와 관련된 베어링 특성수를 $S = \eta N/P$로 둔다.
2. 베어링 형상이 일정한 유체윤활 영역에서는 $\mu \sim S$이다.
3. 따라서 $\mu \sim \eta N/P$가 되어 ③과 일치한다.

선지 판단

① X — $\mu \sim N/(\eta P)$는 점도 η를 분모에 둔 것이 틀렸다. 올바르게는 점도가 분자에 있는 $\mu \sim \eta N/P$이다.
② X — $\mu \sim NP/\eta$는 단위하중 P를 분자에 두고 점도 η를 분모에 둔 것이 틀렸다. 올바르게는 $\mu \sim \eta N/P$이다.
③ O — $\mu \sim \eta N/P$는 마찰계수가 베어링 특성수에 비례한다는 관계와 정확히 일치한다.
④ X — $\mu \sim \eta P/N$는 회전속도 N와 단위하중 P의 위치를 뒤바꾼 식이다. 올바르게는 $\mu \sim \eta N/P$이다.
⑤ X — $\mu \sim P/(\eta N)$는 베어링 특성수 전체를 역수로 만든 식이다. 올바르게는 $\mu \sim \eta N/P$이다.

따라서 정답은 ③이다.

오답 포인트

점도 η, 회전속도 N, 단위하중 P의 분자·분모 위치를 혼동하기 쉽다. 이 문제의 핵심은 점도와 회전속도의 곱이 분자이고 단위하중이 분모라는 점이다. 특히 ⑤는 정답 관계의 완전한 역수이므로 주의한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 저널 베어링의 특성수를 $\eta N/P$로 적은 뒤, 유체윤활 영역에서 마찰계수가 이 특성수에 비례한다는 관계를 적용한다. 즉 점도 또는 회전속도의 증가는 마찰계수를 증가시키고, 단위하중의 증가는 비례식상 마찰계수를 감소시키는 형태인지 확인한다.

암기 포인트

저널 베어링 특성수는 '점도×회전속도÷단위하중', 즉 $\eta N/P$이다. 유체윤활 영역에서는 $\mu \sim \eta N/P$로 기억한다.

NoteBase

14. 다음 중 ISO 미터나사 $M8\times1.25$ 에 대한 설명 중 옳은 것은?

① 바깥 지름이 8mm이다.
② 피치가 8mm이다.
③ 안지름이 1.25mm이다.
④ 나사각이 1.25도다.
⑤ 1mm당 나사산의 개수가 1.25개다.

정답 1번

출제 포인트

ISO 미터나사의 호칭 M8×1.25에서 호칭지름과 피치가 각각 무엇을 뜻하는지 묻는 문제이다.

핵심 개념

미터나사 표기 M8×1.25에서 M은 ISO 미터나사, 8은 호칭지름인 바깥지름 8*mm*, 1.25는 축 방향으로 잰 인접한 나사산 사이의 거리인 피치 1.25*mm*를 뜻한다. 안지름과 나사각은 이 표기에 직접 제시되지 않는다.

선지별 해설

① O — M 뒤의 8은 호칭지름인 바깥지름 8*mm*를 나타낸다.
② X — 틀린 표현은 '피치가 8*mm*'이다. 피치는 × 뒤의 값인 1.25*mm*이다.
③ X — 틀린 표현은 '안지름이 1.25*mm*'이다. 1.25*mm*는 안지름이 아니라 피치이며, 안지름은 이 호칭만으로 직접 표시되지 않는다.
④ X — 틀린 표현은 '나사각이 1.25도'이다. 1.25는 각도가 아니라 피치를 나타내므로 올바른 표현은 '피치가 1.25*mm*이다'이다.
⑤ X — 틀린 표현은 '1*mm*당 나사산의 개수가 1.25개'이다. 피치가 1.25*mm*이므로 1*mm*당 나사산 수는 1/1.25 = 0.8개이다.

