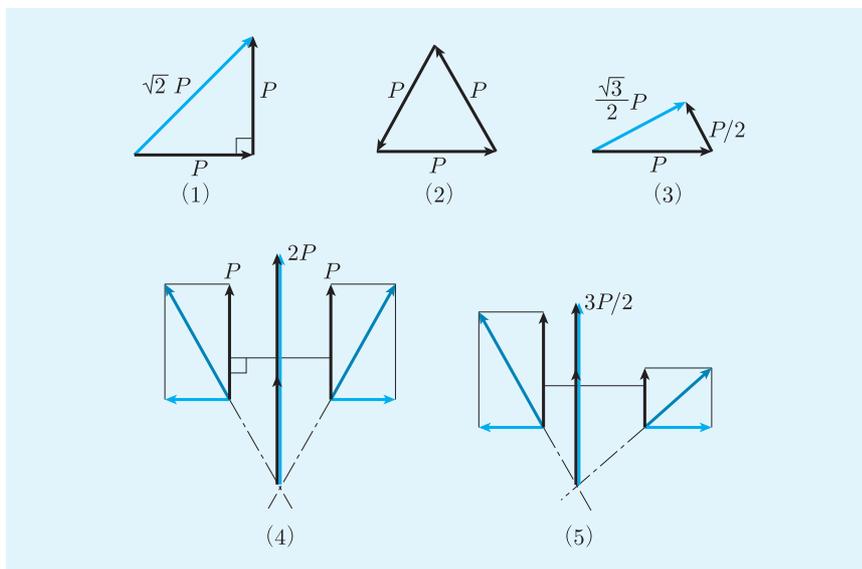


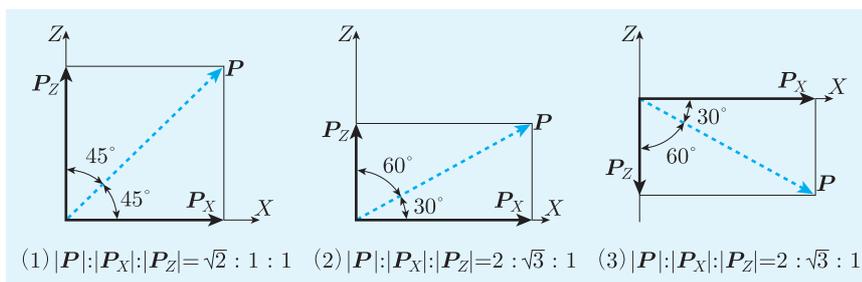
問題略解

第1章

1 下図のようになる .



2 三角形の相似から , それぞれ , 下記のようになる .



3 それぞれの力を一旦 $X-Z$ 方向に分解した後、それぞれの成分を足し合わせる。

$$(1) \quad \mathbf{P}_2 + \mathbf{P}_1 = \begin{bmatrix} P \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P \\ P \end{bmatrix}$$

$$(2) \quad \mathbf{P}_2 + \mathbf{P}_1 + \mathbf{P}_3 = \begin{bmatrix} P \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{2}P \\ \frac{\sqrt{3}}{2}P \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{2}P \\ -\frac{\sqrt{3}}{2}P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$(3) \quad \mathbf{P}_1 + \mathbf{P}_2 = \begin{bmatrix} P \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{4}P \\ \frac{\sqrt{3}}{4}P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{3}{4}P \\ \frac{\sqrt{3}}{4}P \end{bmatrix}$$

$$(4) \quad \mathbf{P}_1 + \mathbf{P}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ P \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 2P \end{bmatrix}$$

ただし、作用線はバリニオンの定理を用いて求める。

点 A 周りのモーメント：

$$\sum P_i a_i = P \times 0 + P \times a = Pa \Leftrightarrow 2P \times x$$

となり、

$$x = \frac{a}{2}$$

$$(5) \quad \mathbf{P}_1 + \mathbf{P}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ P \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{2}P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{3}{2}P \end{bmatrix}$$

ただし、作用線はバリニオンの定理を用いて求める。

点 A 周りのモーメント：

$$\sum P_i a_i = P \times 0 + \frac{1}{2}P \times a = \frac{1}{2}Pa \Leftrightarrow \frac{3}{2}P \times x$$

となり、

$$x = \frac{a}{3}$$

4 [大きさ：面積],[作用線の位置：重心位置]の関係を用いて、

- (1) 大きさ； pa ，作用線の位置；辺長比 1：1 の点
- (2) 大きさ； $pa/2$ ，作用線の位置；辺長比 2：1 の点
- (3) この場合には台形を 2 つの三角形に分割して考える。

P_1 について, 大きさ; $pa/2$, 作用線の位置; 辺長比 2:1

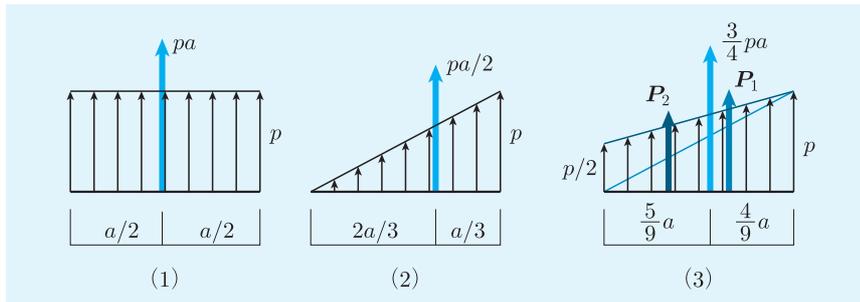
P_2 について, 大きさ; $pa/4$, 作用線の位置; 辺長比 1:2

P_1, P_2 の合力を求める.

大きさ; $pa/2 + pa/4 = 3pa/4$

作用線の位置; バリニオンの定理から,

$$\sum P_i a_i = \frac{pa}{2} \times \frac{2a}{3} + \frac{pa}{4} \times \frac{a}{3} = \frac{5pa^2}{12} \Leftrightarrow \frac{3pa}{4} \times x, \quad x = \frac{5a}{9}$$



第2章

1 まず, 判別式を用いて検討する.

(1) $n = 3$

$$s = 1$$

$$r = 0$$

$$k = 2$$

$$m = 3 + 1 + 0 - 2 \times 2 = 0$$

よって安定 (静定).

(2) $n = 3$

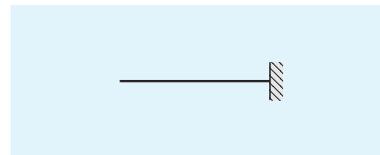
$$s = 1$$

$$r = 0$$

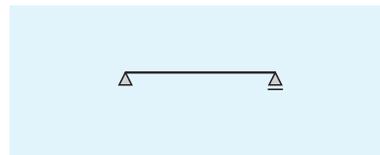
$$k = 2$$

$$m = 3 + 1 + 0 - 2 \times 2 = 0$$

よって安定 (静定).



(1)



(2)

4

問題略解

(3) $n = 4$

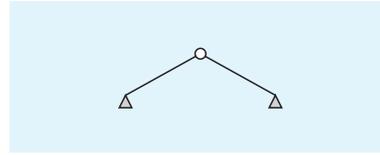
$s = 2$

$r = 0$

$k = 3$

$m = 4 + 2 + 0 - 2 \times 3 = 0$

よって安定 (静定).



(3)

(4) $n = 2$

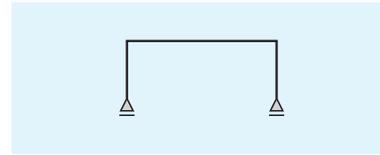
$s = 3$

$r = 2$

$k = 4$

$m = 2 + 3 + 2 - 2 \times 4 = -1$

よって不安定.



(4)

(5) $n = 4$

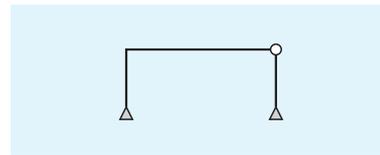
$s = 3$

$r = 1$

$k = 4$

$m = 4 + 3 + 1 - 2 \times 4 = 0$

よって安定 (静定).



(5)

(6) $n = 3$

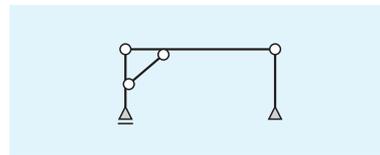
$s = 6$

$r = 2$

$k = 6$

$m = 3 + 6 + 2 - 2 \times 6 = -1$

よって不安定.



(6)

(7) $n = 4$

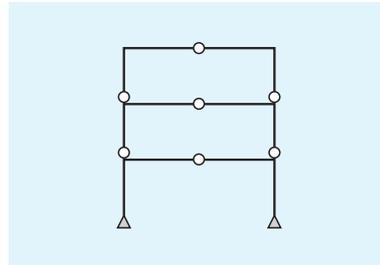
$s = 12$

$r = 6$

$k = 11$

$m = 4 + 12 + 6 - 2 \times 11 = 0$

よって安定（静定）.



(7)

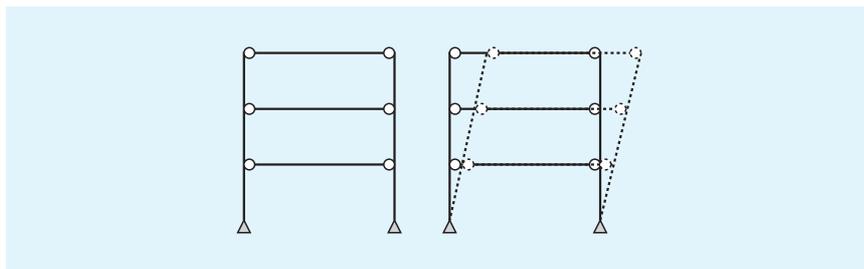
(8) $n = 4$

$s = 9$

$r = 4$

$k = 8$

$m = 4 + 9 + 4 - 2 \times 8 = 1$

 m は正となるが、この場合には図のように過大な変形が発生するために不安定と判断される.

