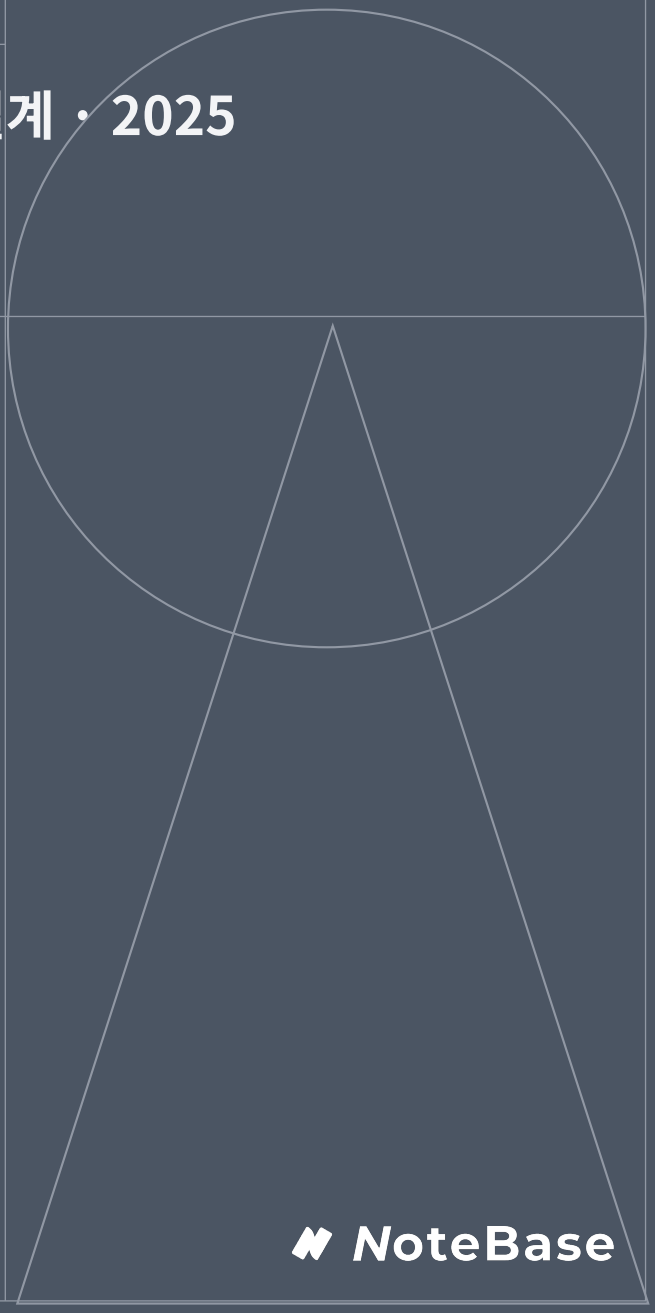
기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2025



NoteBase

기출OX 해설집

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2025

공무원/국가직/9급 · 기계설계 · 2025

문 1. 기계설계 시 고려 사항으로 옳지 않은 것은?

① 중량과 부피의 감소를 통한 생산비용 절감

② 부품의 호환성을 높이기 위해 표준규격 사용

③ 비용 절감을 위해 최소 표면 거칠기와 치수공차 사용

④ 가공, 조립, 운반, 검사 및 보수가 용이한 구조 선택

정답 3번

간단한 해설

표면 거칠기와 치수공차를 작게 지정하면 더 정밀한 가공과 검사가 필요해 일반적으로 비용이 증가한다. 비용을 줄이려면 무조건 최소값을 쓰지 말고 **기능을 만족하는 범위에서 거칠기와 공차를 허용**해야 한다.

선지별 해설

① O: 필요한 강도와 강성, 기능을 확보하면서 중량과 부피를 줄이면 재료 사용량과 운반 부담을 줄여 생산비용을 낮출 수 있다. 경량화와 소형화는 **성능과 안전성을 유지하는 범위**에서 추진해야 한다.

② O: 표준규격을 사용하면 부품의 치수와 형상 등 접속 조건을 통일하여 **호환성**을 높일 수 있다. 같은 규격의 부품으로 교체하거나 조립하기 쉬워지고, 개별 부품에 맞추는 추가 가공도 줄일 수 있다.

③ X: 표면 거칠기는 표면의 미세한 요철 정도이고, 치수공차는 허용되는 최대 치수와 최소 치수의 차이이다. 거칠기 값을 작게 하면 더 매끄러운 표면이 필요하고, 공차를 작게 하면 허용되는 치수 범위가 좁아진다. 이처럼 정밀도를 높이면 가공과 검사에 더 많은 시간과 비용이 들 수 있다. 따라서 '최소 표면 거칠기와 치수공차 사용'은 **기능상 필요한 수준으로 지정하고 불필요하게 엄격한 요구를 피한다**로 고쳐야 한다.

④ O: 가공하기 쉬운 형상과 공구가 접근하기 쉬운 구조는 제작 부담을 줄인다. 조립과 운반이 쉽고 검사·보수할 부위에 접근하기 쉬운 구조는 작업 시간과 유지관리 비용을 줄이는 데 유리하다. 따라서 설계할 때에는 **제작부터 유지관리까지의 작업 용이성**을 고려해야 한다.

NoteBase

문 2. 지름이 10 mm, 피치가 3 mm인 2줄 나사를 3회전 하였을 때, 나사의 축방향 진행거리[mm]는?

① 6

② 9

③ 18

④ 30

정답 3번

간단한 해설

2줄 나사는 한 바퀴 돌 때 **피치의 2배인 리드**만큼 전진한다. 한 회전의 진행거리가 6 mm이므로 3회전하면 18 mm 전진한다.

계산 과정

주어진 조건은 피치 3 mm, 줄 수 2, 회전수 3회이다. 지름 10 mm는 축방향 진행거리를 구하는 데 사용하지 않는다.

피치는 축방향으로 이웃한 나사산 사이의 거리이고, 리드는 나사가 한 바퀴 회전할 때 축방향으로 진행하는 거리이다. 여러 줄 나사는 **리드가 줄 수와 피치의 곱**이므로, 이 2줄 나사의 리드는 $2 \times 3 = 6$ mm이다.

전체 진행거리는 한 회전의 진행거리인 리드에 회전수를 곱하여 구한다. 따라서 3회전의 축방향 진행거리는 $6 \times 3 = 18$ mm이며, ③의 값과 일치한다.

