

平成28年度機械工学専攻
大学院修士課程入学試験問題

「機械工学」(第2部)

試験日時：平成27年9月1日(火) 13:00~16:00

注意事項

1. 試験開始の合図があるまで、この問題冊子を開かないこと。
2. 問題は問題1から問題3までである。全問に解答すること。
3. 問題の落丁、乱丁、あるいは印刷不鮮明な箇所があれば申し出ること。
4. 答案用紙は6枚配付される。枚数を確認し、過不足があれば申し出ること。
5. 問題ごとに2枚の答案用紙を用いて解答すること。設問Ⅰ、Ⅱに分かれている問題は、設問ごとに1枚の答案用紙を用いて解答すること。設問Ⅲまでである場合は、問題冒頭の指示に従うこと。解答を表面で書ききれない時は、裏面にわたってもよい。なお、それでも解答するスペースが不足する場合は答案用紙を与えるので申し出ること。
6. 答案用紙の指定された箇所に、自分の受験番号、その答案用紙で解答する問題番号を記入すること。記入もれの場合は採点されないことがある。なお、科目名欄には「機械工学(第2部)」と記入すること。答案用紙の右端にある「 /of」については、答案用紙を追加しない場合は空欄のままでよい。但し答案用紙を追加した場合は、問題ごとの枚数を記載する。
7. 解答に関係のない記号や符号を記入した答案は無効となることもある。
8. 答案用紙は、解答ができなかった分も含め、全てを提出すること。
9. 下書き用紙は3枚配付される。左上に自分の受験番号を記入すること。
10. 下書き用紙は、使用しなかった分も含め、3枚全部を提出すること。
11. 問題冊子は持ち帰ってよい。

FY2016 Department of Mechanical Engineering

Master Course Program Entrance Examination

“Mechanical Engineering” (Part 2)

2015/9/1 (Tuesday) 13:00~16:00

Instructions

1. Do not open the exam booklet until you are instructed to begin.
2. Answer all Questions in Problems 1, 2, and 3.
3. If you find some incomplete printing or collating, report them to the proctor.
4. Make sure that you have all 6 answer sheets. Let the proctor know otherwise.
5. Use 2 answer sheets for each Problem. If there are Questions I and II in a Problem, use one answer sheet for one Question. If there are Questions I, II and III in a Problem, follow the instruction at the top of the Problem. If the space on the front side of the answer sheet is not enough, you may also use the backside. If the space is still not enough, ask the proctor for an additional answer sheet.
6. On each answer sheet, write your candidate number and the Problem number in the designated boxes. If you fail to do so, the answer sheet may not be graded. Write “Mechanical Engineering (Part 2)” in “Subject”. Leave “(/ of)” blank unless you use an additional answer sheet for the Problem.
7. Answer sheets with symbols and signs that are not related the answers may be judged invalid.
8. Hand in all the answer sheets even if you have not used them.
9. You are provided with 3 worksheets. Write your registration number on the upper left corner of each worksheet.
10. Hand in all 3 worksheets even if you have not used them.
11. You may take home the exam booklet.

CC

CC

問題 1

下記の I, II の両方について解答せよ。なお, I の解答に答案用紙 1 枚を, II の解答に答案用紙 1 枚をそれぞれ用いること。

I. 図 1-1 に示すように, 長さ L で断面積 A_1 の棒①と長さ L で断面積 A_2 の棒②を水平に配置し, 左端を鉛直壁面に剛に接合し, 右端を剛体で連結する。右端の剛体に右向き水平方向荷重 P を加え, 右向き水平方向変位 u が発生するものとする。棒①と棒②の伸びは等しく, 右端の剛体は回転しないとする。また自重の影響は無視してよい。棒①は弾完全塑性体であり単軸引張試験より得られる応力 - ひずみ関係が図 1-2 のようであるとする。すなわち, 降伏応力 σ_y に達するまではヤング率 E_1 の線形弾性体であり, 降伏応力に達した後は応力一定でひずみが増加する完全塑性体である。また, 降伏後に引張荷重を減ずる除荷により, 図 1-2 中に点線で示す傾き E_1 の直線をたどって応力とひずみが減じ, 圧縮応力状態となってもその直線上で応力 - ひずみ関係が推移するものとする。棒②はヤング率 E_2 の線形弾性体であり, 破断強度は十分に高いものとする。変形による断面積の変化は無視できるとせよ。

- (1) 初期の状態から水平方向荷重 P を徐々に加えていき, 棒①の応力が最初に降伏応力 σ_y に達するときの変位 u と荷重 P を求めよ。
- (2) 最初の降伏後さらに水平方向荷重 P を増していく。荷重が P_a に達した時の変位 u_a を求めよ。ただし棒①および棒②ともに破断はしないものとする。
- (3) 荷重が P_a に達した後, 徐々に荷重を減じ荷重 P が 0 となった。このときの棒①および棒②の応力とひずみを求めよ。

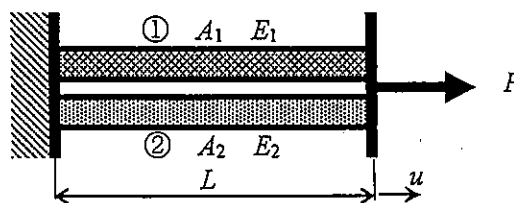


図 1-1

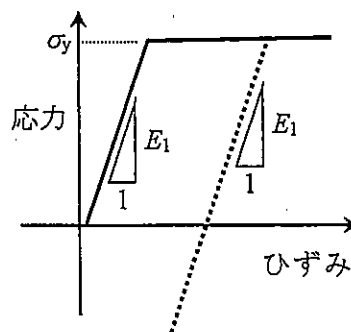


図 1-2

II. 図 1-3 に示す両端を単純支持され、水平に設置された長さ L の真直なはりに関して、以下の問いに答えよ。はりの横断面は一辺の長さが a の正方形である。はりの質量密度を ρ 、ヤング率を E 、ポアソン比を ν とする。図 1-3 に示すように、左端を原点として、正方形横断面の重心を連ねた軸線と x 軸が一致するように、また鉛直下向き方向を z 方向として座標系を設定する。重力加速度を g とせよ。