오답 포인트

숫자 8과 1.25의 자리를 뒤바꾸거나, 피치 1.25*mm*를 안지름·나사각·단위 길이당 나사산 수로 오해하기 쉽다. 특히 피치는 나사산 사이의 거리이고 나사산 수는 그 역수라는 점을 구분해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

미터나사 표기를 M d×P로 읽어 M 뒤의 d는 호칭지름, × 뒤의 P는 피치로 판단한다. 단위 길이당 나사산 수를 묻는 경우에는 1/*P*로 계산한다.

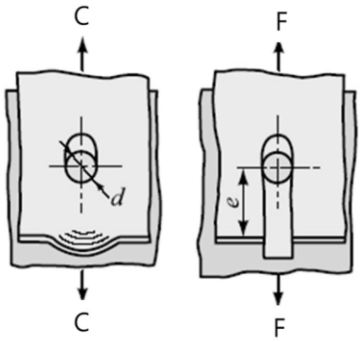
NoteBase

암기 포인트

M8×1.25는 지름 8mm, 피치 1.25mm이다.

NoteBase

15. 그림과 같은 리벳이음에서 리벳구멍의 압축과 판끝 전단을 야기시키는 힘 C와 F가 서로 같을 때, 리벳의 판끝 거리 e와 리벳의 지름 d와의 관계가 올바른 것은? (단, 두 경우의 판의 두께는 서로 같고, 판의 허용전단강도는 허용압축강도의 절반이다)



<압축> <판끝전단>

① e=0.5d
② e=d
③ e=1.5d
④ e=2d
⑤ e=2.5d

정답 2번

출제 포인트

리벳구멍의 압축강도와 판끝의 전단강도를 각각 계산하여 두 강도가 같아지는 판끝거리 e와 리벳 지름 d의 관계를 구하는 문제이다.

조건 정리

판의 두께를 t, 허용압축강도를 σ_c라 한다. 허용전단강도는 $\tau_{allow} = \sigma_c/2$이다. 압축과 판끝 전단을 일으키는 힘은 $C = F$이고, 두 경우의 판 두께도 같다. 판끝 전단은 리벳구멍에서 판끝까지 길이 e인 두 전단면에서 발생한다.

사용할 공식

리벳구멍의 압축강도는 투영 압축면적 dt를 사용하므로

$C = \sigma_c dt$

이다. 판끝의 전단강도는 두 전단면의 총면적이 $2et$이므로

$F = \tau_{allow}(2et)$

이다. 두 파괴강도가 같다는 조건에서 이 두 식을 같게 사용한다.

NoteBase

계산 과정

허용전단강도 조건을 판끝 전단강도 식에 대입하면
$F = \frac{\sigma_c}{2}(2et) = \sigma_c et$
이다. 한편 리벳구멍의 압축강도는
$C = \sigma_c dt$
이다. $C = F$이므로
$\sigma_c dt = \sigma_c et$
이고, 공통항 $\sigma_c t$를 약분하면
$e = d$
가 된다.

선지 판단

① X — $e = 0.5d$로 두면 판끝 전단강도는 압축강도의 절반밖에 되지 않는다. 틀린 값이며, 올바르게는 $e = d$이다.
② O — 두 강도를 같게 한 계산 결과가 $e = d$이므로 옳다.
③ X — $e = 1.5d$로 두면 판끝 전단강도가 압축강도의 1.5배가 되어 두 강도가 같지 않다. 올바르게는 $e = d$이다.
④ X — $e = 2d$는 판끝의 두 전단면을 누락하고 전단면적을 et로 잘못 잡을 때 나올 수 있는 값이다. 실제 전단면적은 $2et$이므로 올바르게는 $e = d$이다.
⑤ X — $e = 2.5d$로 두면 판끝 전단강도가 압축강도의 2.5배가 되어 두 강도가 같지 않다. 올바르게는 $e = d$이다.

오답 포인트

판끝 전단면은 한 면이 아니라 리벳구멍 양쪽의 두 면이므로 전단면적은 $2et$이다. 또한 허용전단강도 $\sigma_c/2$의 1/2과 두 전단면의 계수 2가 서로 상쇄된다는 점을 놓치기 쉽다.