(8)

第3章

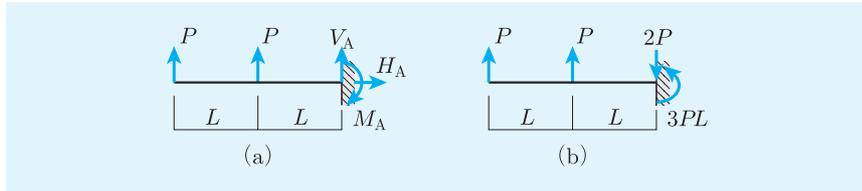
1 (1) 次の図(a)において, $\sum X = +H_A = 0$

$$\sum Z = +P + P + V_A = 0$$

$$\sum_A M = +P \times (2L) + P \times L + M_A = 0$$

以上より, $H_A = 0, V_A = -2P, M_A = -3PL$

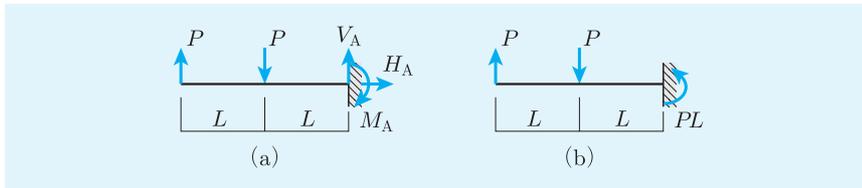
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (2) \quad \text{次の図 (a) において, } \sum X &= +H_A = 0 \\
 \sum Z &= +P - P + V_A = 0 \\
 \sum_A M &= +P \times (2L) - P \times L + M_A = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0, V_A = 0, M_A = -PL$

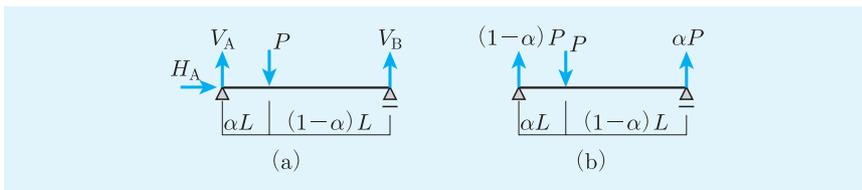
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (3) \quad \sum X &= +H_A = 0 \\
 \sum Z &= +V_A - P + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +P \times (\alpha L) - V_B \times L = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0, V_A = (1 - \alpha)P, V_B = +\alpha P$

符号に注意すると, (b) のようになる.

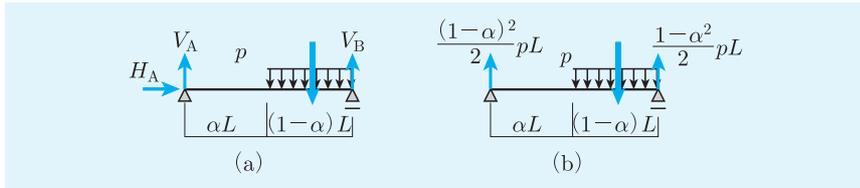


$$\begin{aligned}
 (4) \quad \sum X &= +H_A = 0 \\
 \sum Z &= +V_A - (1 - \alpha)pL + V_B = 0
 \end{aligned}$$

$$\sum_A M = +(1-\alpha)pL \times \left(\alpha + \frac{1-\alpha}{2} \right) L - V_B \times L = 0$$

以上より, $H_A = 0$, $V_A = +\frac{(1-\alpha)^2}{2}pL$, $V_B = +\frac{1-\alpha^2}{2}pL$

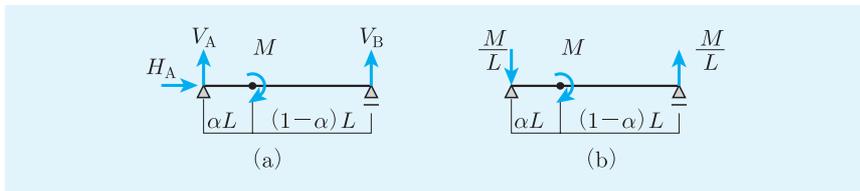
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$(5) \quad \begin{aligned} \sum X &= +H_A = 0 \\ \sum Z &= +V_A + V_B = 0 \\ \sum_A M &= +M - V_B \times L = 0 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0$, $V_A = -\frac{M}{L}$, $V_B = +\frac{M}{L}$

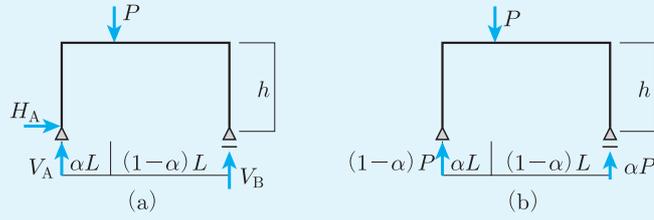
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$(6) \quad \begin{aligned} \sum X &= +H_A = 0 \\ \sum Z &= +V_A - P + V_B = 0 \\ \sum_A M &= +P \times (\alpha L) - V_B \times L = 0 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0$, $V_A = (1-\alpha)P$, $V_B = +\alpha P$

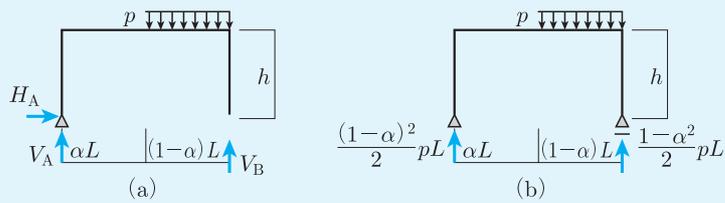
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (7) \quad \sum X &= +H_A = 0 \\
 \sum Z &= +V_A - (1-\alpha)pL + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +(1-\alpha)pL \times \left(\alpha + \frac{1-\alpha}{2}\right)L - V_B \times L = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0$, $V_A = +\frac{(1-\alpha)^2}{2}pL$, $V_B = +\frac{1-\alpha^2}{2}pL$

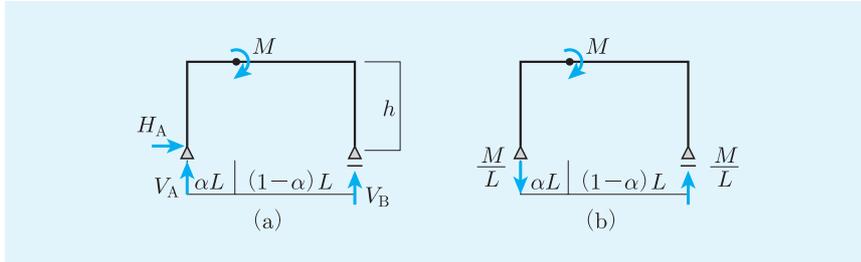
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (8) \quad \sum X &= +H_A = 0 \\
 \sum Z &= +V_A + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +M - V_B \times L = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0$, $V_A = -\frac{M}{L}$, $V_B = +\frac{M}{L}$

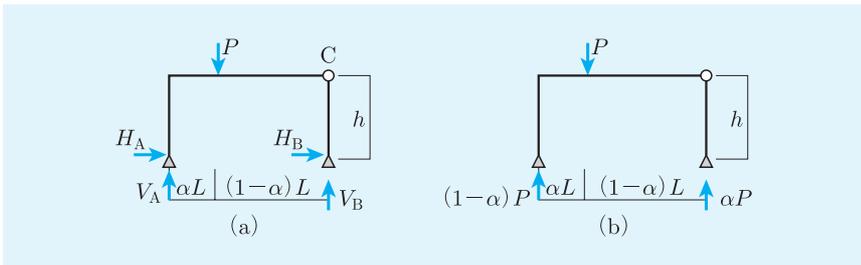
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (9) \quad \sum X &= +H_A + H_B = 0 \\
 \sum Z &= +V_A - P + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +P \times (\alpha L) - V_B \times L = 0 \\
 \sum_C M_{\text{右}} &= -H_B \times h + V_B \times 0 = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = H_B = 0, V_A = (1 - \alpha)P, V_B = +\alpha P$

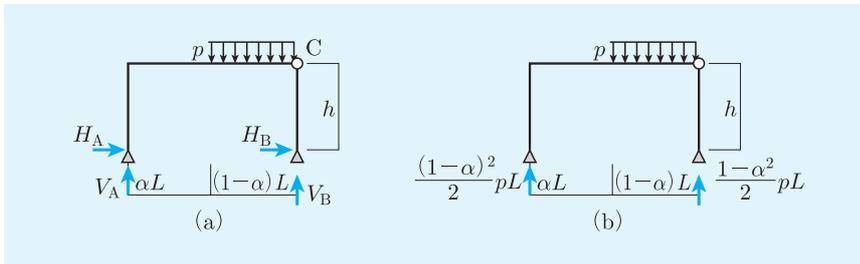
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (10) \quad \sum X &= +H_A + H_B = 0 \\
 \sum Z &= +V_A - (1 - \alpha)pL + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +(1 - \alpha)pL \times \left(\alpha + \frac{1 - \alpha}{2} \right) L - V_B \times L = 0 \\
 \sum_C M_{\text{右}} &= -H_B \times h + V_B \times 0 = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = H_B = 0, V_A = +\frac{(1 - \alpha)^2}{2}pL, V_B = +\frac{1 - \alpha^2}{2}pL$

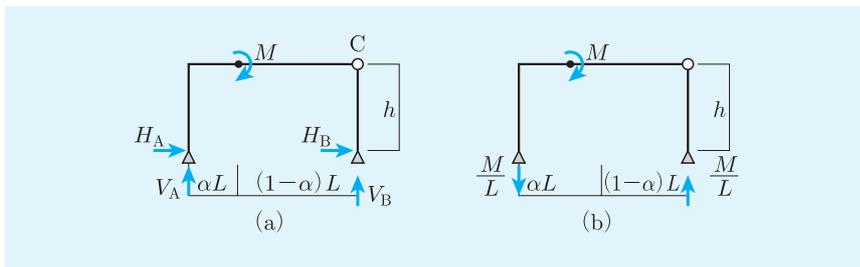
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (11) \quad \sum X &= +H_A + H_B = 0 \\
 \sum Z &= +V_A + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +M - V_B \times L = 0 \\
 \sum_C M_{\text{右}} &= -H_B \times h + V_B \times 0 = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0, H_B = 0, V_A = -\frac{M}{L}, V_B = +\frac{M}{L}$

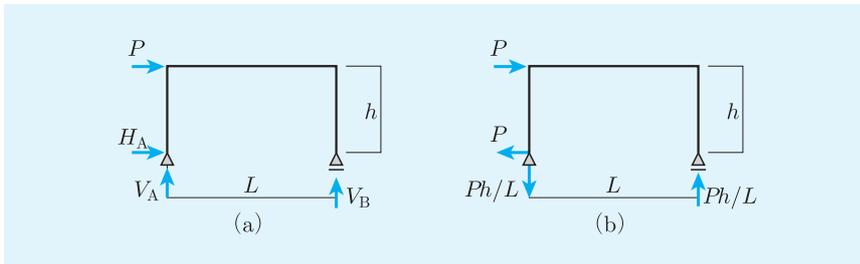
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$\begin{aligned}
 (12) \quad \sum X &= +H_A + P = 0 \\
 \sum Z &= +V_A + V_B = 0 \\
 \sum_A M &= +P \times h - V_B \times L = 0
 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = -P, V_A = -\frac{Ph}{L}, V_B = +\frac{Ph}{L}$