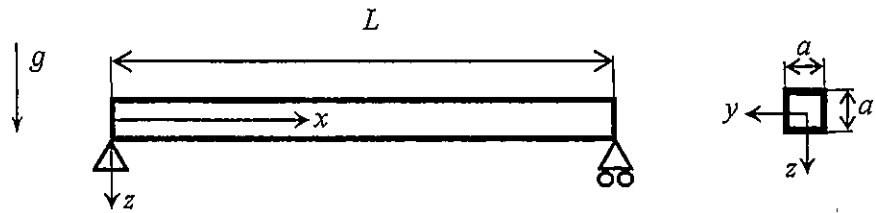


図 1-3

(1) 図 1-3 に示す y 軸に関する断面二次モーメント I を求めよ。

(2) x 軸に沿った長さ dx の微小部分を考える。この微小部分を拡大して下図 1-4(a) に示す。このはりが紙面内で曲げモーメント M (図 1-4(b) の矢印の方向を正とする) を受けて曲げ変形し、微小部分が図 1-4(b) となったとする。図 1-4(a) の NN_1 、図 1-4(b) の NN_1' は中立面である。変形後の AB と $C'D'$ をそれぞれ延長すると、図 1-4(b) に示すように点 O で交わる状態となっている。 NN_1' は円弧上にあり、その曲率半径を r とする。 PQ の z 座標が z^* であるとして、変形後の PQ に生じている垂直ひずみ ϵ_x を r と z^* で表せ。

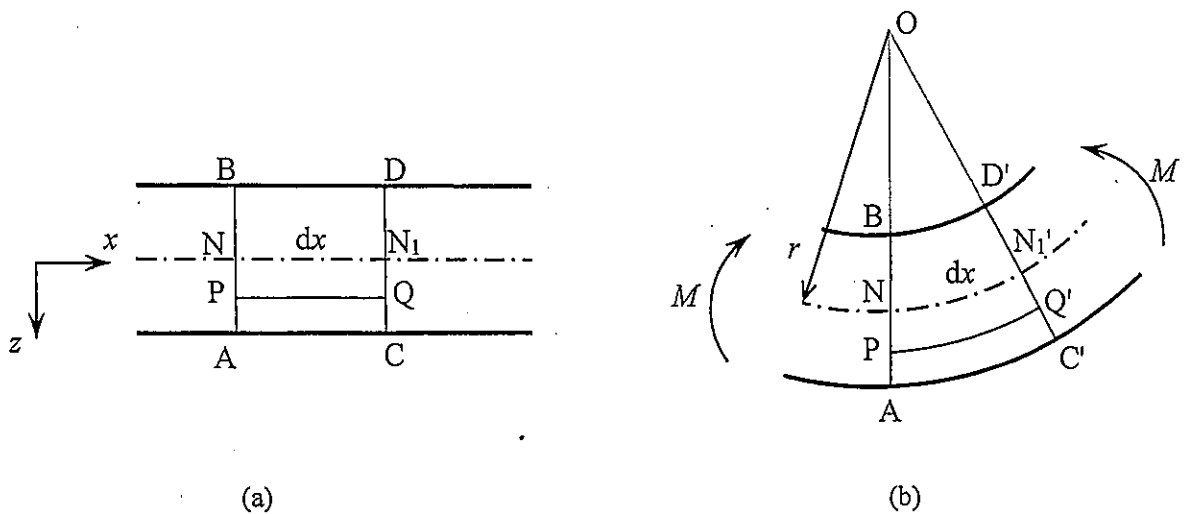


図 1-4

- (3) z 方向のたわみを w , y 軸に関する断面二次モーメントを I , はりの y - z 断面にはたらく曲げモーメントを M とすると, たわみ角が十分に小さい時の, これらの関係を表すはりの基礎式が式(1)となることを導出せよ. ただし幾何学的関係より式(2)が成立することをを用いてよい.

$$M = -EI \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (1)$$

$$\frac{1}{r} = -\frac{d^2 w}{dx^2} \quad (2)$$

- (4) 自重により発生するたわみ w を求めよ.
- (5) $x = \frac{L}{2}$ の横断面に発生する垂直応力 σ_x の z 軸に沿った分布を求めよ.
- (6) $x = \frac{L}{2}$ の横断面に発生する垂直ひずみ ε_y の z 軸に沿った分布を求めよ.

問題 2

下記の I, II の両方について解答せよ。なお, I の解答に答案用紙 1 枚を, II の解答に答案用紙 1 枚を, それぞれ用いること。

I. 図 2-1 に示すような 1 自由度の単振り子を考え, 質量を m_1 , 支点 O から重心 G までの距離を l_1 , 振れ角を θ とする。この単振り子の下部には動吸振器が設置されており, そのおもりの質量, バネ定数, 減衰係数はそれぞれ m_2 , k , c とする。このおもりは摩擦を無視できるスライダーを介して半径方向のみに運動可能であり, 単振り子が鉛直下向きに静止している時には, おもりの重心は支点 O から距離 l_2 の位置でつり合う。このおもりの静的平衡の位置からの変位を u とする。重力加速度は鉛直下向きに g とする。静的平衡状態にある単振り子の重心 G に x 方向の撃力を加えると, 単振り子が自由振動をはじめると共に, 動吸振器のおもりがスライダーに沿って振動をはじめた。以下の設問に答えよ。

- (1) この系の運動エネルギーと静的平衡位置を基準に取ったポテンシャルエネルギーを求めると共に, ラグランジアンを記述せよ。
- (2) ラグランジアンを用いて, この系の回転運動と並進運動の運動方程式をそれぞれ導け。なお, 減衰力は非保存力であることに注意せよ。
- (3) 動吸振器のおもりの速度の半径方向成分に起因する, 単振り子の振動を抑制する力を記述せよ。
- (4) この動吸振器付きの単振り子の固有角振動数 Ω は動吸振器のおもりの位置によらず一定と仮定する。動吸振器のおもりを最も効率的に加振するための m_2 , k , Ω の関係を記述せよ。