NoteBase

문 3. 축이음에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 두 축이 서로 어느 각도로 교차하면 유니버설 조인트(universal joint)를 사용한다.

② 원통 안에서 두 축을 맞대어 키로 고정하는 것을 플랜지 커플링(flange coupling)이라 한다.

③ 진동이 많이 발생하는 곳에 충격을 흡수하기 위해 플렉시블 커플링(flexible coupling)을 사용한다.

④ 두 축이 평행하고 축심이 약간의 거리가 있을 때 올덤 커플링(oldham coupling)을 사용한다.

정답 2번

간단한 해설

원통형 슬리브 안에 두 축 끝을 맞대고 키로 고정하는 것은 **슬리브 커플링**이다. 플랜지 커플링은 각 축에 설치한 플랜지를 서로 **볼트로 체결**하여 연결한다.

선지별 해설

① O: 유니버설 조인트는 **두 축의 중심선이 서로 각도를 이루며 교차**할 때 회전력을 전달하는 축이음이다. 관절 구조가 두 축 사이의 각도 차이를 허용하므로 축을 일직선으로 배치하기 어려운 곳에 사용하며, 사용 각도는 조인트의 허용 범위 안이어야 한다.

② X: 원통 안에 두 축 끝을 맞대고 키로 고정하는 것은 **슬리브 커플링(머프 커플링)**이다. 키와 슬리브를 통해 한 축의 회전력이 다른 축으로 전달된다. 플랜지 커플링은 각 축에 플랜지가 있는 허브를 키로 고정하고, 두 플랜지를 볼트로 체결하는 구조이다.

③ O: 고무 등의 탄성 요소를 사용하는 플렉시블 커플링은 **탄성 요소의 변형과 감쇠 작용**으로 충격과 진동의 전달을 줄인다. 따라서 진동이나 충격 하중이 발생하는 곳에서 축과 연결 기계를 보호하는 데 사용한다.

④ O: 올덤 커플링은 두 축이 평행하지만 중심선이 일치하지 않는 **평행 편심**을 허용하는 축이음이다. 두 축에 고정된 허브 사이의 중간 원판이 홈을 따라 미끄러지면서 축심의 어긋남을 수용하고 회전력을 전달한다.

NoteBase

문 4. 잇수 20개, 모듈 10 mm인 구동 피니언이 잇수 80개인 기어와 맞물려 있을 때, 이 기어쌍의 속도비는?

① 0.25

② 0.5

③ 2

④ 4

정답 1번

간단한 해설

맞물린 두 기어의 회전수는 **잇수에 반비례**한다. 따라서 피동 기어의 회전수는 구동 피니언의 0.25배이며, 이 문제의 속도비는 0.25이다.

계산 과정

구동 피니언의 잇수를 $z_1 = 20$, 피동 기어의 잇수를 $z_2 = 80$, 각각의 회전수를 n_1, n_2라 한다. 맞물린 두 기어는 같은 시간 동안 같은 수의 이가 맞물려 지나가므로 $n_1 z_1 = n_2 z_2$가 성립한다. 따라서 **잇수가 많은 기어일수록 회전수가 작다**.

이 문제의 속도비는 **구동 피니언의 회전수에 대한 피동 기어의 회전수 비**이다. 위 관계를 정리하면 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$이므로, 값을 대입하여 $\frac{n_2}{n_1} = \frac{20}{80} = 0.25$를 얻는다.

모듈 10 mm는 이의 크기를 정하는 값이다. 맞물린 두 기어의 모듈은 같으므로, 잇수비로 속도비를 구하는 이 계산에는 별도로 대입할 필요가 없다.

속도비 0.25는 피니언이 한 바퀴 도는 동안 피동 기어가 0.25바퀴 돈다는 뜻이다. 회전수끼리의 비이므로 단위는 없으며, 계산값은 ①의 0.25와 일치한다.

NoteBase

문 5. 체인 전동장치에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 동시에 여러 축에 동력을 전달할 수 있다.

② 초기 장력 없이 구동할 수 있다.

③ 미끄럼 현상이 있어 일정한 속도비를 얻을 수 없다.

④ 회전하는 2개의 스프로킷 휠 사이에 동력을 전달하기 위해 사용한다.

정답 3번

간단한 해설

체인 전동은 체인과 스프로킷 이가 **맞물려 동력을 전달**하므로 정상적인 맞물림 상태에서는 미끄럼이 없다.
따라서 스프로킷의 잇수에 따라 정해지는 **일정한 평균 속도비**를 얻을 수 있다.

선지별 해설

① O: 하나의 체인을 여러 축에 설치된 스프로킷에 걸면, 구동 스프로킷의 운동이 체인을 통해 각 종동 스프로킷에 전달된다. 따라서 **여러 축을 동시에 구동**할 수 있다.

② O: 체인 전동은 스프로킷 이와 체인의 맞물림으로 힘을 전달하므로, 마찰력을 확보하기 위한 **초기 장력이 필요하지 않다**. 적절한 처짐을 두고 설치하며, 운전 중 동력을 전달할 때에는 체인에 인장력이 작용한다.

③ X: 체인과 스프로킷 이가 맞물리므로 정상적인 전동에서는 **미끄럼이 없고**, 두 스프로킷의 잇수에 따라 일정한 평균 속도비를 얻는다. 다만 체인이 스프로킷에 다각형 형태로 감기는 다각형 효과 때문에 순간적인 속도 변동은 생길 수 있으며, 이는 미끄럼에 의한 변동과 구별된다.

④ O: 스프로킷 휠은 체인이 맞물리는 이를 가진 바퀴이다. 구동 스프로킷이 체인을 당기면 체인이 종동 스프로킷을 회전시키므로, **두 스프로킷 사이에서 회전 동력을 전달**할 수 있다.

NoteBase

문 6. 회전토크 T를 전달하는, 직경이 D인 회전축에 폭과 높이가 h인 평행키(parallel key)가 설치되어 있다. 키 재료의 허용압축응력이 σ_c, 허용전단응력이 $\tau_s(=0.4\sigma_c)$일 때, 평행키의 필요한 최소 길이는? (단, 키의 묻힘 높이는 0.5h이며, 축 재료의 강도는 고려하지 않는다)

① $\frac{2T}{Dh\sigma_c}$
② $\frac{3T}{Dh\sigma_c}$
③ $\frac{4T}{Dh\sigma_c}$
④ $\frac{5T}{Dh\sigma_c}$

정답 4번

간단한 해설

키는 **전단과 압축 조건을 모두 만족**해야 한다. 전단 기준 길이 $\frac{5T}{Dh\sigma_c}$가 압축 기준 길이 $\frac{4T}{Dh\sigma_c}$보다 크므로, 필요한 최소 길이는 $\frac{5T}{Dh\sigma_c}$이다.