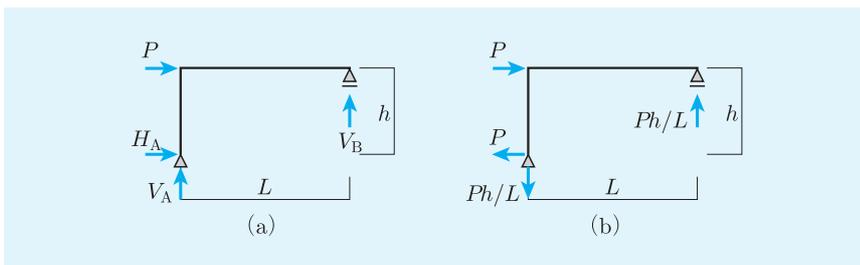
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$(13) \quad \begin{aligned} \sum X &= +H_A + P = 0 \\ \sum Z &= +V_A + V_B = 0 \\ \sum_A M &= +P \times h - V_B \times L = 0 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = -P, \quad V_A = -\frac{Ph}{L}, \quad V_B = +\frac{Ph}{L}$

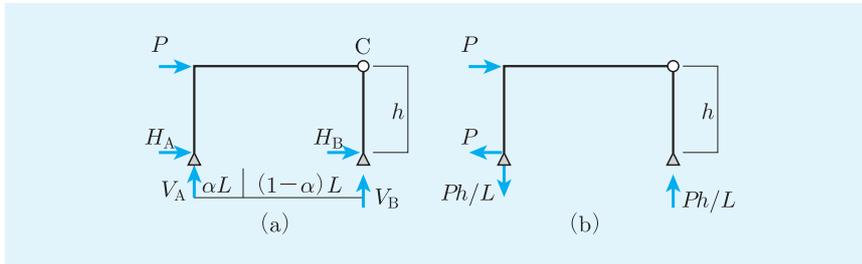
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$(14) \quad \begin{aligned} \sum X &= +H_A + H_B + P = 0 \\ \sum Z &= +V_A + V_B = 0 \\ \sum_A M &= +P \times h - V_B \times L = 0 \\ \sum_C M_{\text{右}} &= -H_B \times h + V_B \times 0 = 0 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = -P, \quad H_B = 0, \quad V_A = -\frac{Ph}{L}, \quad V_B = +\frac{Ph}{L}$

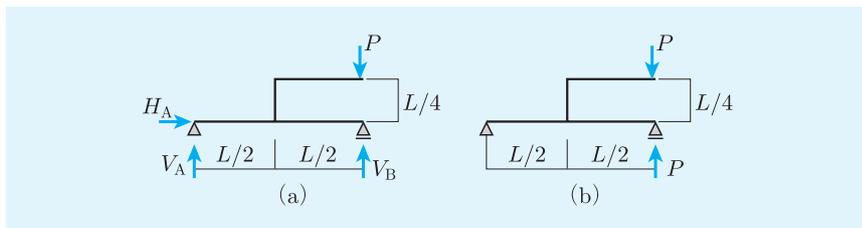
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$(15) \quad \begin{aligned} \sum X &= +H_A = 0 \\ \sum Z &= +V_A - P + V_B = 0 \\ \sum_A M &= +P \times L - V_B \times L = 0 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0, V_A = 0, V_B = +P$

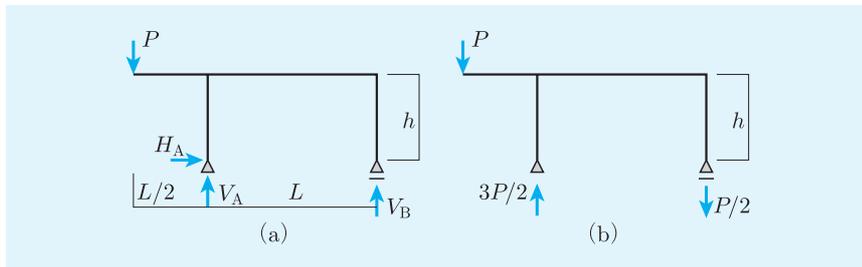
符号に注意すると, (b) のようになる.



$$(16) \quad \begin{aligned} \sum X &= +H_A = 0 \\ \sum Z &= -P + V_A + V_B = 0 \\ \sum_A M &= -P \times \frac{L}{2} - V_B \times L = 0 \end{aligned}$$

以上より, $H_A = 0, V_B = +\frac{3P}{2}, V_A = -\frac{P}{2}$

符号に注意すると, (b) のようになる.



(17)

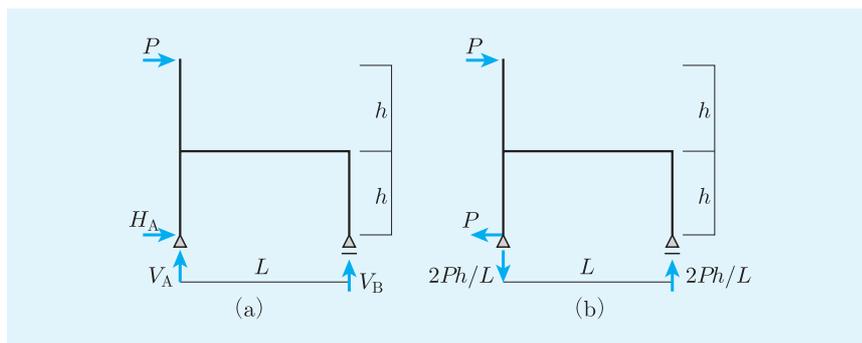
$$\sum X = +P + H_A = 0$$

$$\sum Z = +V_A + V_B = 0$$

$$\sum_A M = +P \times 2h - V_B \times L = 0$$

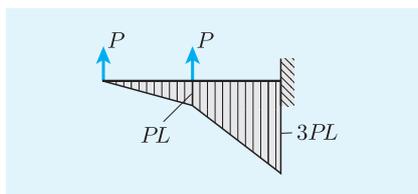
以上より, $H_A = -P, V_A = -\frac{2Ph}{L}, V_B = +\frac{2Ph}{L}$

符号に注意すると, (b) のようになる.

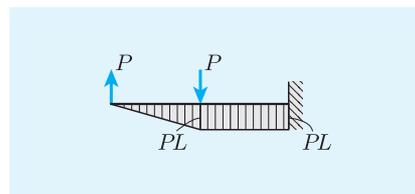


2 以下の3を参照.

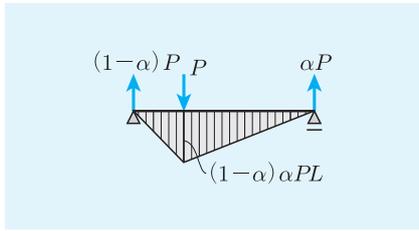
3 (9), (10), (11), (13), (14) は省略.



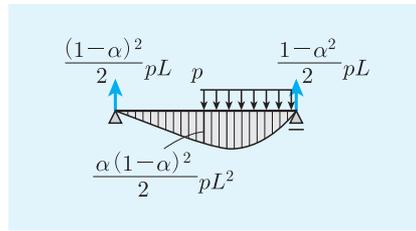
(1)



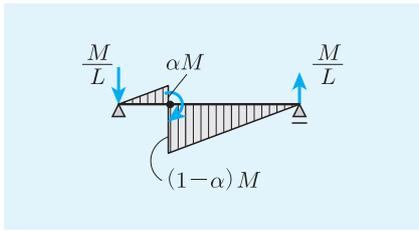
(2)



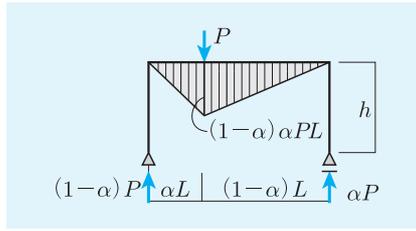
(3)



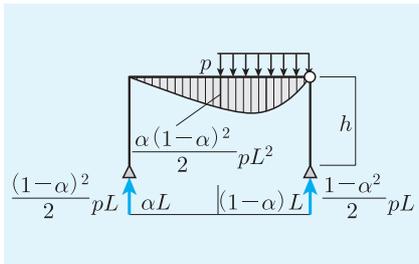
(4)



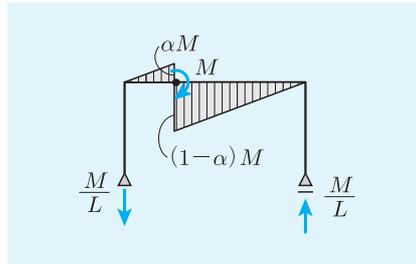
(5)



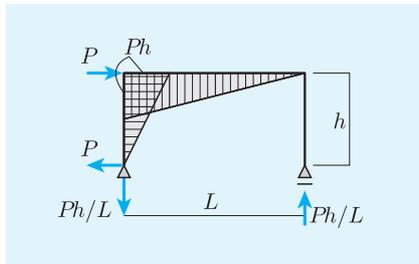
(6)



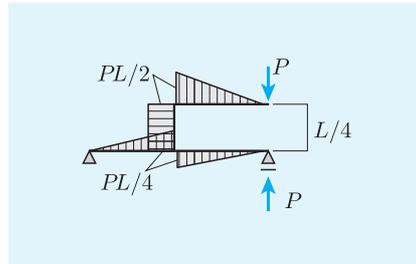
(7)



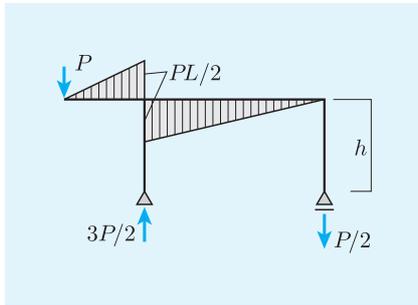
(8)



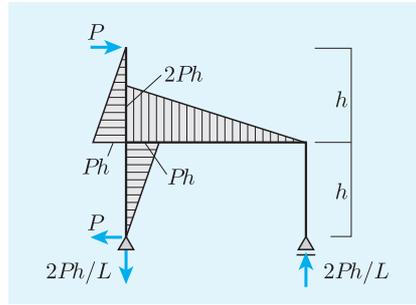
(12)



(15)