다시 나오면 이렇게 판단

리벳 접합부의 등강도 문제에서는 각 파괴 모드의 유효면적을 먼저 구하고, 허용응력과 유효면적을 곱한 강도끼리 같게 둔다. 판끝 전단에서는 구멍 양쪽의 전단면 수를 반드시 반영한다.

암기 포인트

이 조건에서는 압축면적 dt, 판끝 전단면적 $2et$, 허용전단강도 $\sigma_c/2$이므로 등강도 관계는 $e = d$이다.

NoteBase

16. 웜기어 장치에서 웜나사의 리드(lead)가 5mm이고, 웜휠의 피치원 직경이 100mm이다. 이때 웜나사(N_w)와 웜휠(N)의 회전비(N_w/N)는? (단 π=3으로 가정한다)

① 10 ② 20
③ 30 ④ 60
⑤ 120

정답 4번

출제 포인트

웜휠이 1회전할 때 피치원의 원주만큼 이동해야 한다는 관계를 이용하여 웜과 웜휠의 회전비를 구하는 문제이다.

조건 정리

웜나사의 리드: $L = 5mm$

웜휠의 피치원 직경: $d = 100mm$

원주율: $\pi = 3$

구해야 할 값: 웜의 회전수 N_w와 웜휠의 회전수 N의 비 N_w/N

사용할 공식

$$\frac{N_w}{N} = \frac{\pi d}{L}$$

웜이 1회전하면 리드 L만큼 진행하고, 웜휠이 1회전하려면 피치원의 원주 πd만큼 진행해야 하므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

1. 웜휠의 피치원 원주는 $\pi d = 3 \times 100 = 300mm$이다.
2. 웜이 1회전할 때의 진행량은 $5mm$이다.
3. 따라서 회전비는 $\frac{N_w}{N} = \frac{300}{5} = 60$이다.

선지 판단

① X — 10은 계산값 60과 다르다. 10이 아니라 $N_w/N = 60$으로 고쳐야 한다.

② X — 20은 피치원 원주 $300mm$를 리드 $5mm$로 나눈 값이 아니다. 20이 아니라 $N_w/N = 60$이다.

③ X — 30은 계산값 60의 절반이다. 30이 아니라 $N_w/N = 60$이다.

④ O — 300/5 = 60이므로 주어진 회전비와 일치한다.

⑤ X — 120은 계산값 60의 두 배이다. 120이 아니라 $N_w/N = 60$이다.

NoteBase

오답 포인트

피치원 직경 $100mm$ 자체를 리드로 나누면 안 된다. 웜휠 1회전에 대응하는 이동거리는 직경이 아니라 피치원의 원주 $\pi d = 300mm$이다.

다시 나오면 이렇게 판단

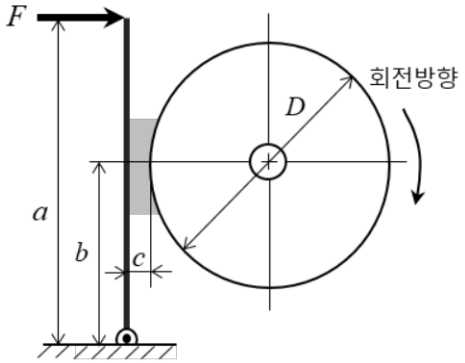
먼저 웜휠의 피치원 원주 πd를 구한 뒤, 이를 웜나사의 1회전당 진행량인 리드 L로 나누어 N_w/N을 구한다.

암기 포인트

웜과 웜휠의 회전비는 '웜휠 피치원 원주 ÷ 웜 리드', 즉 $N_w/N = \pi d/L$이다.

NoteBase

17. 다음 그림과 같이 단순화된 단식 블록 브레이크에서 지름이 D 인 드럼이 회전하고 있고 브레이크 레버의 조작력을 F 라고 하자. 모멘트 평형을 고려할 때, 다음 중 브레이크의 제동 토크를 증가시킬 수 있는 방안이 아닌 것은?