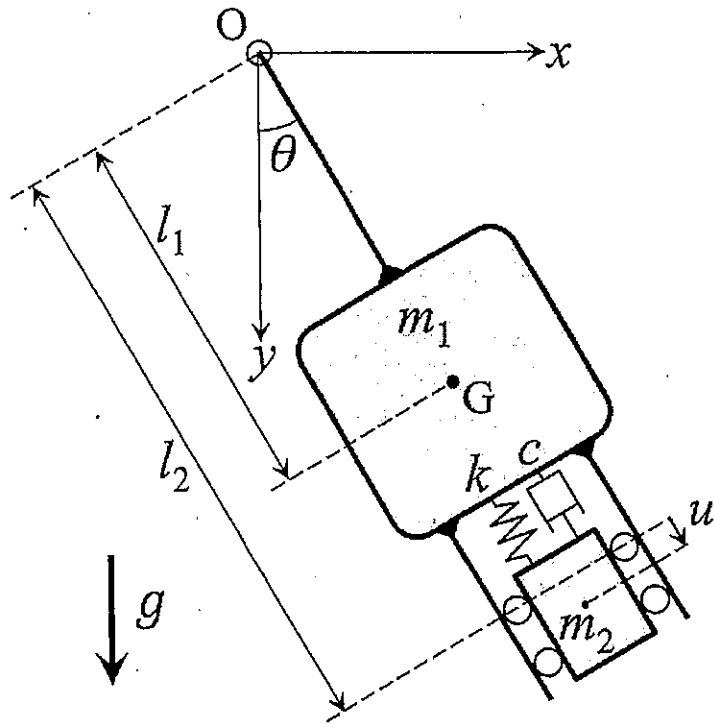


图 2-1

II. 図 2-2 に示すような球形のおもりと支点 P に接続された剛体棒とで構成され、YZ 平面内で振動する単振り子を考える。単振り子先端の球形のおもり内にはロータ（厚さの無視できる密度が一樣な円板）、ジンバル、モータで構成されるジャイロシステムが内蔵されており、ロータはモータ 1 により回転され、ジンバルはモータ 2 で駆動される。ロータ質量を m 、ロータを含めたおもりの質量を M とし、それ以外の質量は無視できるとする。ロータを含めたおもりの重心は球の中心 O にあり、ロータの重心も O と一致するものとする。ロータに固定された座標系を $O-xyz$ 、おもりに固定された座標系を $O-XYZ$ （ただし、 y 軸と Y 軸は常に一致）とする。剛体棒に取り付けられたおもりの重心と支点 P との距離を l 、単振り子の振れ角を ϕ 、ジンバルの傾きを θ 、ロータの z 軸周りの角速度を ω (一定)、ロータ半径を r 、単振り子に入力される外乱トルクを T_{ex} とする。なお、鉛直下向の重力加速度を g 、初期状態では $\phi, \dot{\phi}, \theta, \dot{\theta}$ は 0 とし、以下の設問に答えよ。

- (1) ロータの y 軸周りおよび z 軸周りの慣性モーメント I_y および I_z を求めよ。
- (2) ロータの y 軸周りの運動方程式および単振り子の運動方程式を求めよ。なお、モータ 2 の発生するトルクを T_m とし、ロータの y, z 軸周りの慣性モーメントは、それぞれ I_y, I_z とせよ。
- (3) T_m を θ に比例させてシステムへ入力する場合について、支点 P 周りに働く外乱トルク T_{ex} から単振り子の振れ角 ϕ への伝達関数を求めよ。比例定数は K_1 とする。なお、 ϕ および θ は微小とし、 $\sin \phi \approx \phi$ 、 $\cos \theta \approx 1$ と近似せよ。 $\ddot{\theta}$ の項は無視するものとする。
- (4) T_m を θ に比例させてシステムへ入力する場合について、支点 P 周りに働く外乱トルク T_{ex} から単振り子の振れ角 ϕ への伝達関数を求めよ。比例定数は K_2 とする。なお、 ϕ および θ は微小とし、 $\sin \phi \approx \phi$ 、 $\cos \theta \approx 1$ と近似せよ。 $\ddot{\theta}$ の項は無視するものとする。
- (5) T_m が $\dot{\theta}$ に比例する場合と、 θ に比例する場合のそれぞれについて、単振り子の振れ角 ϕ が低減するメカニズムを説明せよ。

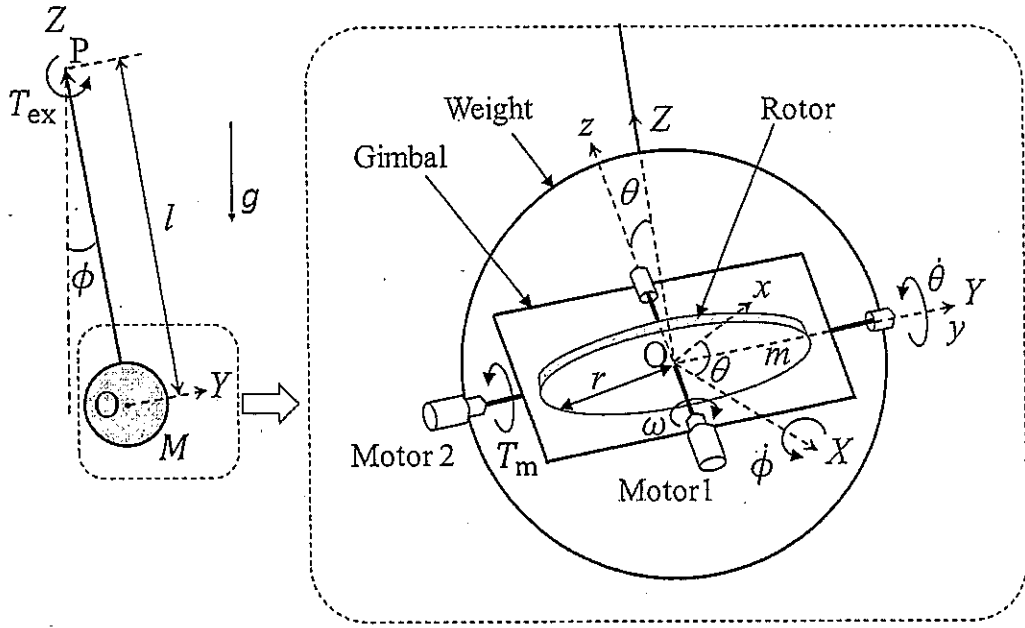


图 2-2

問題 3

下記の I, II, III のすべてについて解答せよ。なお、I の解答に答案用紙 1 枚を、II および III の解答に答案用紙 1 枚を、それぞれ用いること。