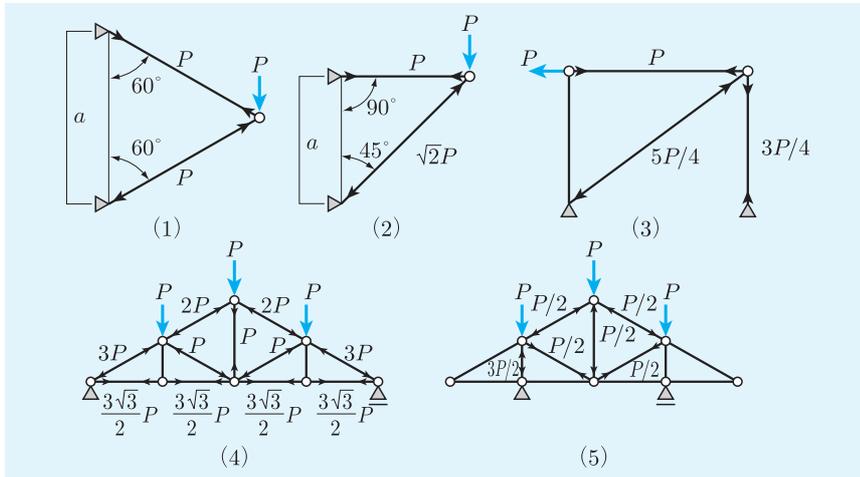


(16)



(17)

4 下図のようになる .



$$5 \quad \sum Z = +2.5P - P - P - \frac{\sqrt{2}}{2}N_B = 0$$

$$N_B = +\frac{\sqrt{2}}{2}P$$

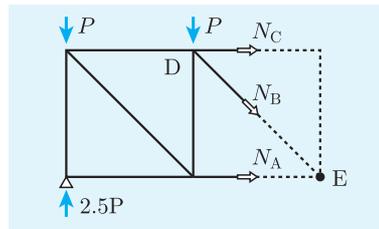
$$\sum_D M = +2.5P \times a - P \times a$$

$$- N_A \times a = 0$$

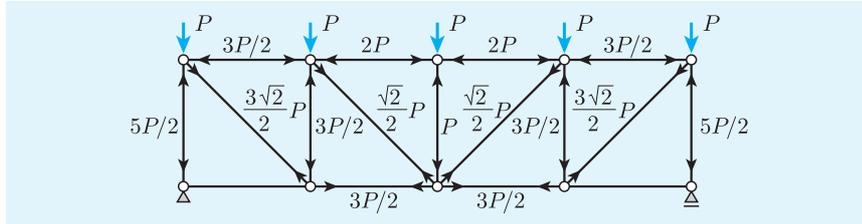
$$N_A = +1.5P$$

$$\sum_E M = +2.5P \times 2a - P \times 2a - P \times a + N_C \times a = 0$$

$$N_C = -2P$$



ちなみにすべての部材の軸力は下記ようになる。



第4章

1 (1) 該当断面の断面力：曲げモーメント； M ，せん断力；ゼロ

$$\text{最大曲げ応力} \quad \sigma_{\max} = \frac{M}{Z} = \frac{M}{\left\{ \frac{B \times (2B)^2}{6} \right\}} = \frac{3M}{2B^3}$$

$$\text{最大せん断応力} \quad \tau_{\max} = k \frac{Q}{A} = 0$$

以上より，

- 点① 垂直応力 $\sigma = -\frac{3M}{2B^3}$ ，せん断応力 $\tau = 0$
- 点② 垂直応力 $\sigma = 0$ ，せん断応力 $\tau = 0$
- 点③ 垂直応力 $\sigma = +\frac{3M}{2B^3}$ ，せん断応力 $\tau = 0$

(2) 該当断面の断面力：曲げモーメント； $3PL$ ，せん断力； $2P$

$$\text{最大曲げ応力} \quad \sigma_{\max} = \frac{M}{Z} = \frac{3PL}{\left\{ \frac{B \times (2B)^2}{6} \right\}} = \frac{9PL}{2B^3}$$

$$\text{最大せん断応力} \quad \tau_{\max} = k \frac{Q}{A} = 1.5 \times \frac{2P}{B \times (2B)} = \frac{3P}{2B^2}$$

以上より，

- 点① 垂直応力 $\sigma = +\frac{9PL}{2B^3}$ ，せん断応力 $\tau = 0$
- 点② 垂直応力 $\sigma = 0$ ，せん断応力 $\tau = \frac{3P}{2B^2}$
- 点③ 垂直応力 $\sigma = -\frac{9PL}{2B^3}$ ，せん断応力 $\tau = 0$

(3) 該当断面の断面力：軸力； Ph/L ，曲げモーメント； $Ph/2$ ，せん断力； P

$$\text{軸応力} \quad \sigma_n = \frac{N}{A} = \frac{Ph/L}{\{B \times (2B)\}} = \frac{Ph}{2B^2L}$$

$$\text{最大曲げ応力} \quad \sigma_{\max} = \frac{M}{Z} = \frac{Ph/2}{\left\{ \frac{B \times (2B)^2}{6} \right\}} = \frac{3Ph}{4B^3}$$

$$\text{最大せん断応力} \quad \tau_{\max} = k \frac{Q}{A} = 1.5 \times \frac{P}{B \times (2B)} = \frac{3P}{4B^2}$$

以上より，

- 点① 垂直応力 $\sigma = \pm \frac{N}{A} \pm \frac{M}{Z} = + \frac{Ph}{2B^2} \left(\frac{1}{L} + \frac{3}{2B} \right)$
せん断応力 $\tau = 0$
- 点② 垂直応力 $\sigma = + \frac{Ph}{2B^2L}$ ，せん断応力 $\tau = \frac{3P}{4B^2}$
- 点③ 垂直応力 $\sigma = \pm \frac{N}{A} \pm \frac{M}{Z} = + \frac{Ph}{2B^2} \left(\frac{1}{L} - \frac{3}{2B} \right)$
せん断応力 $\tau = 0$

2 (1) 図心位置の算定は以下の通り．

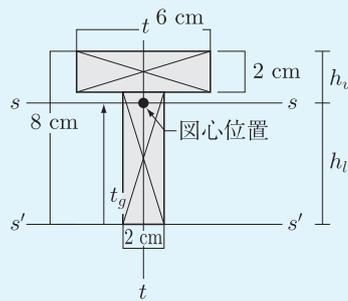
$s'-s'$ 軸から図心までの距離を t_g とする． $s'-s'$ 軸周りの断面 1 次モーメントは，

$$S_{s'} = (6 \times 2) \times \left(6 + \frac{2}{2} \right) + (6 \times 2) \times \left(\frac{6}{2} \right) = 120 \text{ cm}^3$$

$$t_g \text{ は，} \quad t_g = \frac{S_{s'}}{A} = \frac{120}{24} = 5 \text{ cm}$$

となる． $s-s$ 軸周りの断面 2 次モーメントは，

$$I_s = \frac{6 \times 2^3}{12} + (6 \times 2) \times \left(5 - 6 - \frac{2}{2} \right)^2 + \frac{2 \times 6^3}{12} + (2 \times 6) \times \left(5 - \frac{6}{2} \right)^2 = 104 \text{ cm}^4$$



t - t 軸は 2 つの長方形の図心を通っているので、

$$I_s = \frac{6 \times 2^3}{12} + \frac{2 \times 6^3}{12} = 40 \text{ cm}^4$$

断面係数は、

$$Z_{su} = \frac{I_s}{h_u} = \frac{104}{3} \text{ cm}^3$$

$$Z_{sl} = \frac{I_s}{h_l} = \frac{104}{5} \text{ cm}^3$$

$$Z_t = \frac{I_t}{h_u} = \frac{I_t}{h_l} = \frac{40}{3} \text{ cm}^3$$

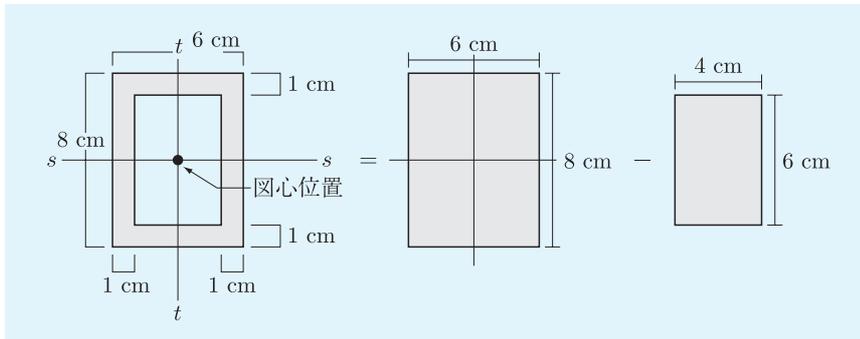
(2) s , t 軸ともに対称軸であるから図心位置は s , t 軸の交点である。

$$I_s = \frac{6 \times 8^3}{12} - \frac{4 \times 6^3}{12} = 184 \text{ cm}^4$$

$$I_t = \frac{8 \times 6^3}{12} - \frac{6 \times 4^3}{12} = 112 \text{ cm}^4$$

$$Z_s = \frac{I_s}{h_u} = \frac{I_s}{h_l} = \frac{184}{4} = 46 \text{ cm}^3$$

$$Z_t = \frac{I_t}{h_u} = \frac{I_t}{h_l} = \frac{112}{3} \text{ cm}^3$$

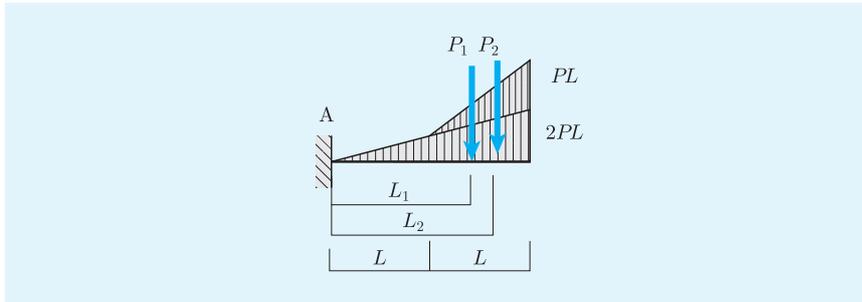


第5章

- 1 (1) モールの定理により求める。モールの定理によれば、曲げモーメントを分布荷重とする自由端・固定端を入れ替えた片持ち梁の該当する点の曲げモーメントがたわみに等しい。そこで、曲げモーメントを分布荷重として考える。ここでは、曲げモーメントを 2 つの分布荷重として取り扱う。それぞれを 1 つの集中荷重 P_1 , P_2

に置換する．

$$P_1 = \frac{1}{2}(2PL) \times (2L) = 2PL^2, \quad P_2 = \frac{1}{2}(PL) \times (L) = \frac{1}{2}PL^2$$



それぞれの作用位置は，

$$L_1 = \frac{2}{3}(2L) = \frac{4}{3}L, \quad L_2 = L + \frac{2}{3}L = \frac{5}{3}L$$