계산 과정

전달력: 키의 길이를 l, 키가 전달하는 접선방향 힘을 F라 한다. 축 반지름이 $\frac{D}{2}$이므로 토크 관계는 $T=F\cdot\frac{D}{2}$이고, $F=\frac{2T}{D}$이다. 이 힘에 대해 키의 전단과 압축 강도를 각각 확인한다. 축 재료의 강도는 주어진 조건에 따라 고려하지 않는다.

전단 조건: 키가 축과 보스 사이에서 잘리는 것을 검토하므로 **전단면적은 키의 폭과 길이의 곱**인 hl이다. 전단응력은 $\tau=\frac{F}{hl}=\frac{2T}{Dhl}$이며, 허용전단응력 $\tau_s=0.4\sigma_c$를 넘지 않아야 한다. 따라서 $l\geq\frac{2T}{Dh\cdot0.4\sigma_c}=\frac{5T}{Dh\sigma_c}$이다.

압축 조건: 키 옆면이 눌리는 것을 검토하므로 압축을 받는 면적은 **묻힘 높이와 길이의 곱**인 $0.5hl$이다. 압축응력은 $\sigma=\frac{F}{0.5hl}=\frac{4T}{Dhl}$이며, σ_c를 넘지 않아야 한다. 따라서 $l\geq\frac{4T}{Dh\sigma_c}$이다.

최소 길이 결정: 두 조건을 동시에 만족하려면 두 기준 길이 중 큰 값을 택한다. 따라서 $l_{\min}=\frac{5T}{Dh\sigma_c}$이며, ④의 식과 일치한다. 토크를 N·mm, 지름과 키 높이를 mm, 응력을 N/mm^{2}로 넣으면 길이는 mm로 구해진다.

NoteBase

문 7. 다음 IT 기본공차표를 이용하여 직경 $\phi 70$의 축과 구멍을 끼워맞춤하고자 한다. 구멍의 공차가 JS7이고 축의 공차가 h6일 때, 축과 구멍 사이의 최대 틈새[mm]는?

(단위: μm)

치수구분[mm] \ 공차등급		IT5	IT6	IT7	IT8
30 초과	50 이하	11	16	25	39
50 초과	80 이하	13	19	30	46

① 0.019

② 0.034

③ 0.038

④ 0.060

정답 2번

간단한 해설

최대 틈새는 **구멍이 가장 크고 축이 가장 작을 때** 생긴다. JS7 구멍의 위 치수허용차는 +15 μm, h6 축의 아래 치수허용차는 −19 μm이므로 최대 틈새는 34 μm, 즉 0.034 mm이다.

계산 과정

기본공차 읽기: 기준치수 70 mm는 표의 50 mm 초과, 80 mm 이하 구간에 속한다. 이 행에서 IT7은 30 μm, IT6은 19 μm이다. 이 값은 각각 **최대 허용치수와 최소 허용치수 사이의 전체 폭**이다.

구멍의 최대 허용치수: JS는 공차역이 기준치수를 중심으로 대칭인 구멍이다. JS7의 위·아래 치수허용차는 각각 $+\frac{30}{2} = +15\mu$m, $-\frac{30}{2} = -15\mu$m이다. 따라서 구멍의 최대 허용치수는 70 + 0.015 = 70.015 mm이다.

축의 최소 허용치수: h는 **위 치수허용차가 0**인 축이다. h6의 공차 폭은 19 μm이므로 아래 치수허용차는 −19 μm이다. 따라서 축의 최소 허용치수는 70 − 0.019 = 69.981 mm이다.

최대 틈새 계산: 틈새는 구멍 지름에서 축 지름을 뺀 값이다. 가장 큰 구멍과 가장 작은 축을 조합하면 최대가 되므로, 최대 틈새는 70.015 − 69.981 = 0.034 mm이다. 이는 ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 8. 리벳구멍의 지름이 20 mm, 피치가 40 mm인 1열 겹치기 리벳이음에서 판의 효율을 η라 할 때, 피치만을 80 mm로 변경 시 판의 효율은?

① η

② 1.5η

③ 2η

④ 2.5η

정답 2번

간단한 해설

판의 효율은 **한 피치에서 구멍을 뺀 유효 폭의 비율**이다. 피치가 40 mm에서 80 mm로 늘면 효율은 0.50에서 0.75가 되므로, 변경 후 효율은 1.5η이다.

계산 과정

1열 리벳이음에서는 한 피치에 리벳구멍 하나가 있으므로, 피치를 p, 구멍 지름을 d, 판 두께를 t라 하면 구멍을 지나는 판의 유효 단면적은 $(p-d)t$이다. 구멍이 없는 판의 단면적은 pt이며, 같은 재료에서 견딜 수 있는 인장하중은 단면적에 비례한다. 따라서 판의 효율은 **구멍이 없는 판에 대한 유효 단면적의 비**인 $\frac{(p-d)t}{pt} = \frac{p-d}{p}$로 구한다.

변경 전: d = 20 mm, p = 40 mm이므로 유효 폭은 40 − 20 = 20 mm이다. 처음 판의 효율은 $\eta = \frac{40-20}{40} = 0.50$으로, 구멍이 없는 판이 견디는 인장하중의 50%에 해당한다.

변경 후: **구멍 지름은 그대로 두고 피치만** 80 mm로 바꾼다. 유효 폭은 80 − 20 = 60 mm가 되므로, 변경 후 효율을 η'라 하면 $\eta' = \frac{80-20}{80} = 0.75$이다. 모든 길이에 같은 단위인 mm를 사용하므로 효율은 단위가 없는 비율이다.

효율의 변화 비율은 $\frac{\eta'}{\eta} = \frac{0.75}{0.50} = 1.5$이다. 따라서 변경 후 판의 효율은 1.5η로, ②의 값과 일치한다.