I. ボルトの締結について、角ねじのモデルで考える。以下の設問に答えよ。

図 3-1 は、角ねじのボルトを締める際の、ねじ部をモデル化したものである。ボルトのねじ部を斜面とみなし、めねじがその斜面を滑って上るモデルである。リード角を θ 、ねじ部の静摩擦係数を μ とする。また、めねじを回す円周方向の力、軸力、摩擦力に相当する力を、それぞれ F 、 W 、 f とする。

- (1) ボルトを締め付けなくても、すなわち $F=0$ でも、ボルトが独りでの緩まないためには、静摩擦係数 μ はいくら以上であるべきか、 θ を用いて表せ。
- (2) ボルトを締めるために必要な F はいくらか、 W 、 μ 、 θ を用いて表せ。

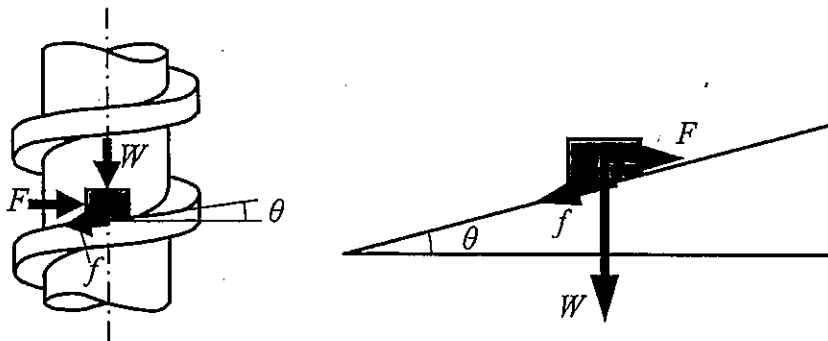


図 3-1

次に、角ねじのボルトとナットを用いた板の締結を考える。図 3-2 に示すように、ボルトとナットを用いて 2 枚の板が締結され、板に平行な方向に外力 P が加わっている。ただし、ねじの呼び径を d とし、板は剛体とする。

- (3) 2 枚の板の間の摩擦力を無視した場合、ボルトに発生するせん断応力がせん断許容応力を超えないためには、 d はいくら以上であるべきか、外力 P 、ボルトのせん断許容応力 σ_s を用いて表せ。ただし、せん断力が

加わる位置でのボルトの直径は d であり、ボルトの傾きは考えないものとする。

(4) 実際の板の固定では、板は板同士の摩擦力で固定される。板同士が滑らないためには、その摩擦力を発生させる軸力が必要である。その軸力でもボルトが降伏しないためには、 d はいくら以上であるべきか、外力 P 、ボルトの降伏応力 σ_a 、板同士の静摩擦係数 μ' 、安全率 S を用いて表せ。ただし、ボルトの谷径、すなわちボルトの降伏に寄与する断面の直径は、 d の a 倍 ($a < 1$) とする。

(5) 設問(4)において、 $P=900$ N、 $\sigma_a=300$ MPa、 $a=0.8$ 、 $\mu'=0.4$ 、 $S=2$ としたとき、最も小さい d [mm] を求めよ。ただし、 d は整数とする。

(6) 設問(4)において、板の固定のための軸力 W' を発生させるのに必要な締付けトルクはいくらか、軸力 W' 、ねじの呼び径 d 、ねじ部の静摩擦係数 μ 、 a を用いて表せ。ただし、設問(2)のモデルの F は有効ねじ径 $\frac{1+a}{2}d$ における力を表しているものとし、ねじのピッチは $(1-a)d$ とする。

(7) 設問(5)で求めた d をねじの呼び径とするボルトを用いて板を締結するとき、外力 $P=900$ N を加えても板同士が滑らないためには、締付けトルクはいくら以上であるべきか、設問(6)で求めた結果を用いて、有効数字2桁で求めよ。ただし、 $\mu=0.20$ 、 $\mu'=0.40$ 、 $a=0.80$ とする。

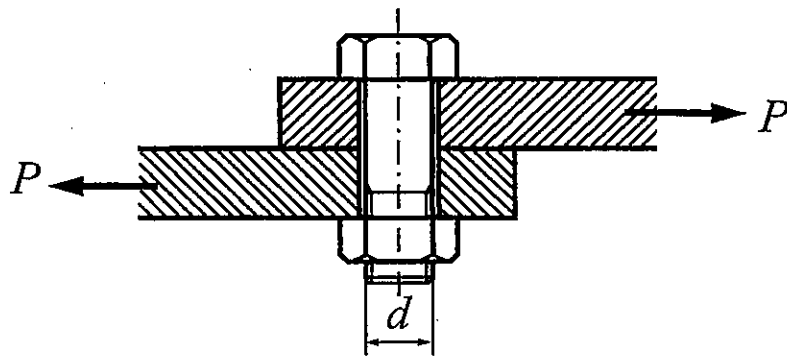


図 3-2

II. 図 3-3 に示すように、ボルトを用いて自転車のシートポストをフレームに固定することを考える。図 3-4 はボルトによる締結部の断面を単純化したモデルである。以下の設問に答えよ。

- (1) シートポストの軸方向に 1.0 kN の力が加わったとき、シートポストが滑らないために必要なボルトの軸力はいくらか、有効数字 2 桁で求めよ。ただし、シートポストとクランプ部との接触面での摩擦係数は 0.40 、安全率は 2.0 、シートポストの外径は 30 mm とする。また、クランプ部の厚みはシートポスト外径に対して十分薄く、ボルトは接触面に十分近い、すなわち、ボルトの軸力はクランプ部の張力に等しいものとする。
- (2) 軸力が設問(1)で求めた値に達するまでボルトを締めた状態において、シートポストが回転してしまうトルク M はいくら以上か、有効数字 2 桁で求めよ。