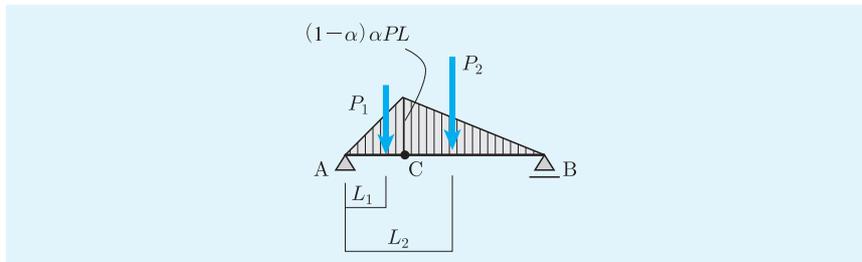
となる．これより点 A の曲げモーメントを求めることでたわみを得ることができる．

$$u_1 = \frac{M}{EI} = \frac{1}{EI} \left(2PL^2 \times \frac{4}{3}L + \frac{1}{2}PL^2 \times \frac{5}{3}L \right) = \frac{7PL^3}{2EI}$$

(2) (1) と同様の方法により，

$$u_2 = \frac{M}{EI} = \frac{1}{EI} \left(PL^2 \times \frac{3}{2}L + \frac{1}{2}PL^2 \times \frac{2}{3}L \right) = \frac{11PL^3}{6EI}$$

(3) 単純梁であるので，支持条件はそのままよい．



$$P_1 = \frac{1}{2}\{(1-\alpha)\alpha PL\} \times \{\alpha L\} = \frac{1}{2}(1-\alpha)\alpha^2 PL^2$$

$$P_2 = \frac{1}{2}\{(1-\alpha)\alpha PL\} \times \{(1-\alpha)L\} = \frac{1}{2}(1-\alpha)^2 \alpha PL^2$$

それぞれの作用位置は，

$$L_1 = \frac{2}{3}\alpha L, \quad L_2 = \alpha L + \frac{1}{3}(1-\alpha)L = \frac{1}{3}(1+2\alpha)L$$

となる．このときの反力は，

$$\sum Z = +V_A - \frac{1}{2}(1-\alpha)\alpha^2 PL^2 - \frac{1}{2}(1-\alpha)^2\alpha PL^2 + V_B = 0$$

$$\begin{aligned} \sum {}_A M &= +V_A \times 0 + \frac{1}{2}(1-\alpha)\alpha^2 PL^2 \times \frac{1}{3}\alpha L \\ &\quad + \frac{1}{2}(1-\alpha)^2\alpha PL^2 \times \frac{1}{3}(1+2\alpha)L - V_B \times L = 0 \end{aligned}$$

より，

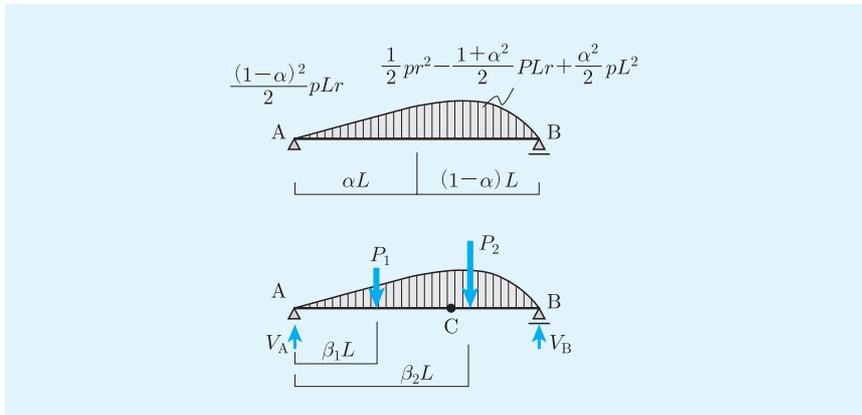
$$V_B = +\frac{(1-2\alpha^2+\alpha^3)\alpha}{6} PL^2, \quad V_A = \frac{(2-3\alpha+2\alpha^2-\alpha^3)\alpha}{6} PL^2$$

点 C における曲げモーメント（たわみ）は，

$$\begin{aligned} u_3 &= \frac{M}{EI} \\ &= \frac{1}{EI} \left\{ \frac{(2-3\alpha+2\alpha^2-\alpha^3)\alpha}{6} PL^2 \times \alpha L - \frac{1}{2}(1-\alpha)\alpha^2 PL^2 \times \frac{1}{3}\alpha L \right\} \\ &= (2-4\alpha+3\alpha^2-\alpha^3)\alpha^2 \frac{PL^3}{6EI} \end{aligned}$$

となる．

- (4) 分布荷重の場合には曲げモーメント図が放物線状になるが，基本的な考え方は (2) と同じである．



$0 < r < \alpha L$ における分布荷重を集中荷重 P_1 に置換する .

$$P_1 = \int_0^{\alpha L} \frac{(1-\alpha)^2}{2} p L r \, dr = \left[\frac{(1-\alpha)^2}{4EI} p L r^2 \right]_0^{\alpha L} = \frac{(1-\alpha)^2 \alpha}{4EI} p L^3$$

この作用位置は , 分布荷重が三角形形状であるので計算するまでもなく , $\beta_1 = \frac{2}{3}\alpha$ である .

$\alpha L < r < L$ における分布荷重を集中荷重 P_2 に置換する .

$$\begin{aligned} P_2 &= -\frac{1}{EI} \int_{\alpha L}^L \left\{ \frac{1}{2} p r^2 - \frac{1+\alpha^2}{2} p L r + \frac{\alpha^2}{2} p L^2 \right\} dr \\ &= -\frac{1}{EI} \left[\frac{1}{6} p r^3 - \frac{1+\alpha^2}{4} p L r^2 + \frac{\alpha^2}{2} p L^2 r \right]_{\alpha L}^L = \frac{(1-\alpha)^3 (1+3\alpha)}{12EI} p L^3 \end{aligned}$$

作用位置は , パリニオンの定理を用いて求められる . すなわち , 分布荷重による点 A 周りのモーメントは ,

$$\begin{aligned} {}_A M_2 &= -\frac{1}{EI} \int_{\alpha L}^L \left\{ \frac{1}{2} p r^3 - \frac{1+\alpha^2}{2} p L r^2 + \frac{\alpha^2}{2} p L^2 r \right\} dr \\ &= -\frac{1}{EI} \left[\frac{1}{8} p r^4 - \frac{1+\alpha^2}{6} p L r^3 + \frac{\alpha^2}{4} p L^2 r^2 \right]_{\alpha L}^L \\ &= \frac{(1-\alpha)^3 (1+3\alpha+4\alpha^2)}{24EI} p L^4 \end{aligned}$$

として計算される . パリニオンの定理により , これが P_2 による点 A 周りのモーメント $P_2 \times \beta_2 L$ に等しいことから , $\beta_2 L$ は ,

$$\beta_2 L = \frac{1}{2} \frac{1+3\alpha+4\alpha^2}{1+3\alpha} L$$

となる . 以上のように求められた P_1, P_2 を用いて支点反力 V_A, V_B を計算する .

$$\begin{aligned} \sum Z &= +V_A - P_1 - P_2 + V_B \\ &= +V_A - \frac{(1-\alpha)^2 \alpha}{4EI} p L^3 - \frac{(1-\alpha)^3 (1+3\alpha)}{12EI} p L^3 + V_B = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum {}_A M &= +P_1 \times \beta_1 L + P_2 \times \beta_2 L - V_B L \\ &= +\frac{(1-\alpha)^2 \alpha^2}{6EI} p L^4 + \frac{(1-\alpha)^3 (1+3\alpha+4\alpha^2)}{24EI} p L^4 - V_B L = 0 \end{aligned}$$

より ,

$$\begin{aligned} V_B &= +\frac{(1-\alpha)^2 (1+2\alpha+5\alpha^2-4\alpha^3)}{24EI} p L^3 \\ V_A &= +\frac{(1-\alpha)^2 (1+8\alpha-11\alpha^2+4\alpha^3)}{24EI} p L^3 \end{aligned}$$

θ_A は点 A のせん弾力であるから , $\theta_A = V_A$ である .

ちなみに点 C のたわみを求めておく .

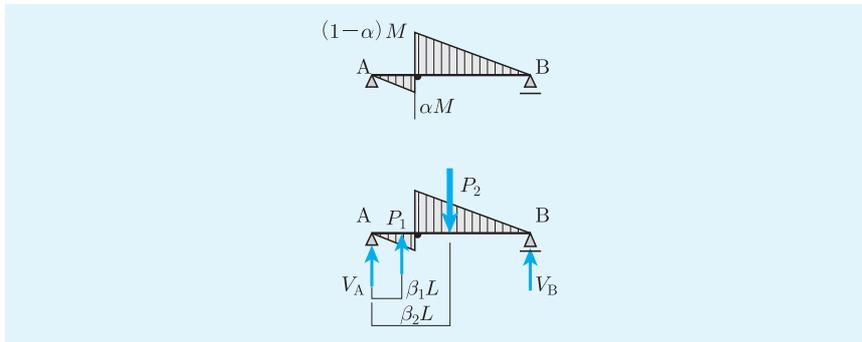
そこで , 点 C での曲げモーメントを計算する .

$$\begin{aligned}\sum_C M &= +V_A \times \alpha L - P_1 \times (\alpha - \beta_1)L \\ &= \frac{\alpha(1-\alpha)^3(1+7\alpha-4\alpha^2)}{24EI} pL^4\end{aligned}$$

これが点 C のたわみとなる .

$$w = \frac{\alpha(1-\alpha)^3(1+7\alpha-4\alpha^2)}{24} \frac{pL^4}{EI}$$

(5) 同様に , モールの定理により求める .



$$P_1 = \frac{1}{2} \alpha M \times \alpha L = \frac{1}{2} \alpha^2 ML$$

P_1 の作用位置 $\beta_1 L$ は , 点 A より $\frac{2}{3} \alpha L$ の位置となる .

$$P_2 = \frac{1}{2} (1-\alpha) M \times (1-\alpha) L = \frac{1}{2} (1-\alpha)^2 ML$$

P_2 の作用位置 $\beta_2 L$ は , 点 A より

$$\alpha L + \frac{1}{3} (1-\alpha) L = \frac{1}{3} (1+2\alpha) L$$

の位置となる . したがって , 反力は ,

$$\begin{aligned}\sum Z &= +V_A + P_1 - P_2 + V_B \\ &= +V_A + \frac{1}{2EI} \alpha^2 ML - \frac{1}{2EI} (1-\alpha)^2 ML + V_B = 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum_A M &= +P_1 \times \beta_1 L + P_2 \times \beta_2 L - V_B L \\ &= -\frac{2}{6EI} \alpha^3 ML + \frac{1+2\alpha}{6EI} (1-\alpha)^2 ML - V_B L = 0\end{aligned}$$