NoteBase

문 9. 순수 반경방향 하중 P를 받고 있는 롤러베어링과 볼베어링의 수명이 동일한 경우, 롤러베어링의 기본 동정격하중이 C_1일 때, 볼베어링의 기본 동정격하중은? (단, 두 베어링의 회전속도는 동일하다)

① $P^{-\frac{1}{10}}C_1^{\frac{9}{10}}$
② $P^{\frac{1}{10}}C_1^{\frac{9}{10}}$
③ $P^{-\frac{1}{9}}C_1^{\frac{10}{9}}$
④ $P^{\frac{1}{9}}C_1^{\frac{10}{9}}$

정답 3번

간단한 해설

베어링 수명식의 지수는 **롤러베어링은** 10/3**, 볼베어링은 3**이다. 두 베어링의 회전속도와 수명이 같다는 조건으로 수명식을 같게 놓으면, 볼베어링의 기본 동정격하중은 $P^{-\frac{1}{9}}C_1^{\frac{10}{9}}$이 된다.

계산 과정

수명식 적용: 구름베어링의 기본 정격수명은 $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$이며, 백만 회전 단위로 나타낸다. 여기서 C는 기본 동정격하중, P는 동등가하중이고, 수명지수 p는 롤러베어링에서 $\frac{10}{3}$, 볼베어링에서 3이다. 이 문제는 순수 반경방향 하중만 작용하므로 두 베어링에 주어진 하중 P를 적용한다.

동일 수명 조건: 볼베어링의 기본 동정격하중을 C_2라 하자. **회전속도가 같으므로** 같은 시간 동안의 회전수도 같다. 따라서 두 베어링의 수명이 같다는 조건은 $\left(\frac{C_1}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{C_2}{P}\right)^3$으로 나타낼 수 있다.

동정격하중 계산: 양변의 세제곱근을 취하면 $\frac{C_2}{P} = \left(\frac{C_1}{P}\right)^{\frac{10}{9}}$이다. 양변에 P를 곱하면 $C_2 = P\left(\frac{C_1}{P}\right)^{\frac{10}{9}}$이고, P의 지수를 합치면 $C_2 = P^{-\frac{1}{9}}C_1^{\frac{10}{9}}$이 된다. 이는 ③의 식과 일치한다. P와 C_1을 같은 힘의 단위로 넣으면 C_2도 그 단위로 얻어진다.

NoteBase

문 10. 마찰 클러치 설계 시 고려 사항으로 옳지 않은 것은?

① 동력을 차단시킬 때 큰 외력이 불필요할 것

② 관성력을 작게 하기 위해 소형, 경량으로 할 것

③ 마모의 발생에 대하여 적절한 수정이 가능할 것

④ 종동축에 과대한 하중이 작용하더라도 미끄럼이 발생하지 않을 것

정답 4번

간단한 해설

④의 '과대한 하중이 작용하더라도 미끄럼이 발생하지 않을 것'이 잘못된 조건이다. 마찰 클러치는 정상 부하에서는 미끄럼 없이 동력을 전달하되, 전달 가능한 토크를 넘는 과부하에서는 **미끄럼으로 전달 토크를 제한**하여 기계부품을 보호할 수 있어야 한다.

선지별 해설

① O: 마찰 클러치는 접촉면을 눌러 생기는 마찰력으로 동력을 전달하고, 접촉면을 분리하여 동력을 차단한다. 차단할 때 큰 외력이 필요하면 조작이 어려워지므로, **작은 조작력으로 확실하게 분리**할 수 있도록 설계해야 한다.

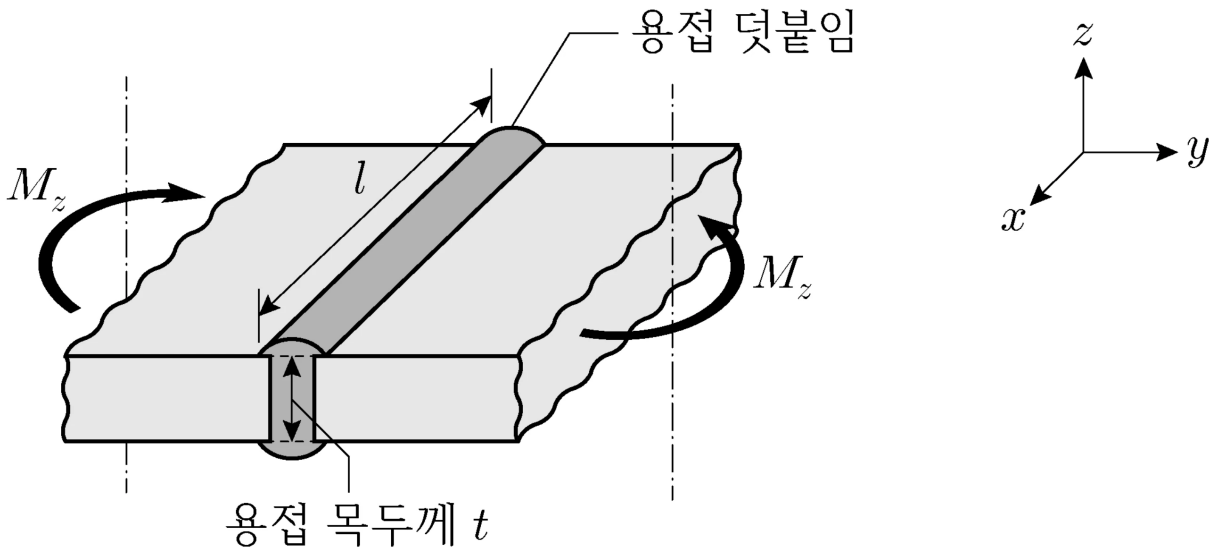
② O: 회전부의 관성모멘트가 크면 회전속도를 바꾸는 데 더 큰 토크가 필요하고, 접속 과정에서 주동측과 종동측의 속도를 맞추는 부담도 커진다. 필요한 강도와 동력 전달 용량을 확보하는 범위에서 소형·경량으로 만들어 **회전 관성을 줄이는 것**이 바람직하다.

③ O: 마찰면이 마모되면 부품 사이의 간격이나 누름력이 달라져 동력 전달 성능이 저하될 수 있다. 따라서 간격이나 누름력을 조정하는 등 **마모에 따른 변화를 보정**할 수 있도록 설계해야 한다. 여기서 수정은 마모된 상태에서도 적절한 접촉과 전달 성능을 유지하도록 조정한다는 뜻이다.

④ X: 마찰 클러치가 전달할 수 있는 토크는 접촉면의 마찰력에 의해 제한된다. 종동축의 부하 토크가 이 한계를 넘으면 마찰면에서 미끄럼이 발생하며, 이는 과대한 토크가 계속 전달되어 축이나 다른 부품이 파손되는 것을 줄인다. 따라서 '과대한 하중에서도 미끄럼이 발생하지 않을 것'은 '**정상 부하에서는 미끄럼 없이 전달하고, 과부하에서는 미끄럼으로 전달 토크를 제한할 것**'으로 고쳐야 한다.