① D를 증가
② F를 증가
③ a를 증가
④ b를 감소
⑤ c를 증가

정답 5번

출제 포인트

단순화된 단식 블록 브레이크에서 레버의 모멘트 평형으로 제동 토크 식을 세우고, 각 설계변수의 증감이 제동 토크에 미치는 영향을 판단하는 문제이다.

조건 정리

드럼은 시계방향으로 회전하므로 드럼 왼쪽 접촉점의 표면은 위쪽으로 움직인다. 따라서 블록에 작용하는 마찰력은 위쪽이고, 수직항력과 마찰력은 모두 레버에 대해 힘 *F*의 모멘트와 반대 방향의 모멘트를 만든다.

N: 드럼이 블록에 가하는 수직항력

μ: 블록과 드럼 사이의 마찰계수

a: 지점에서 조작력 작용선까지의 수직거리

b: 지점에서 수직항력 작용선까지의 수직거리

c: 지점에서 마찰력 작용선까지의 수평거리

NoteBase

사용할 공식

지점에 대한 모멘트 평형은

$Fa = Nb + \mu Nc = N(b + \mu c)$

이므로

$N = \frac{Fa}{b + \mu c}$

이다. 드럼 반지름은 $D/2$이므로 제동 토크 T는

$T = \mu N \frac{D}{2} = \frac{\mu FaD}{2(b + \mu c)}$

이다. 레버가 정지한 모멘트 평형 상태이고, 접촉 마찰력과 드럼 반지름의 곱이 제동 토크이므로 이 식을 사용한다.

계산 과정

1. 레버 지점에 대한 모멘트 평형에서 $N = Fa/(b + \mu c)$를 구한다.
2. 마찰력 μN에 드럼 반지름 $D/2$를 곱한다.
3. $T = \mu FaD/[2(b + \mu c)]$에서 D, F, a는 분자에 있고, b, c는 분모에 있음을 확인한다. 따라서 D, F, a의 증가는 제동 토크를 증가시키고, b, c의 증가는 제동 토크를 감소시킨다.

선지 판단

① O — D는 제동 토크 식의 분자에 있으므로 D를 증가시키면 제동 토크가 증가한다.

② O — F는 분자에 있으므로 조작력 F를 증가시키면 수직항력과 제동 토크가 증가한다.

③ O — a는 조작력의 모멘트 팔이며 분자에 있으므로 a를 증가시키면 제동 토크가 증가한다.

④ O — b는 분모의 $b + \mu c$에 포함되므로 b를 감소시키면 제동 토크가 증가한다.

⑤ X — c를 증가시키면 분모 $b + \mu c$가 커져 제동 토크가 감소한다. 틀린 표현인 'c를 증가'는 'c를 감소'로 고쳐야 제동 토크를 증가시키는 방안이 된다.

NoteBase

오답 포인트

⑤에서 마찰력이 제동에 직접 기여한다는 사실만 보고 마찰력의 모멘트 팔 c가 클수록 유리하다고 판단하기 쉽다. 그러나 이 회전 방향에서는 마찰력의 레버 모멘트가 조작력 F의 모멘트에 맞서는 방향이므로, c가 커질수록 같은 F에서 얻는 수직항력 N이 작아지고 제동 토크도 감소한다.

다시 나오면 이렇게 판단

먼저 드럼 접촉점의 운동 방향으로 블록에 작용하는 마찰력 방향을 정한다. 다음으로 지점에 대한 모멘트 평형식을 세우고 제동 토크를 설계변수의 식으로 정리한다. 마지막으로 증가시키려는 변수는 분자와 분모 중 어디에 있는지 확인한다.

암기 포인트

이 회전 방향에서는 $T = \mu F a D / [2(b + \mu c)]$이다. 분자의 D, F, a는 클수록, 분모의 b, c는 작을수록 제동 토크가 커진다.