より,

$$V_B = +\frac{1-3\alpha^2}{6EI}ML, \quad V_A = +\frac{2-6\alpha+3\alpha^2}{6EI}ML$$

となる. θ_A は V_A である. ちなみに, 以上の結果を用いて点 C の曲げモーメントを求める.

$$\sum_C M_{\pm} = +V_A \times \alpha L + P_1 \times (\alpha - \beta_1)L = +\frac{\alpha(1-\alpha)(1-2\alpha)}{3} \frac{ML^2}{EI}$$

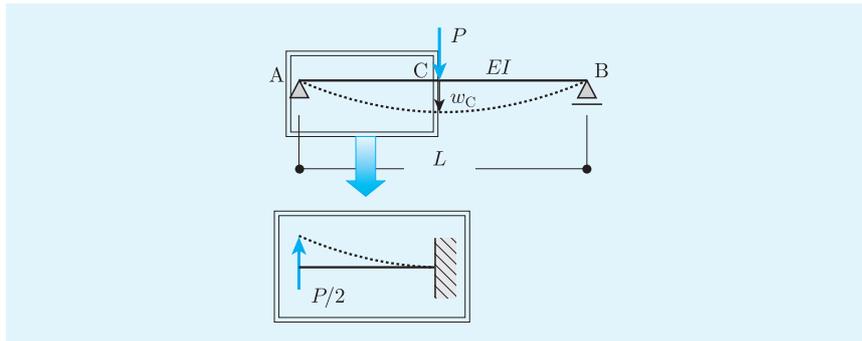
これが点 C のたわみとなる.

$$w = \frac{\alpha(1-\alpha)(1-2\alpha)}{3} \frac{ML^2}{EI}$$

2 図 5.16(b) に示す中央集中荷重を受ける単純梁の左側半分を取り出して考えてみると, 下図のように, 先端に $P/2$ の集中荷重が作用する長さ $L/2$ の片持ち梁に置き換えることができる. したがって, この片持ち梁のたわみは,

$$w_C = \frac{(P/2)(L/2)^3}{3EI} = \frac{PL^3}{48EI}$$

となる. これは単純梁の中央点のたわみに等しい.

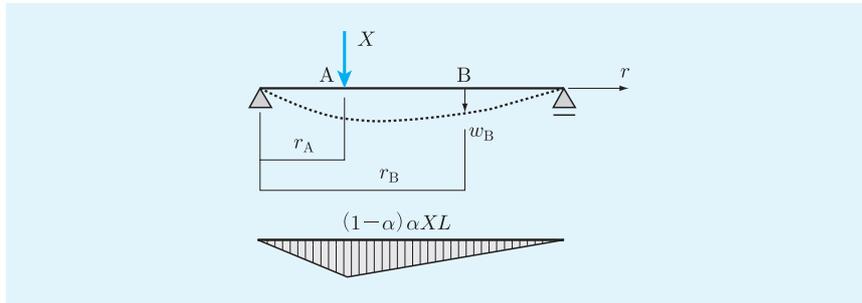


3 点 A の位置を $r = r_A (= \alpha L)$, 点 B の位置を $r = r_B (= \beta L)$ として具体的にたわみを計算する. 点 A に力 X が作用したときの曲げモーメントは 3 章の問題 1(3) にて求めている.

$$M(r) = (1-\alpha)Xr \quad (0 \leq r \leq \alpha L)$$

$$\frac{d\theta}{dr} = \frac{M}{EI} = -\frac{(1-\alpha)Xr}{EI}$$

$$\theta = \int d\theta = -\int \frac{(1-\alpha)Xr}{EI} dr = -\frac{1}{2} \frac{(1-\alpha)X}{EI} r^2 + C_1$$



$$M(r) = \alpha X(r - L) \quad (\alpha L \leq r \leq L)$$

$$\frac{d\theta}{dr} = \frac{M}{EI} = \frac{\alpha X(r - L)}{EI}$$

$$\theta = \int d\theta = \int \frac{\alpha X(r - L)}{EI} dr = \frac{\alpha X}{EI} \left(\frac{1}{2} r^2 - Lr \right) + C_2$$

さらに、たわみは、

$$\begin{aligned} w &= \int dw = \int \left\{ \frac{1}{2} \frac{(1-\alpha)X}{EI} r^2 - C_1 \right\} dr \\ &= \frac{1}{6} \frac{(1-\alpha)X}{EI} r^3 - C_1 r + D_1 \quad (0 \leq r \leq \alpha L) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w &= \int dw = - \int \left\{ \frac{\alpha X}{EI} \left(\frac{1}{2} r^2 - Lr \right) + C_2 \right\} dr \\ &= - \frac{\alpha X}{EI} \left(\frac{1}{6} r^3 - \frac{1}{2} Lr^2 \right) - C_2 r + D_2 \quad (\alpha L \leq r \leq L) \end{aligned}$$

積分定数は、 $r = 0$, $r = L$ において $w = 0$ であること、および $r = r_A$ においてたわみおよび回転角が等しいことを利用して求める。

$$D_1 = 0, \quad w(L) = - \frac{\alpha X}{EI} \left\{ \frac{1}{6} (L)^3 - \frac{1}{2} L(L)^2 \right\} - C_2(L) + D_2 = 0$$

$$\theta_A = - \frac{1}{2} \frac{(1-\alpha)X}{EI} (\alpha L)^2 + C_1, \quad \theta_A = \frac{\alpha X}{EI} \left\{ \frac{1}{2} (\alpha L)^2 - L(\alpha L) \right\} + C_2$$

$$w_A = \frac{1}{6} \frac{(1-\alpha)X}{EI} (\alpha L)^3 - C_1(\alpha L)$$

$$w_A = - \frac{\alpha X}{EI} \left(\frac{1}{6} (\alpha L)^3 - \frac{1}{2} L(\alpha L)^2 \right) - C_2(\alpha L) + D_2$$

より、

$$C_1 - C_2 = \frac{1}{2} (1-\alpha) \alpha^2 \frac{XL^2}{EI} + \frac{1}{2} \alpha^3 \frac{XL^2}{EI} - \alpha^2 \frac{XL^2}{EI}$$

$$= -\frac{1}{2}\alpha^2 \frac{XL^2}{EI}$$

$$\alpha C_1 + C_2(1 - \alpha) = -\frac{1}{3}\alpha(\alpha^2 - 1) \frac{XL^2}{EI}$$

$$C_2 = \frac{1}{3}\alpha \left(\frac{1}{2}\alpha^2 + 1 \right) \frac{XL^2}{EI}$$

$$C_1 = -\frac{1}{6}(-2 + 3\alpha - \alpha^2) \alpha \frac{XL^2}{EI} + D_2 = \frac{1}{6}(\alpha^3) \frac{XL^3}{EI}$$

よって、たわみは、

$$w = \frac{1}{6} \frac{X}{EI} \{ (1 - \alpha)r^3 - (2 - 3\alpha + \alpha^2)\alpha L^2 r \} \quad (0 \leq r \leq \alpha L) \quad (i)$$

$$w = \frac{1}{6} \frac{X}{EI} \left\{ -\alpha r^3 + 3\alpha L r^2 - 2\alpha \left(\frac{1}{2}\alpha^2 + 1 \right) L^2 r + \alpha^3 L^3 \right\}$$

$$(\alpha L \leq r \leq L) \quad (ii)$$

つまり、点 B のたわみは、式 (ii) に点 B の位置 βL を代入することにより求められる。

$$w = \frac{1}{6} \frac{X}{EI} \left\{ -\alpha(\beta L)^3 + 3\alpha L(\beta L)^2 - 2\alpha \left(\frac{1}{2}\alpha^2 + 1 \right) L^2(\beta L) + \alpha^3 L^3 \right\}$$

$$= \frac{1}{6} \frac{XL^3}{EI} \left\{ -\alpha\beta^3 + 3\alpha\beta^2 - 2\alpha \left(\frac{1}{2}\alpha^2 + 1 \right) \beta + \alpha^3 \right\}$$

次に点 B に力 X が作用した時の点 A のたわみは、上式の α を β とした上で式 (i) に点 A の位置 αL を代入することにより求められる。

$$w = \frac{1}{6} \frac{X}{EI} \left\{ (1 - \beta)(\alpha L)^3 - (2 - 3\beta + \beta^2)\beta L^2(\alpha L) \right\}$$

$$= \frac{1}{6} \frac{XL^3}{EI} \left\{ -\alpha\beta^3 + 3\alpha\beta^2 - \alpha^3\beta - 2\alpha\beta + \alpha^3 \right\}$$

明らかに両者のたわみは等しい。

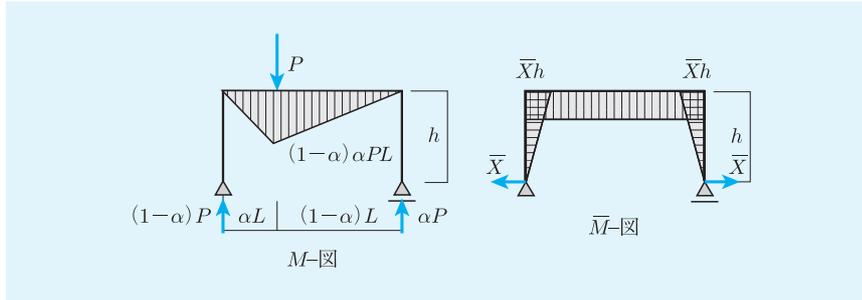
第6章

- 1 (1) 柱の曲げモーメントはゼロであるので、梁についてのみ計算すれば十分である。

$$\bar{X}u_1 = \int_0^L \frac{M\bar{M}}{EI} dr$$

$$\begin{aligned}
 &= \int_0^{\alpha L} \frac{\{-(1-\alpha)Pr\}(-\bar{X}h)}{EI} dr + \int_{\alpha L}^L \frac{\{\alpha Pr - \alpha PL\}(-\bar{X}h)}{EI} dr \\
 &= \frac{(1-\alpha)(1+\alpha-\alpha^2)PL^2h}{2EI} \bar{X}
 \end{aligned}$$