NoteBase

문 11. 맞대기 용접에서 용접부 길이가 l, 용접 목두께가 t이며, 그림과 같이 굽힘모멘트 M_z가 작용할 때, 용접부에서 발생하는 최대 굽힘응력은? (단, 용접 덧붙임 부위는 연마공정으로 평평하게 다듬는다)



① $\frac{6M_z}{t^2l}$
② $\frac{6M_z}{tl^2}$
③ $\frac{12M_z}{t^2l}$
④ $\frac{12M_z}{tl^2}$

정답 2번

간단한 해설

용접부의 **z축에 대한 단면계수**는 $Z_z = \frac{tl^2}{6}$이다. 최대 굽힘응력은 모멘트를 단면계수로 나눈 $\sigma_{max} = \frac{6M_z}{tl^2}$이다.

NoteBase

계산 과정

용접 덧붙임을 평평하게 다듬으므로 용접부의 유효 단면은 길이 l, 두께 t인 직사각형으로 본다. 그림에서 l은 x방향, t는 z방향 치수이며, M_z는 z축 둘레의 굽힘모멘트이다.

z축 둘레로 굽혀지면 굽힘응력은 x방향 위치에 따라 변한다. 단면 중심을 지나는 z축이 중립축이고, **중립축에서 가장 먼 곳은 용접 길이의 양 끝**이므로 그 거리는 $c = \frac{l}{2}$이다. 이 축에 대한 직사각형의 단면2차모멘트는 $I_z = \frac{tl^3}{12}$이다.

탄성 굽힘에서 응력의 크기는 중립축으로부터의 거리에 비례하므로 최대 굽힘응력은 $\sigma_{\max} = \frac{M_z c}{I_z}$로 구한다. 단면계수는 $Z_z = \frac{I_z}{c} = \frac{tl^2}{6}$이므로, $\sigma_{\max} = \frac{M_z}{Z_z} = \frac{6M_z}{tl^2}$이다.

따라서 최대 굽힘응력의 식은 ②와 일치한다. 모멘트를 N·mm, 길이와 두께를 mm로 대입하면 응력의 단위는 $\mathrm{N/mm^2}$, 즉 MPa가 된다.

NoteBase

문 12. 중실축이 1,000 rpm으로 30 kW의 동력을 전달한다. 축에서 전단응력이 100 MPa를 초과하지 않기 위한 축의 최소 지름[mm]은? (단, π = 3이다)

① $\sqrt[3]{12,000}$

② $\sqrt[3]{13,500}$

③ $\sqrt[3]{15,000}$

④ $\sqrt[3]{16,000}$

정답 4번

간단한 해설

동력과 회전수로 구한 전달 토크는 300 N·m이다. 중실 원형축의 **최대 전단응력이 100 MPa 이하**가 되는 조건을 적용하면, 최소 지름은 $\sqrt[3]{16,000}$ mm이다.

계산 과정

1. 전달 토크: 동력 P = 30,000 W, 회전수 n = 1,000 rpm이다. 회전 동력은 토크 T와 각속도 ω의 곱이므로 $P = T\omega$를 적용한다. 회전수를 **초당 회전각으로 환산**하면 $\omega = \frac{2\pi n}{60}$이고, π = 3을 대입하여 $\omega = \frac{2 \cdot 3 \cdot 1,000}{60} = 100$ rad/s이다. 따라서 $T = \frac{30,000}{100} = 300$ N·m이며, 지름을 mm로 구하기 위해 300,000 N·mm로 환산한다.

2. 최대 전단응력: 비틀림을 받는 중실 원형축의 전단응력은 중심에서 0이고 **바깥면에서 최대**이다. 지름을 d, 단면의 극관성모멘트를 J라 하면 $J = \frac{\pi d^4}{32}$이고, 바깥면까지의 거리는 $\frac{d}{2}$이다. 비틀림 공식 $\tau_{max} = \frac{T(d/2)}{J}$에 대입하면 $\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3}$이 된다.

3. 최소 지름: 100 MPa는 100 N/mm^{2}이므로, $\frac{16T}{\pi d^3} \le 100$이어야 한다. 토크가 같으면 지름이 커질수록 최대 전단응력이 작아지므로, **최소 지름에서는 허용값과 같아진다**. 따라서 $d^3 = \frac{16 \cdot 300,000}{3 \cdot 100} = 16,000$ mm^{3}이고, 최소 지름은 $d = \sqrt[3]{16,000}$ mm이다. 이는 ④의 값과 일치한다.

NoteBase

문 13. V벨트의 장점에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 접촉 면적이 넓어서 큰 동력을 전달할 수 있다.

② 축간거리를 단축시킬 수 있어 설치 면적을 절약할 수 있다.

③ 이음매가 없어서 충격을 완화할 수 있고 운전이 정숙하다.

④ 미끄럼이 없어 속도비가 고정되므로 정밀 동기 운전에 적합하다.

정답 4번

간단한 해설

V벨트는 풀리와의 마찰로 동력을 전달하므로 **미끄럼이 발생할 수 있어** 속도비를 정확히 일정하게 유지하지 못한다. 정밀 동기 운전에는 벨트와 풀리의 이가 맞물리는 **타이밍벨트**가 적합하다.

선지별 해설

① O: V벨트는 풀리 홈의 양쪽 경사면과 접촉하여 동력을 전달한다. 이때 **쐐기 작용으로 마찰력이 커지므로** 평벨트보다 좁은 폭으로도 큰 동력을 전달할 수 있다.

② O: 쐐기 작용으로 충분한 마찰력을 얻을 수 있어 평벨트보다 **축간거리를 짧게** 설계하기에 유리하다. 따라서 두 축과 풀리를 가깝게 배치하여 설치 공간을 줄일 수 있다.

③ O: 일반적인 V벨트는 **이음매가 없는 고리 형태**이므로 이음매가 풀리를 지날 때 생기는 주기적인 충격이 없다. 또한 벨트 자체의 탄성으로 충격과 진동을 완화하여 정숙하게 운전할 수 있다.

④ X: V벨트는 마찰로 동력을 전달하므로 풀리와 벨트 사이에 미끄럼이 발생할 수 있다. 벨트가 장력 차이에 따라 늘어나고 줄어들면서 생기는 크리프도 있어 **속도비를 정확히 일정하게 유지할 수 없다**. 미끄럼 없이 정밀하게 동기 운전하려면 이가 맞물려 동력을 전달하는 타이밍벨트를 사용한다.