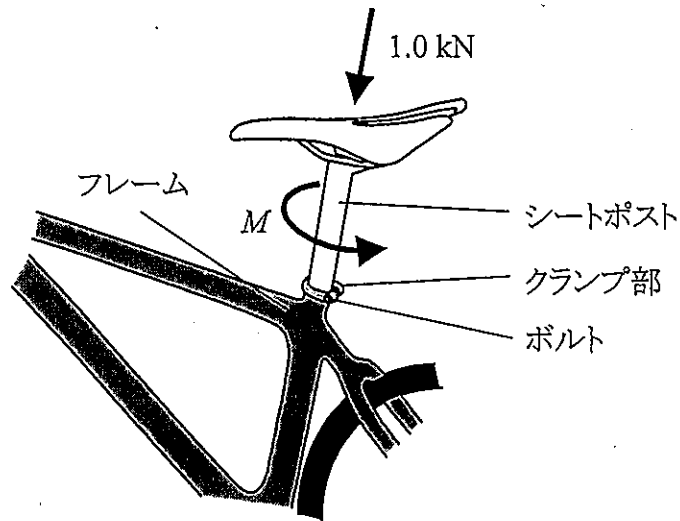


図 3-3

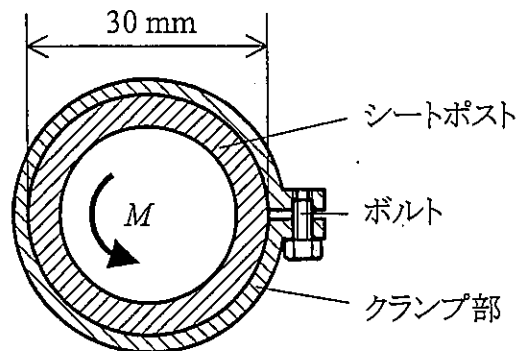


図 3-4

III. 実際の六角ボルトと六角ナットによる締結について、以下の設問に答えよ。ただし、ボルトとナットのねじ山は三角ねじである。

- (1) 六角ボルトが軸力で破断する場合、最も破断しやすい箇所はどこか。ボルトとナットの締結状態の断面図を描いて図示せよ。また、その理由を 50 文字程度で述べよ。
- (2) ボルトとナットの締結力は、一般に軸力ではなく締付けトルクで管理される。その長所と短所をそれぞれ 50 文字程度で 1 つずつ述べよ。
- (3) 締め付けたボルトとナットは、軸に垂直な方向の繰り返し荷重によって緩む危険性がある。緩みを抑える方法を 2 つあげ、それが緩みを抑える理由をそれぞれ 50 文字程度で述べよ。
- (4) 量産の小径ボルトは、一般に切削ではなく転造によって作られる。その利点を 2 つ、それぞれ 50 文字程度で述べよ。

Problem 1

Answer both of the following Questions I and II. Use one answer sheet for Question I and use another answer sheet for Question II.

I. As shown in Figure 1-1, both the bar ①, having the length L and the cross-sectional area A_1 , and the bar ②, having the length L and the cross-sectional area A_2 , are horizontally set and rigidly fixed at the left ends of the bars vertically to the rigid wall. Both the bars are connected at the right ends with the rigid body. When the horizontal load P is applied to the rigid body of the right ends in the right direction, the horizontal displacement of the rigid body is u . The elongation of the bar ① is equal to that of the bar ②, and the rigid body at the right ends is not rotated. The influence of the bars' weights is negligible. The bar ① is an elastic-perfectly plastic body, having the relation between stress and strain as shown in Figure 1-2, which was obtained by the uniaxial tensile test. That is to say that the bar ① is a linear elastic body (Young's modulus E_1) until the stress reaches the yield stress σ_y , and a perfectly plastic body such that the strain increases under the constant stress σ_y after reaching the yield stress. The relation between stress and strain is shown as a dotted line in Figure 1-2, so that both the strain and the stress decrease along the line having the slope E_1 by unloading after reaching the yield stress. The bar ② is a linear elastic body, having an sufficiently high breaking strength. Changes in the cross-sectional areas by deformation are negligible.

(1) Obtain the values of the displacement u and the load P , when the horizontal load P gradually increases from the initial state, and the stress of the bar ① reaches the yield stress σ_y for the first time.

(2) The horizontal load P still increases after the first yielding. Obtain the displacement u_a , when the horizontal load P reaches P_a under the condition that neither bar ① nor the bar ② is broken.

(3) Obtain the stresses and strains of the bar ① and the bar ②, respectively, when the horizontal load P gradually decreases and becomes 0 after reaching P_a .

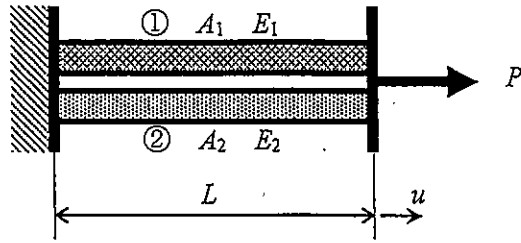


Figure 1-1

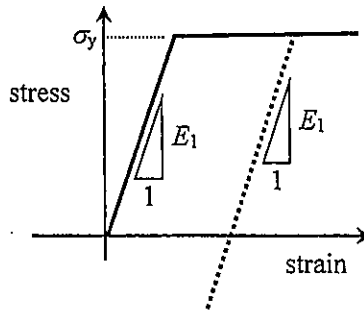


Figure 1-2

II. Answer the following questions about the straight beam with the length L , which is horizontally set so that the both ends are simply supported, as shown in Figure 1-3. The cross section of the beam is square with side length a . The mass density, Young's modulus and Poisson's ratio of the beam are ρ , E and ν , respectively. The coordinate system is set so that the left end of the beam is origin, axis line tracing the centers of the gravity in each cross section is identical with x -axis, and the z -axis is set to the vertical downward direction as shown in Figure 1-3. Gravitational acceleration is g .