したがって,
$$u_1 = \frac{(1-\alpha)(1+\alpha-\alpha^2)PL^2h}{2EI}$$



(2) 同様に仮想仕事法にて求める．なお, \bar{M} は (1) と共通である．

$$\begin{aligned}
 \bar{X}u_2 &= \int_0^L \frac{M\bar{M}}{EI} dr \\
 &= \int_0^{\alpha L} \frac{\left\{-\frac{(1-\alpha)^2}{2}pLr\right\}(-\bar{X}h)}{EI} dr \\
 &\quad + \int_{\alpha L}^L \frac{\left\{\frac{1}{2}pr^2 - \frac{1+\alpha^2}{2}pLr + \frac{\alpha^2}{2}pL^2\right\}(-\bar{X}h)}{EI} dr \\
 &= \frac{\{-3\alpha^2 + 6\alpha^3 - 3\alpha^4\}pL^3(-\bar{X}h)}{12EI} + \frac{\{-1 + 6\alpha^2 - 8\alpha^3 + 3\alpha^4\}pL^3(-\bar{X}h)}{12EI} \\
 &= \frac{(1-\alpha)^2(1+2\alpha)pL^3h}{12EI} \bar{X}
 \end{aligned}$$

したがって,
$$u_2 = \frac{(1-\alpha)^2(1+2\alpha)pL^3h}{12EI}$$

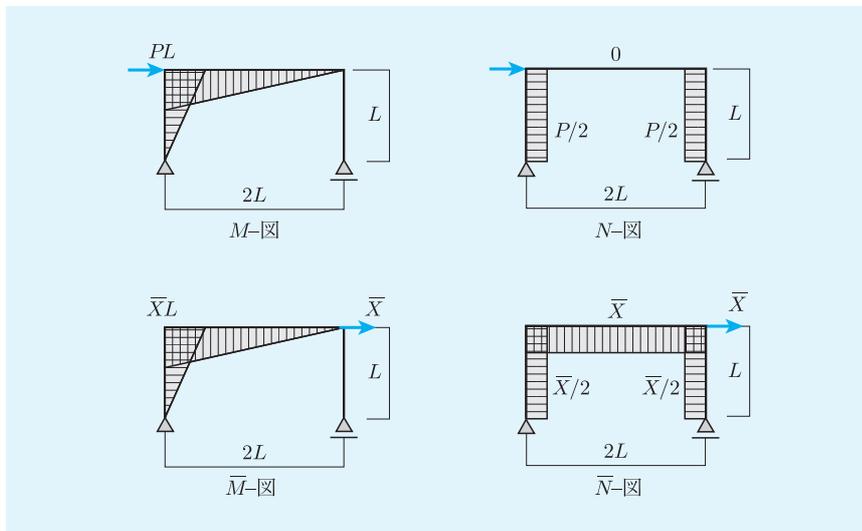
(3) 同様に仮想仕事法にて求める．なお, \bar{M} は (1) と共通である．

$$\bar{X}u_3 = \int_0^L \frac{M\bar{M}}{EI} dr$$

$$\begin{aligned}
&= \int_0^{\alpha L} \frac{\left(\frac{1}{2} \frac{M}{L} r\right) (-\bar{X}h)}{EI} dr + \int_{\alpha L}^L \frac{\left(\frac{1}{2} \frac{M}{L} r - M\right) (-\bar{X}h)}{EI} dr \\
&= \frac{\alpha^2 ML(-\bar{X}h)}{4EI} + \frac{(-3 + 4\alpha - \alpha^2)ML(-\bar{X}h)}{4EI} \\
&= \frac{(3 - 4\alpha)MLh}{4EI} \bar{X}
\end{aligned}$$

したがって,
$$u_3 = \frac{(3 - 4\alpha)MLh}{4EI}$$

2 軸力・曲げ両者による変形を考慮した変位を求める.



$$\begin{aligned}
\bar{X}u &= \int \frac{M\bar{M}}{EI} dr + \int \frac{N\bar{N}}{EA} dr \\
&= \int_0^L \frac{(-Pr)(-\bar{X}r)}{EI} dr + \int_0^{2L} \frac{\left(\frac{1}{2}Pr - PL\right) \left(\frac{1}{2}\bar{X}r - \bar{X}L\right)}{EI} dr \\
&\quad + \int_0^L \frac{\left(\frac{P}{2}\right) \left(\frac{\bar{X}}{2}\right)}{EA} dr + \int_0^{2L} \frac{0 \times \bar{X}}{EA} dr = \left(\frac{PL^3}{EI} + \frac{PL}{4EA}\right) \bar{X}
\end{aligned}$$

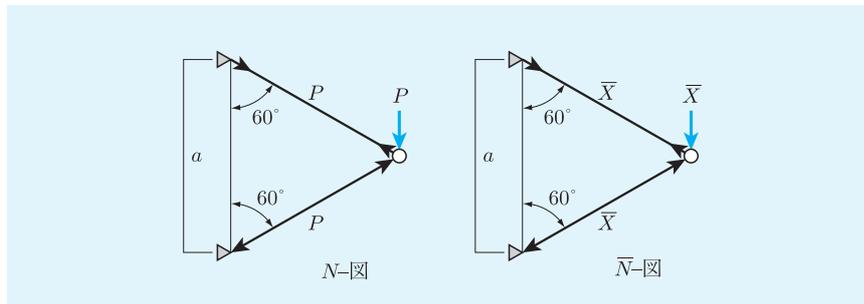
したがって, 変位は,
$$u = \left(1 + \frac{I}{4AL^2}\right) \frac{PL^3}{EI}$$

となる．つまり，変位に及ぼす軸力の影響は $I/(4AL^2)$ の比率として表される．理解しやすいように，柱の断面を 1 辺が $L/10$ の正方形断面とすれば，この比率は，

$$\frac{I}{4AL^2} = \frac{\left\{ \frac{(L/10)^4}{12} \right\}}{4\{(L/10)^2\}L^2} = \frac{1}{4800}$$

となり，非常に小さいことが理解される．このために，通常，ラーメン構造の変位を計算する場合には曲げ変形のみを考慮することになっているのである．

- 3 (1) $\bar{X}u = \sum_{i=1}^m \frac{N_i \bar{N}_i}{EA_i} l_i$ を用いて変位を求める．



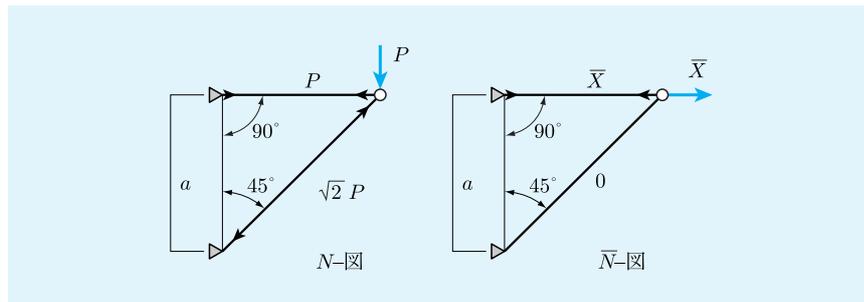
$$\bar{X}u_1 = \frac{(+P)(+\bar{X})}{EA} a + \frac{(-P)(-\bar{X})}{EA} a = \frac{2Pa}{EA} \bar{X}$$

したがって，変位は， $u_1 = \frac{2Pa}{EA}$ となる．

- (2) 同様に，

$$\bar{X}u_2 = \frac{(+P)(+\bar{X})}{EA} a + \frac{(+P)(0)}{EA} \sqrt{2}a = \frac{Pa}{EA} \bar{X}$$

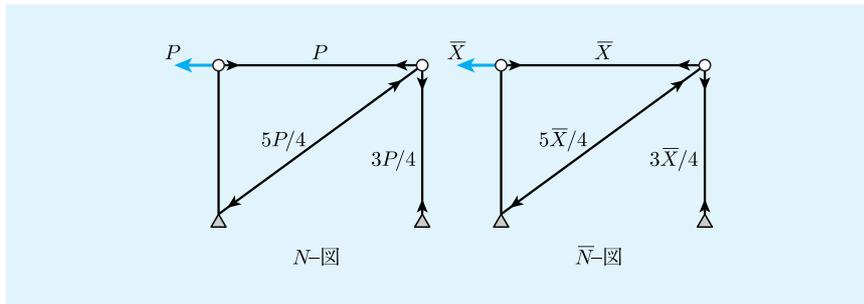
したがって，変位は， $u_2 = \frac{Pa}{EA}$ となる．



(3) 同様に,

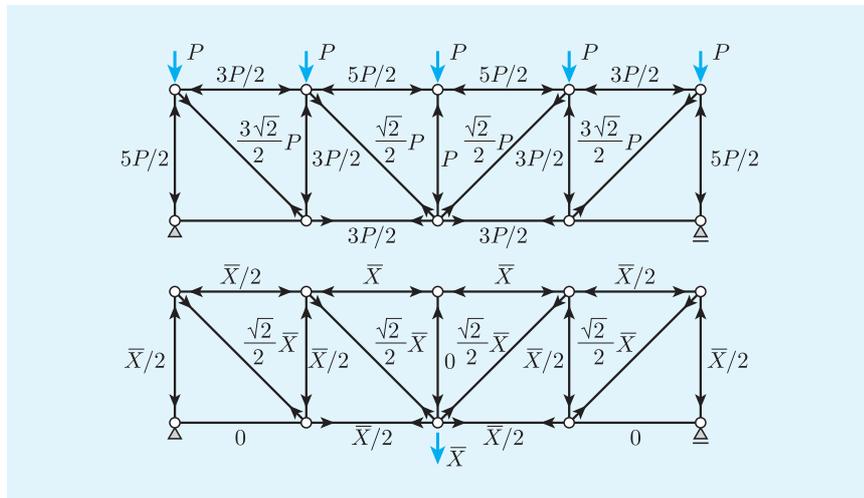
$$\begin{aligned} \bar{X}u_3 &= \frac{(+P)(+\bar{X})}{EA}4a + \frac{(-5/4P)(-5/4\bar{X})}{EA}5a + \frac{(+3/4P)(+3/4\bar{X})}{EA}3a \\ &= \frac{27}{2} \frac{Pa}{EA} \bar{X} \end{aligned}$$

したがって, 変位は, $u_3 = \frac{27}{4} \frac{Pa}{EA}$ となる.