NoteBase

문 14. 두 축이 교차하지도 않고 평행하지도 않는 동력 전달용 기어로만 옳게 짝지은 것은?

① 웜과 웜휠, 헬리컬 기어

② 웜과 웜휠, 하이포이드 기어

③ 헬리컬 기어, 직선 베벨 기어

④ 스파이럴 베벨 기어, 스퍼 기어

정답 2번

간단한 해설

웜과 웜휠, 하이포이드 기어는 모두 **엇갈린 축** 사이에서 동력을 전달한다. 엇갈린 축은 두 축이 평행하지 않으면서, 연장해도 서로 만나지 않는 배치이다.

개념 구분

두 축의 위치 관계는 평행 축, 교차 축, 엇갈린 축으로 구분한다. 문제의 '교차하지도 않고 평행하지도 않는' 조건은 **엇갈린 축**을 뜻한다. 축의 방향이 서로 다르다는 것만으로는 부족하며, 두 축의 중심선을 연장해도 만나지 않아야 한다.

엇갈린 축용 기어: **웜과 웜휠, 하이포이드 기어**가 해당한다. 웜과 웜휠은 나사 모양의 웜과 이에 맞물리는 웜휠로 이루어지며, 두 축이 평행하지도 교차하지도 않는다. 하이포이드 기어는 피니언의 축을 상대 기어의 축과 만나지 않도록 어긋나게 배치하여 동력을 전달한다.

평행 축용 기어: 스퍼 기어와 일반적인 헬리컬 기어가 해당한다. 헬리컬 기어는 이가 비스듬하지만, **이의 기울기와 두 축의 위치 관계는 별개**이다. 이 문항의 헬리컬 기어는 평행 축용을 가리키며, 엇갈린 축에 사용하는 나사 기어인 '교차 헬리컬 기어'와 구분한다.

교차 축용 기어: 직선 베벨 기어와 스파이럴 베벨 기어가 해당한다. 두 기어는 이의 모양이 다르지만, 모두 **두 축의 중심선이 한 점에서 만난다**. 따라서 스파이럴 베벨 기어는 축을 어긋나게 배치하는 하이포이드 기어와 구별된다.

NoteBase

문 15. 사이클로이드(cycloid) 치형에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 접촉 위치가 변해도 압력각이 일정하게 유지된다.

② 치형의 맞물림 과정에서 마모와 소음이 적은 편이다.

③ 시계와 같은 정밀 기계 장치에서 사용되는 예가 많다.

④ 외접 구름원(epicycloid)과 내접 구름원(hypocycloid)에 의해 치형 윤곽이 형성된다.

정답 1번

간단한 해설

사이클로이드 치형은 맞물림 위치에 따라 **압력각이 변한다**. 접촉 위치가 변해도 압력각이 일정한 것은 **인벌류트 치형**의 특성이다.

선지별 해설

① X: 압력각은 접촉점에서 두 치면의 공통법선과 피치원의 접선 방향이 이루는 각이다. 사이클로이드 치형은 접촉점이 이동하면서 공통법선의 방향도 달라져 **압력각이 변한다**. 따라서 '압력각이 일정하게 유지된다'는 표현을 '압력각이 접촉 위치에 따라 변한다'로 고쳐야 한다. 인벌류트 치형은 작용선이 일정한 직선이므로 맞물림 동안 압력각이 일정하다.

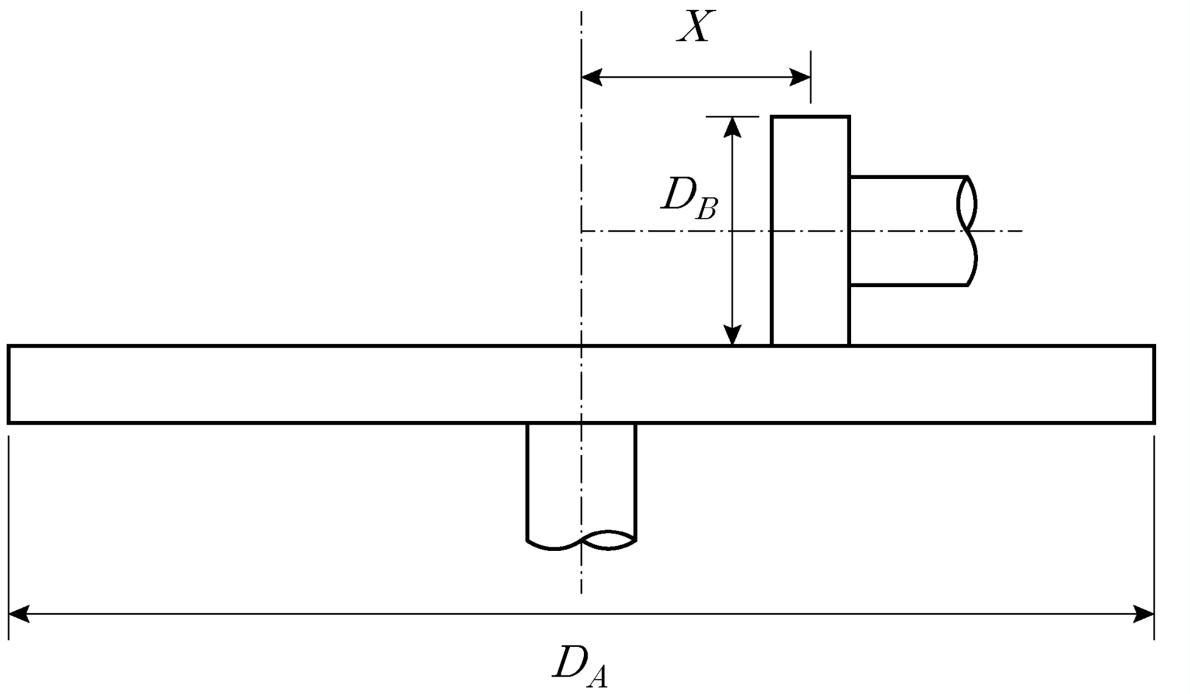
② O: 사이클로이드 치형은 **볼록한 이끝면과 오목한 이뿌리면**이 맞물려 접촉응력과 마모를 줄이는 데 유리하다. 정밀하게 제작·조립된 저속 기구에서는 마모와 소음이 적은 운전을 구현할 수 있다. 다만 소음은 가공 오차와 운전 속도 등의 영향도 받으므로, 모든 조건에서 인벌류트 치형보다 조용하다는 뜻은 아니다.