NoteBase

18. 외접하는 원통 평마찰차의 폭은 60mm, 종동차의 지름은 450mm이다. 원동차가 600rpm으로 회전하며 2.7kW를 전달하여, 종동차는 400rpm으로 회전할 때, 마찰차를 밀어 붙이는 힘은? (단위: kN) (단, 원주율 $\pi = 3$, 마찰계수 $\mu = 0.2$로 가정한다)

① 1.5
② 2.0
③ 2.5
④ 3.0
⑤ 3.5

정답 1번

출제 포인트

전달동력과 종동차의 회전수로 전달 토크를 구한 뒤, 마찰 토크 $T = \mu Q r$를 이용해 마찰차를 밀어 붙이는 힘 Q를 구하는 문제이다.

조건 정리

마찰차의 폭: $b = 60mm$
종동차의 평균지름: $d = 450mm = 0.45m$
종동차의 평균반지름: $r = d/2 = 0.225m$
전달동력: $P = 2.7kW = 2700W$
종동차 회전수: $n_2 = 400rpm$
마찰계수: $\mu = 0.2$, 원주율: $\pi = 3$
구해야 할 값은 마찰차를 밀어 붙이는 힘, 즉 수직항력 Q이다. 마찰차의 폭 b는 접촉압력이나 마모를 구할 때 필요한 값이며, 이 문항의 힘 계산에는 사용하지 않는다.

사용할 공식

종동차의 각속도와 전달 토크는
$\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60}, \qquad T = \frac{P}{\omega_2}$
이고, 마찰력이 만드는 토크는
$T = (\mu Q) r$
이다. 전달동력은 종동차에서 $P = T\omega_2$로 나타나므로 종동차 회전수 $400rpm$을 사용한다.

NoteBase

계산 과정

1. 종동차의 각속도를 구한다.

$\omega_2 = \frac{2 \times 3 \times 400}{60} = 40 rad/s$

2. 종동차에 전달되는 토크를 구한다.

$T = \frac{2700}{40} = 67.5 N \cdot m$

3. 마찰 토크 관계식에 대입한다.

$67.5 = 0.2 \times Q \times 0.225$

$Q = \frac{67.5}{0.2 \times 0.225} = 1500 N = 1.5 kN$

따라서 마찰차를 밀어 붙이는 힘은 $1.5 kN$이다.

선지 판단

① O — 계산한 밀어 붙이는 힘이 $1.5 kN$이므로 옳다.

② X — $2.0 kN$은 계산값과 일치하지 않는다. 올바른 값은 $1.5 kN$이다.

③ X — $2.5 kN$은 계산값과 일치하지 않는다. 올바른 값은 $1.5 kN$이다.

④ X — $3.0 kN$은 계산값의 두 배이므로 틀리다. 올바른 값은 $1.5 kN$이다.

⑤ X — $3.5 kN$은 계산값과 일치하지 않는다. 올바른 값은 $1.5 kN$이다.

오답 포인트

원동차의 $600 rpm$을 전달동력 식에 넣는 것이 핵심 함정이다. 종동차에 전달된 동력으로 종동차 토크를 구하므로 $400 rpm$을 사용한다. 또한 지름 $0.45 m$를 그대로 모멘트 팔로 쓰지 않고 반지름 $0.225 m$로 바꾸어야 하며, 마지막에 $1500 N = 1.5 kN$으로 환산한다.

다시 나오면 이렇게 판단

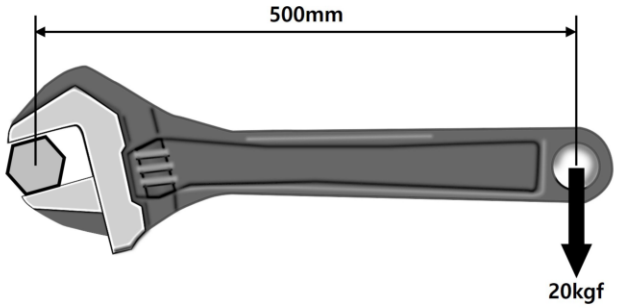
마찰차 동력 전달 문제는 동력이 전달되는 축의 회전수로 $T = P/\omega$를 구하고, 평균반지름을 사용한 $T = \mu Q r$에 대입한 뒤 힘의 단위를 검산한다.