4 腹材 (図中の部材①~⑨) の断面積は無有限大であることに注意して仮想仕事法により変位を求める.

$$\bar{X}u = \frac{\left(-\frac{5}{2}P\right)\left(-\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty} a + \frac{\left(-\frac{3}{2}P\right)\left(-\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{EA} a + \frac{\left(+\frac{3\sqrt{2}}{2}P\right)\left(+\frac{\sqrt{2}}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty} \sqrt{2}a$$



$$\begin{aligned}
& + \frac{(+0)(+0)}{EA}a + \frac{\left(-\frac{3}{2}P\right)\left(-\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty}a + \frac{\left(-\frac{5}{2}P\right)(-\bar{X})}{EA}a \\
& + \frac{\left(+\frac{\sqrt{2}}{2}P\right)\left(+\frac{\sqrt{2}}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty}\sqrt{2}a + \frac{\left(+\frac{3}{2}P\right)\left(+\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{EA}a + \frac{(-P)(-0)}{E \times \infty}a \\
& + \frac{\left(-\frac{5}{2}P\right)(-\bar{X})}{EA}a + \frac{\left(+\frac{\sqrt{2}}{2}P\right)\left(+\frac{\sqrt{2}}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty}\sqrt{2}a + \frac{\left(+\frac{3}{2}P\right)\left(+\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{EA}a \\
& + \frac{\left(-\frac{3}{2}P\right)\left(-\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty}a + \frac{\left(-\frac{3}{2}P\right)\left(-\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{EA}a + \frac{\left(+\frac{3\sqrt{2}}{2}P\right)\left(+\frac{\sqrt{2}}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty}\sqrt{2}a \\
& + \frac{(+0)(+0)}{EA}a + \frac{\left(-\frac{5}{2}P\right)\left(-\frac{1}{2}\bar{X}\right)}{E \times \infty}a \\
& = \frac{8Pa}{EA}\bar{X}
\end{aligned}$$

したがって、変位は、

$$u = \frac{8Pa}{EA}$$

となる。

第7章

1 (1) 基本形として単純梁を考える。このときの両端部の回転角は5章の問題1(3)にて求めたせん断力(反力)の値と等しい。また、両端部に作用するモーメントを M_A 、 M_B とすれば、これによる両端部の回転角は、

$$\theta_A = \frac{L}{6EI}(2M_A + M_B), \quad \theta_B = \frac{L}{6EI}(M_A + 2M_B)$$

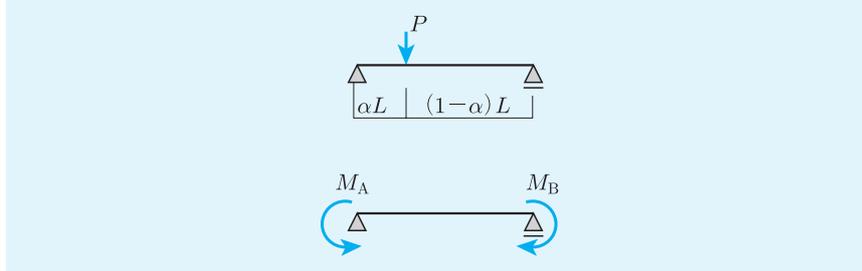
となる。実際には両端部の回転角は固定端のためにゼロとなることから、

$$\begin{aligned}
\frac{L}{6EI}(2M_A + M_B) &= \frac{\alpha(1-\alpha)(1+\alpha-\alpha^2)}{6} \frac{PL^2}{EI} \\
\frac{L}{6EI}(M_A + 2M_B) &= \frac{\alpha(1-\alpha)(2-\alpha+\alpha^2)}{6} \frac{PL^2}{EI}
\end{aligned}$$

が成り立たなければならない。この関係式から M_A 、 M_B を求める。

$$M_A = \frac{\alpha^2(1-\alpha)^2}{2} PL, \quad M_B = \frac{\alpha^2(1-\alpha)(1-\alpha+\alpha^2)}{2} PL$$

となる。



(2) (1)と同様にして、

$$\frac{L}{6EI}(2M_A + M_B) = \frac{(1-\alpha)^2(1+8\alpha-11\alpha^2+4\alpha^3)}{24EI}pL^3$$

$$\frac{L}{6EI}(M_A + 2M_B) = \frac{(1-\alpha)^2(1+2\alpha+5\alpha^2-4\alpha^3)}{24EI}pL^3$$

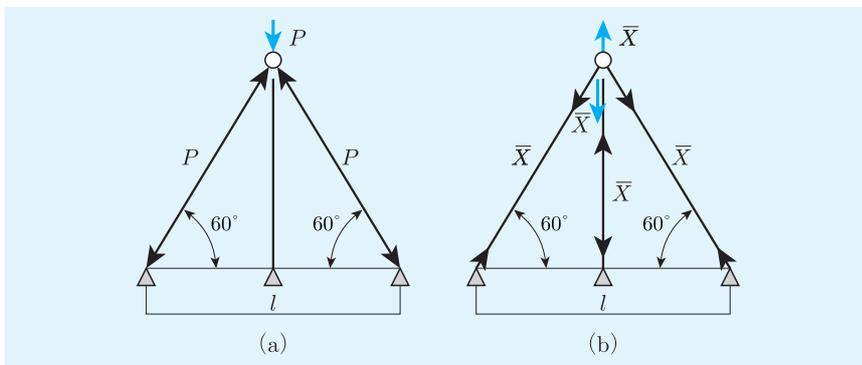
が成り立たなければならない。この関係式から M_A, M_B を求める。

$$M_A = \frac{(1-\alpha)^2(3\alpha-8\alpha^2+4\alpha^3)}{6}pL^2$$

$$M_B = \frac{(1-\alpha)^2(1-4\alpha+21\alpha^2-12\alpha^3)}{12}pL^2$$

(3) 省略

2 基本形となる静定構造物として、中央部材の上端を切断したものを考える (a)。



この状態で P が作用したときの切断部の重なりは $\frac{2Pl}{EA}$ となる。一方、切断部に図

(b) のような力 \bar{X} を作用させたときの隙間は $\left(2 + \frac{\sqrt{3}}{2\alpha}\right) \frac{\bar{X}l}{EA}$ となる．実際には中央の部材は切断されていない（重なりも隙間も生じない）ことから，

$$\frac{2Pl}{EA} = \left(2 + \frac{\sqrt{3}}{2\alpha}\right) \frac{\bar{X}l}{EA}$$

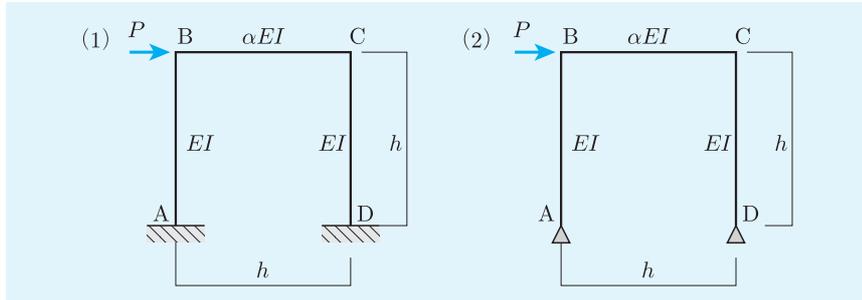
が成り立つ．したがって，

$$\bar{X} = \frac{2}{2 + \frac{\sqrt{3}}{2\alpha}} P$$

これが中央部材の軸力である． α がゼロの場合には分母が無限大となるために \bar{X} はゼロとなる．一方， α が無限大の場合には分母が 2 となり， \bar{X} は P となる．つまり中央の部材のみで力を負担することになる．

$$\begin{aligned} 3 \quad M_{AB} &= \frac{2EI}{h}(2\theta_A + \theta_B - 3R), & M_{BA} &= \frac{2EI}{h}(\theta_A + 2\theta_B - 3R) \\ M_{BC} &= \frac{2\alpha EI}{h}(2\theta_B + \theta_C), & M_{CB} &= \frac{2\alpha EI}{h}(\theta_B + 2\theta_C) \\ M_{CD} &= \frac{2EI}{h}(2\theta_C + \theta_D - 3R), & M_{DC} &= \frac{2EI}{h}(\theta_C + 2\theta_D - 3R) \end{aligned}$$

ただし，逆対称変形となるために支点の状態に関わらず， $\theta_B = \theta_C$ ， $\theta_A = \theta_D$ であることに注意する．



(1) 固定支持の場合 この場合には $\theta_A = \theta_D = 0$ となる．したがって，未知数は θ_B と R のみとなる．

$$\begin{aligned} \sum_B M_k &= M_{BA} + M_{BC} = \left\{ \frac{2EI}{h}(2\theta_B - 3R) \right\} + \left\{ \frac{2\alpha EI}{h}(2\theta_B + \theta_B) \right\} = 0 \\ \sum \frac{M_{\uparrow} + M_{\downarrow}}{h} &= \frac{2EI}{h}(\theta_B - 3R) + \frac{2EI}{h}(2\theta_B - 3R) \times 2 = -P \end{aligned}$$

上式は θ_B と R の連立方程式となっており，これを解くことにより，次のように θ_B と R が得られる．

$$\theta_B = \frac{1}{4(6\alpha + 1)} \frac{Ph^2}{EI}, \quad R = \frac{(3\alpha + 2)}{12(6\alpha + 1)} \frac{Ph^2}{EI}$$

これから材端モーメントを計算する．

$$M_{AB} = \frac{(-3\alpha - 1)}{2(6\alpha + 1)} Ph, \quad M_{BA} = \frac{(-3\alpha)}{2(6\alpha + 1)} Ph, \quad M_{BC} = \frac{3\alpha}{2(6\alpha + 1)} Ph$$

(2) ピン支持の場合 この場合には $M_A = M_D = 0$ となる．また未知数は θ_A , θ_B と R である．

$$\begin{aligned} M_{AB} &= \frac{2EI}{h} (2\theta_A + \theta_B - 3R) = 0 \\ \sum_B M_k &= M_{BA} + M_{BC} \\ &= \left\{ \frac{2EI}{h} (\theta_A + 2\theta_B - 3R) \right\} + \left\{ \frac{2\alpha EI}{h} (2\theta_B + \theta_B) \right\} = 0 \\ \sum \frac{M_{\uparrow} + M_{\downarrow}}{h} &= \frac{2EI}{h} (2\theta_A + \theta_B - 3R) + \frac{2EI}{h} (\theta_A + 2\theta_B - 3R) \times 2 = -P \end{aligned}$$

以上の連立方程式を解くことにより，

$$\theta_A = \frac{(1 + 3\alpha)}{12\alpha} \frac{Ph^2}{EI}, \quad \theta_B = \frac{Ph^2}{12\alpha EI}, \quad R = \frac{(1 + 2\alpha)}{12\alpha} \frac{Ph^2}{EI}$$

これから材端モーメントを求めると，

$$M_{BA} = M_{BC} = -\frac{1}{2} Ph$$

となる．この場合には梁の剛性に関わらず曲げモーメント図は一定となる．

以上の結果を用いて梁の剛性が無限大の状態を考えてみる．この場合にはそれぞれの支持条件により部材角は，

$$\text{固定支持：} \quad R = \frac{1}{24} \frac{Ph^2}{EI}$$

$$\text{ピン支持：} \quad R = \frac{1}{6} \frac{Ph^2}{EI}$$

となり，固定支持はピン支持に対して 4 倍の剛性があるということを意味する．

4 本章の問題 2 を参照．