③ O: 사이클로이드 치형은 시계의 기어열과 같은 **저속의 정밀 운동 전달**에 사용된다. 잇수가 적은 피니언을 구성하기에 유리하고 마찰 손실을 줄일 수 있어, 작은 구동력으로 오랫동안 작동해야 하는 시계에 적합하다.

④ O: 구름원을 피치원의 바깥쪽 또는 안쪽에서 미끄럼 없이 굴리면 구름원 둘레의 한 점이 각각 에피사이클로이드와 하이포사이클로이드를 그린다. 이때 **이끝면은 에피사이클로이드, 이뿌리면은 하이포사이클로이드**로 형성된다. 즉, 두 종류의 곡선을 결합한 치형이다.

NoteBase

문 16. 그림과 같이 원판 마찰차를 사용한 무단변속장치가 미끄럼 없이 10 W의 동력을 전달하고 있다. 구동축 원판의 지름 D_A는 100 mm, 종동축 원판의 지름 D_B는 20 mm이고, 종동축 원판은 구동축 원판의 중심으로부터 20 mm인 X만큼 떨어져 있다. 구동축 원판이 50 rpm으로 회전하고 있을 때, 종동축에 작용하는 토크 [N·mm]는? (단, $\pi = 3$이다)



① 250

② 500

③ 1,000

④ 2,000

정답 3번

간단한 해설

구동 원판의 **실제 접촉 반지름은 X = 20 mm**이므로 접촉점 속도는 0.10 m/s이다. 전달 동력 10 W에 필요한 접선력은 100 N이고, 종동 원판의 반지름은 10 mm이므로 종동축 토크는 100 × 10 = 1,000 N·mm이다.

NoteBase

계산 과정

접촉 위치와 반지름: 그림에서 구동축 중심부터 두 원판의 접촉점까지의 거리는 X = 20 mm이다. 구동 원판의 지름이 100 mm여도 접촉점은 바깥 둘레에 있지 않으므로, 접촉점 속도에는 **구동 원판의 바깥 반지름이 아니라 X**를 사용한다. 종동 원판의 반지름은 $r_B = \frac{D_B}{2} = 10$ mm이다.

접촉점 속도: 구동축 회전수를 n_A라 하면 한 바퀴 동안 접촉 위치가 이동하는 거리는 $2\pi X$이다. 회전수 50 rpm을 초당 회전수로 환산하여 속도를 구한다. X = 0.020 m와 주어진 π = 3을 적용하면 다음과 같다.
$v = \frac{2\pi X n_A}{60}$
$v = \frac{2 \times 3 \times 0.020 \times 50}{60} = 0.10$ m/s
미끄럼이 없으므로 종동 원판의 접촉점 속도도 이와 같다.

전달 접선력: 접촉면의 접선력 F가 속도 v로 동력을 전달하므로 $P = Fv$가 성립한다. 따라서 전달 동력 10 W에 필요한 접선력은 $F = \frac{P}{v} = \frac{10}{0.10} = 100$ N이다.

종동축 토크: 접선력에 의한 토크는 힘과 회전축에서 힘의 작용선까지의 수직거리의 곱이다. 종동축에서는 그 거리가 **종동 원판의 반지름 10 mm**이므로 $T_B = Fr_B$에 따라 $100 \times 10 = 1{,}000$ N·mm이다.

계산한 종동축 토크는 1,000 N·mm이므로 ③에 해당한다.

NoteBase

문 17. 원통 축을 중심으로 회전하는 균일한 원통형 관성차의 운동에너지가 E이다. 지름이 2배가 되고, 회전각속도가 $\frac{1}{2}$로 줄어든 원통형 관성차의 운동에너지는? (단, 관성차의 재질과 두께는 유지된다)

① 2E

② 4E

③ 8E

④ 16E

정답 2번

간단한 해설

재질과 두께가 같으면 지름이 2배일 때 **질량도 4배**가 되어 관성모멘트는 16배가 된다. 회전 운동에너지는 각속도의 제곱에 비례하므로, 각속도가 절반이면 운동에너지는 $16 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 4$배인 4E가 된다.

계산 과정

처음 관성차의 질량을 m, 반지름을 R, 두께를 t, 밀도를 ρ, 각속도를 ω라 하자. 균일한 원통이 원통 축을 중심으로 회전하므로 관성모멘트는 $I = \frac{1}{2}mR^2$이고, 회전 운동에너지는 $E = \frac{1}{2}I\omega^2$이다.

질량 변화: 질량은 밀도와 부피의 곱이므로 $m = \rho\pi R^2 t$이다. **재질과 두께가 유지**되어 밀도와 두께가 같고, 지름이 2배이면 반지름도 2배이다. 따라서 원형 단면적과 부피가 4배가 되어 변화 후 질량은 $m' = 4m$이다.

관성모멘트 변화: 관성모멘트에는 **질량 증가와 반지름 제곱의 증가**가 함께 반영된다. 질량이 4배, 반지름의 제곱이 4배이므로 $I' = \frac{1}{2}(4m)(2R)^2 = 16I$이다.

운동에너지 변화: 변화 후 각속도는 $\omega' = \frac{\omega}{2}$이다. 운동에너지는 관성모멘트와 각속도의 제곱에 비례하므로 $\frac{E'}{E} = 16 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 4$이다. 따라서 운동에너지는 처음의 4배인 4E로, ②에 해당한다.

NoteBase

문 18. 양면에 동일한 패드가 삽입된 캘리퍼형 디스크 브레이크를 19.2 kW의 동력이 가해지는 축에 설치하였다. 회전속도가 600 rpm인 축의 회전을 멈추기 위해 한쪽 마찰패드가 원판에 작용해야 하는 최소 마찰력[kN]은? (단, 접촉면은 균일마모조건이며, 원판 중심으로부터 패드 중심까지의 거리는 80 mm이고, π = 3이다)

① 2

② 3

③ 4

④ 5

정답 1번

간단한 해설

주어진 동력과 회전속도에 해당하는 축의 토크는 320 N·m이다. **양쪽 패드가 각각 제동토크를 만들므로** 한쪽 패드의 마찰력은 $F = \frac{320}{2 \times 0.08} = 2{,}000$ N, 즉 2 kN이다.