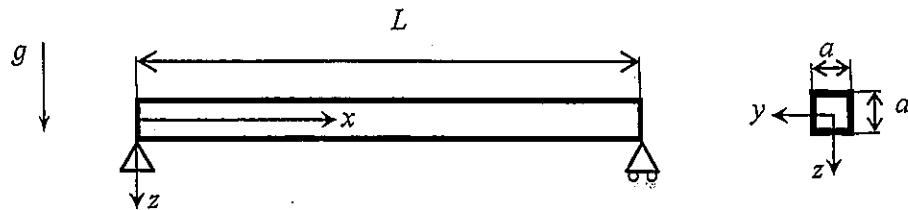


Figure 1-3

(1) Obtain the moment of inertia of area I around the y -axis as shown in Figure 1-3.

(2) Consider an infinitesimal length dx along the x -axis. Figure 1-4(a) shows a magnified illustration of the infinitesimal length dx . Suppose that the infinitesimal length dx is bent on the x - z plane by the bending moment M (positive in the arrow direction) as shown in Figure 1-4(b). Both NN_1 in Figure 1-4(a) and NN_1' in Figure 1-4(b) indicate the neutral plane. Both AB and $C'D'$ in Figure 1-4(b) cross each other at the point O by extending both the lines. NN_1' is on an arc, and its radius of curvature is r . Obtain the normal strain ϵ_x on PQ' by using r and z^* , supposing that the coordinate of PQ in the z -axis is z^* .

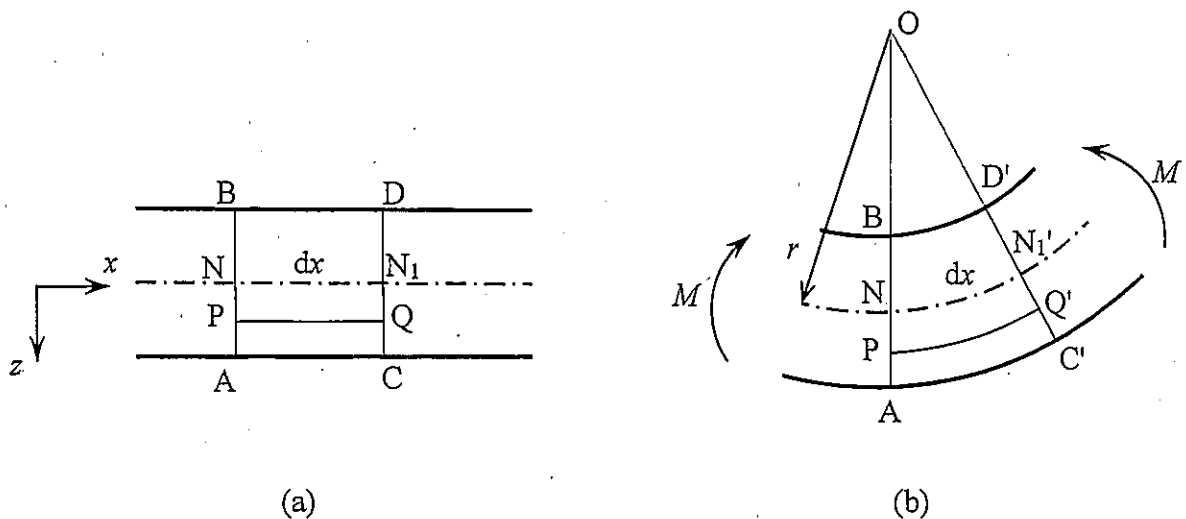


Figure 1-4

- (3) Suppose that the deflection in the z -axis is w , the moment of inertia of area around the y -axis is I and the bending moment on the y - z plane is M . Derive the formula (1), which is the fundamental equation of beam bending under the condition that the angle of inclination slope is sufficiently small. Use the formula (2), which is derived from the geometrical relation, if necessary.

$$M = -EI \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (1)$$

$$\frac{1}{r} = -\frac{d^2 w}{dx^2} \quad (2)$$

- (4) Obtain the deflection w evoked by the own weight of the beam.
- (5) Obtain the distribution of the normal stress σ_x along the z -axis, which is evoked at the cross section at $x = \frac{L}{2}$.
- (6) Obtain the distribution of the normal strain ϵ_y along the z -axis, which is evoked at the cross section at $x = \frac{L}{2}$.

Problem 2

Answer both of the following Questions I and II. Use one answer sheet for Question I and use another answer sheet for Question II.

I. As shown in Figure 2-1, consider a single pendulum of one degree of freedom, where the mass of the pendulum is m_1 , distance from the supporting point O to the center of mass G is l_1 , and the swing angle is θ . The single pendulum is attached by the dynamic damper whose mass, spring constant, and damping constant are m_2 , k , and c , respectively. The dynamic damper can move along the slider in the radial direction with negligible friction, and when the single pendulum is at rest vertically downwards, the center of mass of the weight is located at a position l_2 apart from the supporting point O . The displacement of the weight from the position of static equilibrium is u . Gravity g works vertically downwards. When an impulsive force in the x -direction was applied to the center of mass G of the single pendulum at the static equilibrium state, the single pendulum started to swing and the weight of the dynamic damper started to oscillate along the slider. Answer the following questions.

- (1) Describe the kinetic energy and the potential energy of the system with the static equilibrium position as a reference point, and describe the Lagrangian.
- (2) Derive the equations of motion for rotation and translation using the Lagrangian. Note that the damping force is a non-conservative force.
- (3) Describe the damping force to suppress the swing of the single pendulum generated by the radial velocity of the weight of the dynamic damper.
- (4) Assume that the natural angular frequency Ω of the single pendulum with the dynamic damper is a constant independent of the position of the dynamic damper's weight. Describe the relationship among m_2 , k , and Ω to most effectively excite the oscillation of the weight of the dynamic damper.