암기 포인트

마찰차의 기본 연결식은 $P = T\omega$, $T = Fr$, $F = \mu Q$이므로 한 번에 $T = \mu Q r$로 정리된다.

NoteBase

19. M20 볼트로 두 물체를 연결하기 위하여, 스패너(팔길이 500mm)에 20kgf의 힘을 가하여 2tonf의 체결력이 얻어졌다. 이때 M20 볼트의 효율 η으로 올바른 것은? (단위: %) (단, M20 볼트의 피치는 2.5mm 이다)



① $\frac{6.25}{\pi}$

② $\frac{12.5}{\pi}$

③ $\frac{25}{\pi}$

④ $\frac{37.5}{\pi}$

⑤ $\frac{50}{\pi}$

정답 3번

출제 포인트

이 문제는 스패너가 한 바퀴 회전할 때의 입력일과 볼트가 한 피치만큼 전진하며 하는 유효일을 비교하여 볼트의 효율을 구하는 문제이다.

조건 정리

주어진 힘: $F = 20kgf$

스패너 팔길이: $L = 500mm$

체결력: $Q = 2tonf = 2{,}000kgf$

볼트 피치: $p = 2.5mm$

구해야 할 값: 볼트 효율 η

힘과 체결력의 단위를 kgf로 통일하고, 팔길이와 피치의 단위를 mm로 통일한다.

NoteBase

사용할 공식

스패너가 한 바퀴 회전할 때 힘의 작용점은 $2\pi L$만큼 이동하고, 볼트는 축 방향으로 한 피치 p만큼 전진한다.
따라서
W_입력=F(2π L)
W_유효=Qp
=W_유효W_입력×100=(Qp)/(2π FL)×100
이 공식을 쓰는 이유는 효율이 입력일에 대한 유효 출력일의 비율이기 때문이다.

계산 과정

1. 한 바퀴 회전할 때의 입력일은
W_입력=20×2π×500=20,000π kgf· mm
이다.
2. 볼트가 한 피치만큼 전진할 때의 유효일은
W_유효=2,000×2.5=5,000 kgf· mm
이다.
3. 효율은
$\eta = \frac{5{,}000}{20{,}000\pi} \times 100 = \frac{25}{\pi}\% \approx 7.96\%$
이다.

선지 판단

① X — $\frac{6.25}{\pi}$%는 계산값의 4분의 1이므로 틀리다. 올바른 값은 $\frac{25}{\pi}$%이다.
② X — $\frac{12.5}{\pi}$%는 계산값의 절반이므로 틀리다. 올바른 값은 $\frac{25}{\pi}$%이다.
③ O — 입력일 $20{,}000\pi kgf \cdot mm$에 대한 유효일 $5{,}000 kgf \cdot mm$의 비율은 $\frac{25}{\pi}$%이므로 맞다.
④ X — $\frac{37.5}{\pi}$%는 계산값의 1.5배이므로 틀리다. 올바른 값은 $\frac{25}{\pi}$%이다.
⑤ X — $\frac{50}{\pi}$%는 계산값의 2배이므로 틀리다. 올바른 값은 $\frac{25}{\pi}$%이다.

오답 포인트

스패너의 입력 이동거리를 팔길이 L 자체로 두면 안 된다. 한 바퀴 회전하므로 힘의 작용점이 이동한 거리는 원주인 $2\pi L$이다. 또한 $2tonf$를 $2{,}000kgf$로 환산하고, 마지막에 효율을 백분율로 나타내기 위해 100을 곱해야 한다.

다시 나오면 이렇게 판단

볼트 효율 문제에서는 한 회전 기준으로 입력일 $F(2\pi L)$과 유효일 Qp를 각각 구한 뒤, $\eta = \frac{Qp}{2\pi FL} \times 100$에 대입하고 단위를 검산한다.

NoteBase

암기 포인트

볼트 한 회전의 입력거리는 $2\pi L$, 출력거리는 피치 p이므로 효율은 $\eta = \frac{Qp}{2\pi FL} \times 100$이다.