계산 과정

조건 정리: 동력 P = 19.2 kW = 19,200 W, 회전속도 n = 600 rpm이다. 균일마모조건에서 유효 마찰반지름은 주어진 패드 중심까지의 거리 r = 80 mm = 0.08 m로 적용한다. 구하는 F는 패드를 누르는 수직력이 아니라 **한쪽 패드가 원판에 가하는 마찰력**이다.

각속도 계산: 600 rpm은 1분에 600회 회전한다는 뜻이다. 초당 회전수에 1회전의 각도 2π를 곱하고 π = 3을 적용하면 $\omega = \frac{2 \times 3 \times 600}{60} = 60$ rad/s이다.

축의 토크 계산: 회전 동력은 토크와 각속도의 곱이므로 $P = T\omega$이다. 따라서 $T = \frac{P}{\omega} = \frac{19{,}200}{60} = 320$ N·m이다. 이 토크를 필요한 제동토크의 기준으로 삼는다.

한쪽 패드의 마찰력 계산: 한쪽 패드가 만드는 토크는 Fr이다. 양면에 동일한 패드가 있고 두 패드 모두 회전을 방해하므로, **전체 제동토크는 두 패드의 토크를 합한 값**이다. 따라서 $2Fr = T$이며, $F = \frac{T}{2r} = \frac{320}{2 \times 0.08} = 2{,}000$ N이다.

한쪽 패드에 필요한 최소 마찰력은 2,000 N = 2 kN이므로 ①에 해당한다.

NoteBase

문 19. 관이음과 밸브에 대한 설명으로 옳지 않은 것은?

① 게이트 밸브는 밸브 봉을 돌려서 열 때 밸브 시트의 면과 직선적으로 미끄럼 운동한다.

② 체크 밸브는 밸브의 무게와 밸브 양면에 작용하는 압력차로써 자동적으로 작동하여 역류를 방지한다.

③ 나사 이음은 관에 나사산을 내어 맞물리게 체결하는 방식으로, 접속부에 패킹 등을 넣어 누설을 방지한다.

④ 플랜지 이음은 관 끝단에 플랜지를 설치하고 결합하는 방식으로, 주로 소구경 배관이나 저압 배관에 적합하다.

정답 4번

간단한 해설

④의 '주로 소구경 배관이나 저압 배관에 적합하다'는 설명이 잘못되었다. 플랜지 이음은 **대구경·고압 배관에도 사용**하며, 사용 조건에 맞는 플랜지와 가스켓을 선정한다.

선지별 해설

① O: 게이트 밸브는 밸브 봉의 회전을 밸브체의 직선 운동으로 바꾸어 유로를 여닫는다. 밸브체가 **시트 면을 따라 직선적으로 미끄러져** 유로에서 물러나면 열리고, 유로를 막는 위치로 내려오면 닫힌다.

② O: 체크 밸브는 **압력차에 의해 자동으로 개폐**되어 유체가 한 방향으로만 흐르게 한다. 정방향 압력차가 밸브체를 열고, 밸브체의 자중은 닫힘 방향으로 작용한다. 역류하려는 압력이 걸리면 밸브체가 시트에 밀착하여 역류를 막는다.

③ O: 나사 이음은 관 끝의 수나사와 이음쇠의 암나사를 맞물려 체결한다. 나사 접촉부에는 미세한 틈이 남을 수 있으므로 **패킹·실 테이프 등의 밀봉재**로 틈을 막아 유체의 누설을 방지한다.

④ X: 플랜지 이음은 관 끝에 설치한 플랜지 사이에 가스켓을 넣고 볼트와 너트로 조여 연결하는 방식이다. 볼트의 체결력으로 가스켓을 압축해 밀봉하며, **대구경 배관이나 고압 배관에도 적합**하다. 따라서 '주로 소구경 배관이나 저압 배관에 적합하다'는 부분을 고쳐야 한다. 다만 견딜 수 있는 압력은 플랜지의 압력 등급, 재질, 가스켓 및 사용 온도에 따라 달라진다.

NoteBase

문 20. 지름(D)이 3,600mm이고, 두께(t)와의 비 $\frac{D}{t} \geq 40$을 만족하는 얇은 벽 두께의 구형 압력용기를 설계하려 한다. 이 압력용기 소재의 허용인장응력은 450 MPa이다. 얇은 벽 두께의 구형 용기에 내압 1.5 MPa이 작용할 때, 파손되지 않기 위한 최소 벽 두께[mm]는? (단, 지름은 내부 지름과 외부 지름의 평균값이고, 전단 파손은 고려하지 않는다)

① 1

② 1.5

③ 2

④ 3

정답 4번

간단한 해설

얇은 구형 압력용기의 인장응력은 $\sigma = \frac{pD}{4t}$이므로, 이 값이 **허용인장응력 이하**가 되도록 두께를 정한다. 주어진 내압과 지름을 적용하면 최소 벽 두께는 3 mm이다.

계산 과정

내압 p = 1.5 MPa, 평균 지름 D = 3,600 mm, 허용인장응력 σ_a = 450 MPa이다. 전단 파손은 고려하지 않으므로, 내압으로 발생하는 벽의 인장응력이 허용인장응력을 넘지 않는 조건을 적용한다. 1 MPa = 1 N/mm^{2}이므로 지름과 두께를 mm로 사용하면 된다.

구형 용기를 중심을 지나는 평면으로 반으로 나누어 생각한다. **얇은 벽 근사**에서 내압이 반구를 밀어내는 힘은 원형 투영면적에 작용하는 힘 $p\frac{\pi D^2}{4}$이고, 이를 지탱하는 벽의 인장력은 $\sigma\pi Dt$이다. 두 힘의 평형으로부터 $\sigma = \frac{pD}{4t}$를 얻는다. 구형 용기는 대칭이므로 벽면의 어느 방향에서도 같은 인장응력이 발생한다.

파손을 막으려면 $\frac{pD}{4t} \leq \sigma_a$이어야 하므로, $t \geq \frac{pD}{4\sigma_a}$이다. 따라서 $t_{\min} = \frac{1.5 \cdot 3{,}600}{4 \cdot 450} = 3\text{mm}$이다. 이 두께에서는 벽의 인장응력이 허용값인 450 MPa에 도달하며, 더 얇아지면 허용값을 넘는다.

계산된 두께에서 (D)/(t)=3,6003=1,200≥40이므로 주어진 얇은 벽 조건도 만족한다. 최소 벽 두께 3 mm는 ④의 값과 일치한다.

NoteBase