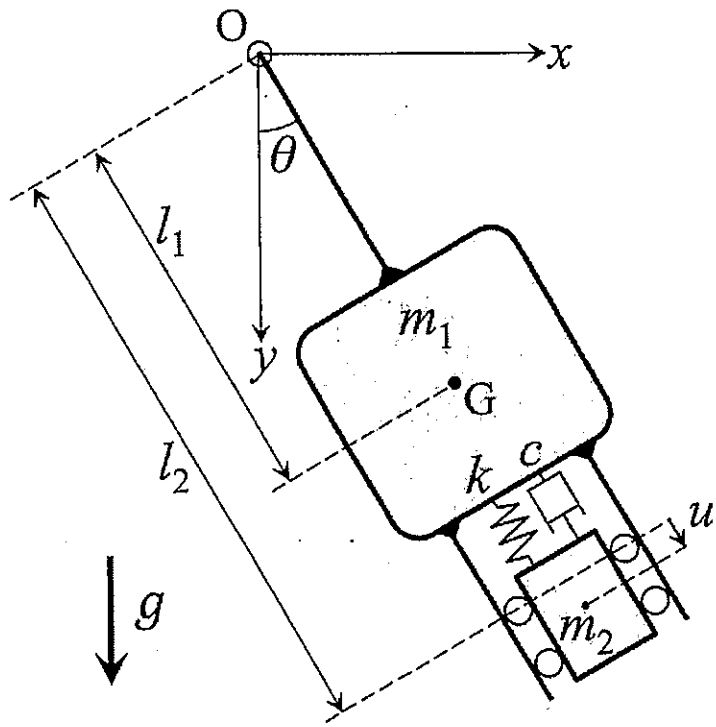


Figure 2-1

II. Consider a single pendulum which consists of the spherical weight and the rigid rod connected to the fulcrum point P , swinging in the YZ plane as shown in Figure 2-2. The spherical weight at the end of the single pendulum includes a gyro system consisting of a rotor (a circular disk with a uniform density and negligible thickness), a gimbal and motors. The motor 1 rotates the rotor and the motor 2 drives the gimbal. The rotor mass is m , the weight mass including the rotor is M , and mass of other components is negligible. The center of gravity of the weight including the rotor corresponds to the center of the spherical weight O . The one coordinate system, $O-xyz$, is fixed to the rotor, and another coordinate system, $O-XYZ$, is fixed to the weight. The y -axis corresponds to the Y -axis. The distance from the fulcrum point P to the center of gravity of the weight is l , the swing angle of the single pendulum is ϕ , the tilt angle of the gimbal is θ , the angular velocity of the rotor about the z -axis is ω (constant), the rotor radius is r , and the disturbance torque input to the single pendulum is T_{ex} . Gravity g works vertically downwards. ϕ , $\dot{\phi}$, θ and $\dot{\theta}$ are 0 in the initial state. Answer the following questions.

- (1) Determine inertia moments of the rotor I_y about the y -axis and I_z about the z -axis.
- (2) Derive equation of motion of the rotor about the y -axis and equation of motion of the single pendulum. Here, the torque generated by the motor 2 is T_m , and use the rotor inertia moments, I_y about the y -axis and I_z about the z -axis, respectively.
- (3) Derive the transfer function from the disturbance torque T_{ex} about the fulcrum point P to the swing angle of the single pendulum ϕ , when T_m in proportion to $\dot{\theta}$ is input to the system. The proportional constant is K_1 . Here, both ϕ and θ are small enough to use the following approximations; $\sin \phi \approx \phi$, $\cos \theta \approx 1$. Ignore $\dot{\theta}$ -related term(s).
- (4) Derive the transfer function from the disturbance torque T_{ex} about the fulcrum point P to the swing angle of the single pendulum ϕ , when T_m in proportion to θ is input to the system. The proportional

Problem 3

Answer all of the following Questions I, II and III. Use one answer sheet for Question I and use another answer sheet for Questions II and III.

I. Consider fastening a bolt with a square thread. Answer the following questions.

Figure 3-1 shows a model of a thread part when the bolt with the square thread is fastened. The thread part of the bolt is assumed as a slope, and an internal thread slides and climbs the slope. The lead angle and the coefficient of static friction at the thread part are θ and μ , respectively. The forces F , W and f correspond to the force to rotate the internal thread in the tangential direction, the axial force and the friction force, respectively.

- (1) Obtain the smallest coefficient of static friction μ using θ , so that the bolt is not spontaneously loosened without bolt-loosening force, i.e., $F = 0$.
- (2) Obtain F required to fasten the bolt using W , μ and θ .

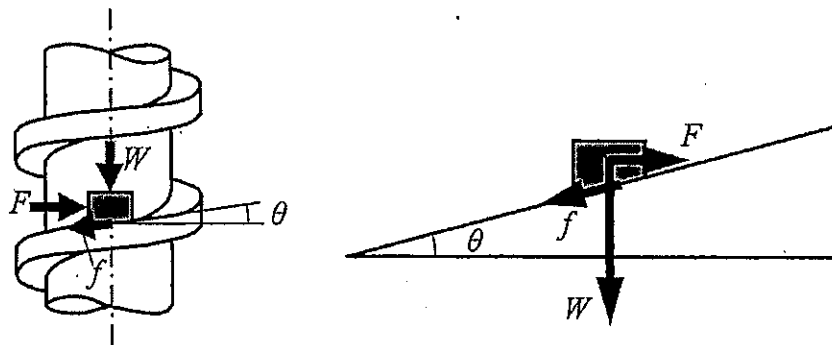


Figure 3-1

Next, consider fastening plates using a bolt and a nut with square thread. Two plates are fastened by the bolt and the nut, and an external force P is applied in the direction parallel to the plates, as shown in Figure 3-2. Note that the nominal diameter of the thread is d , and the plates are rigid bodies.