20. 조합된 축의 설계에서 덩커레이(Dunkerley) 공식을 이용하여 위험속도를 확인할 수 있다. 축의 자체하중에 의한 위험속도가 1000 rpm인 축에 위험속도가 2000rpm을 갖는 벨트 풀리가 함께 조합되어 있다. 다음 조합된 축의 상용 회전수 중에서 위험한 운전에 가장 근접한 것은? (단위: rpm)

① $\frac{2000}{3}$

② $\frac{2000}{\sqrt{5}}$

③ $\frac{1000}{\sqrt{2}}$

④ 1500

⑤ 3000

정답 2번

출제 포인트

축 자체하중과 벨트 풀리가 각각 만드는 위험속도를 던커레이(Dunkerley) 공식에 대입하여 조합된 축의 위험속도를 구하는 문제이다.

조건 정리

축 자체하중에 의한 위험속도: $N_1 = 1000rpm$

벨트 풀리에 의한 위험속도: $N_2 = 2000rpm$

구해야 할 값: 두 효과가 함께 작용할 때의 조합 위험속도 N

주의할 조건: 위험속도를 단순히 더하거나 평균하지 않고 각 위험속도의 역제곱을 합한다.

사용할 공식

던커레이 공식은 다음과 같다.

$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2}$

각 하중이 단독으로 만드는 위험속도가 주어지고 이 하중들이 한 축에 함께 작용하므로 이 공식을 사용한다.

계산 과정

주어진 값을 대입하면

$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{1000^2} + \frac{1}{2000^2} = \frac{4}{4{,}000{,}000} + \frac{1}{4{,}000{,}000} = \frac{5}{4{,}000{,}000}$

따라서

$N^2 = \frac{4{,}000{,}000}{5}, \qquad N = \frac{2000}{\sqrt{5}} rpm \approx 894.4rpm$

회전수는 양의 값이므로 양의 제곱근을 취한다.

NoteBase

선지 판단

① X — $\frac{2000}{3} rpm \approx 666.7 rpm$으로 계산값과 다르다. 틀린 값 $\frac{2000}{3}$ → 올바르게는 $\frac{2000}{\sqrt{5}}$이다.
② O — $\frac{2000}{\sqrt{5}} rpm \approx 894.4 rpm$으로 던커레이 공식의 계산 결과와 정확히 일치한다.
③ X — $\frac{1000}{\sqrt{2}} rpm \approx 707.1 rpm$으로 계산값과 다르다. 틀린 값 $\frac{1000}{\sqrt{2}}$ → 올바르게는 $\frac{2000}{\sqrt{5}}$이다.
④ X — $1500 rpm$은 계산된 조합 위험속도 $894.4 rpm$보다 크다. 틀린 값 1500 → 올바르게는 $\frac{2000}{\sqrt{5}}$이다.
⑤ X — $3000 rpm$은 두 위험속도를 단순히 더한 값일 뿐이며 던커레이 공식의 결과가 아니다. 틀린 값 3000 → 올바르게는 $\frac{2000}{\sqrt{5}}$이다.

오답 포인트

두 위험속도 $1000 rpm$과 $2000 rpm$을 산술평균하여 ④를 고르거나 단순 합산하여 ⑤를 고르는 것이 함정이다. 던커레이 공식에서는 위험속도 자체가 아니라 위험속도의 역제곱을 합하며, 그 결과 조합 위험속도는 가장 작은 개별 위험속도인 $1000 rpm$보다도 작아진다.

다시 나오면 이렇게 판단

각 하중의 단독 위험속도를 정리한 뒤 역제곱 합을 계산하고, 마지막에 역수와 양의 제곱근을 취한다. 계산 결과가 가장 작은 개별 위험속도보다 작은지도 검산한다.

암기 포인트

던커레이 공식의 핵심은 '조합 위험속도의 역제곱 = 개별 위험속도 역제곱의 합'이다. 즉, $\frac{1}{N^2} = \sum_i \frac{1}{N_i^2}$이다.

NoteBase