- (3) Obtain the smallest d so that the shear stress in the bolt does not exceed the allowable shear stress of the bolt when the friction force between the two

plates is ignored. Write the answer using the external force P and the allowable shear stress of the bolt σ_s . Note that the diameter of the bolt at the position where the shear force is applied is d , and ignore the leaning of the bolt.

- (4) In practical fixing of plates, the plates are fixed by the friction between the plates. In order to prevent the plates from sliding, an axial force of the bolt which generates the friction force is required. Obtain the smallest d , using the external force P , the yield stress of the bolt σ_a , the coefficient of static friction between the plates μ' and the safety factor S , so that the bolt is not yielded by the axial force of the bolt. Note that the root diameter of the bolt, i.e., the diameter of the cross section contributing to the yield of the bolt, is a times d ($a < 1$).
- (5) In the case of Question (4), determine the smallest d [mm], when $P=900$ N, $\sigma_a=300$ MPa, $a=0.8$, $\mu'=0.4$ and $S=2$. Note that d is an integer.
- (6) In the case of Question (4), obtain the smallest fastening torque to generate an axial force W' for fixing the plates, using the axial force W' , the nominal diameter of the thread d , the coefficient of static friction of the thread μ , and a . Assume that F in the model in Question (2) represents the force at the effective diameter of the thread, $\frac{1+a}{2}d$. The pitch of the thread is assumed to be $(1-a)d$.
- (7) Consider the plates are fastened by a bolt whose nominal diameter of the thread is d obtained in Question (5). Determine the smallest fastening torque with two-digit accuracy, so that the plates do not slide even though an external force $P=900$ N is applied, using the result in Question (6). Note that $\mu=0.20$, $\mu'=0.40$ and $a=0.80$.

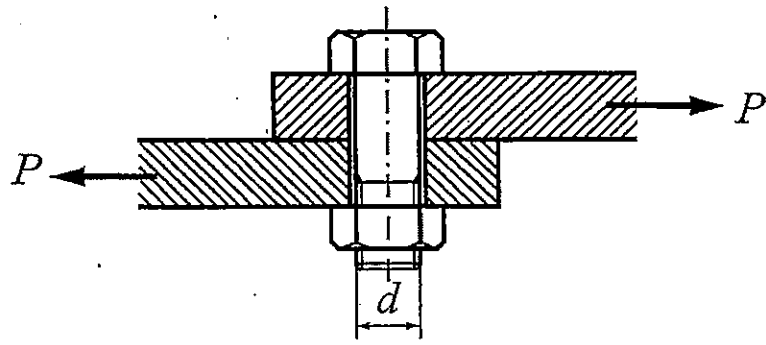


Figure 3-2

II. Consider fixing a seat post to a frame of a bicycle using a bolt, as shown in Figure 3-3. Figure 3-4 shows a simplified model of a cross section of the fixed part. Answer the following questions.

- (1) When a force of 1.0 kN is applied in the axial direction of the seat post, determine the axial force of the bolt, with two-digit accuracy, required to prevent the seat post from sliding. Here, the coefficient of friction in the contact area between the seat post and the clamping part is 0.40, the safety factor is 2.0 and the outer diameter of the seat post is 30 mm. Note that the thickness of the clamping part is much smaller than the outer diameter of the seat post, and the bolt is close to the contact area, i.e., the axial force of the bolt is equivalent to the tension of the clamping part.
- (2) When the bolt is fastened until the axial force reaches the value obtained in Question (1), determine the smallest torque M that causes the seat post to rotate, with two-digit accuracy.

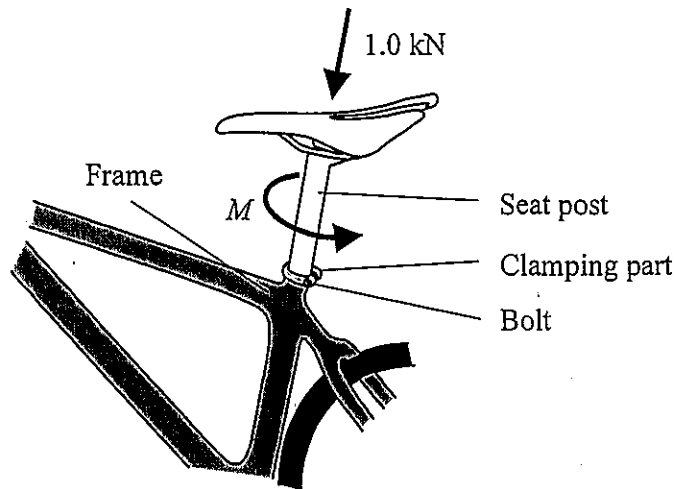


Figure 3-3

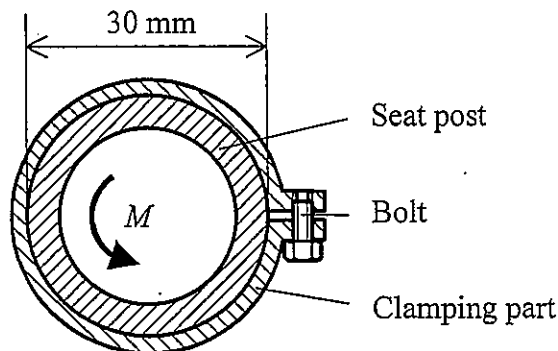


Figure 3-4

III. Answer the following questions about practical fastening using a hexagon head bolt and a hexagon head nut. Note that the threads of the bolt and the nut are triangular threads.

- (1) When a fastened bolt fails due to an axial force, show the position where the failure most likely occurs, by drawing a cross-sectional diagram of the fastened bolt and the fastened nut, and explain the reason in around 30 words.
- (2) In general, fastening force of a bolt and a nut is controlled by the fastening torque instead of the axial force. Describe one advantage and one disadvantage of this method in around 30 words, respectively.
- (3) A fastened bolt and a fastened nut can be loosened due to a repetitive load in the direction perpendicular to the axis. Give two examples of the methods that suppress the bolt loosening, and describe the reason(s) in around 30 words for each.
- (4) Mass-produced small bolts are generally manufactured by rolling process instead of cutting process. Describe two advantages of the rolling process in around 30 words.