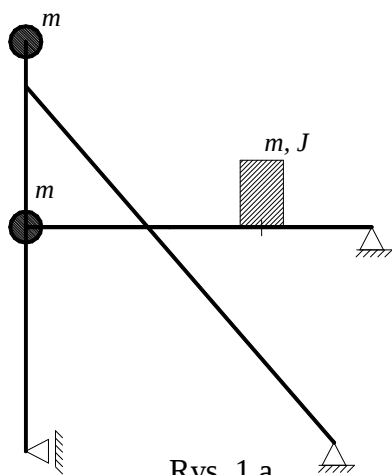


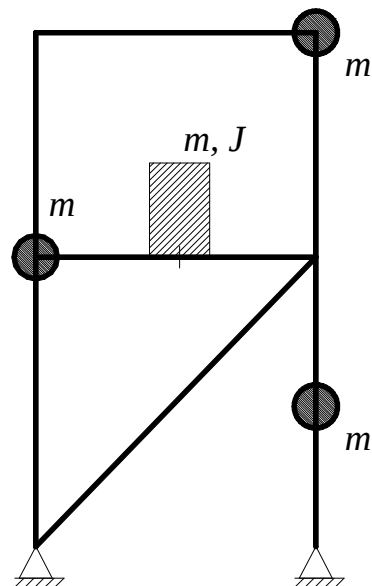
ZADANIA Z PODSTAW DYNAMIKI BUDOWLI

wersja z 06.12.2019r.

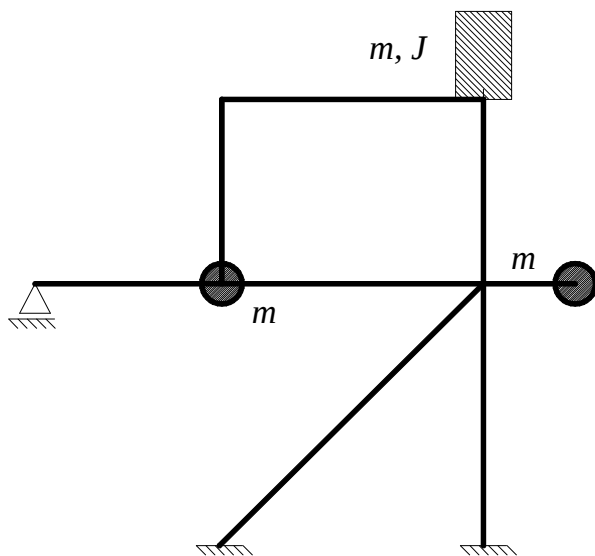
1. Dobierz współrzędne dynamiczne dla konstrukcji pokazanych na Rys. 1a÷1d, w przypadku $EA \neq \infty$ i $EJ \neq \infty$.
2. Dobierz współrzędne dynamiczne dla konstrukcji pokazanych na Rys. 1a÷1d, w przypadku $EA = \infty$ i $EJ \neq \infty$.



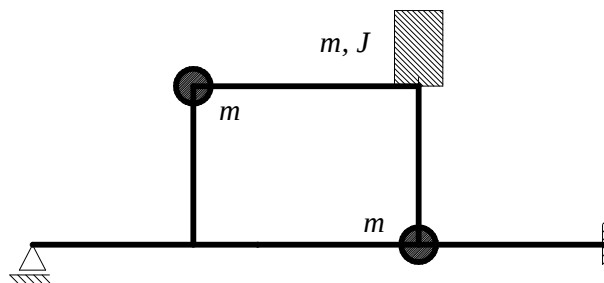
Rys. 1 a



Rys. 1 b

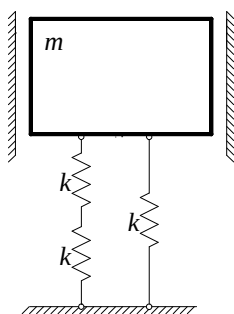


Rys. 1 c

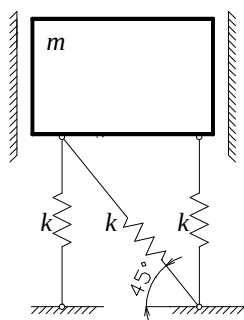


Rys. 1 d

3. Oblicz sztywność zastępczą układów pokazanych na Rys. 2, dane: k .

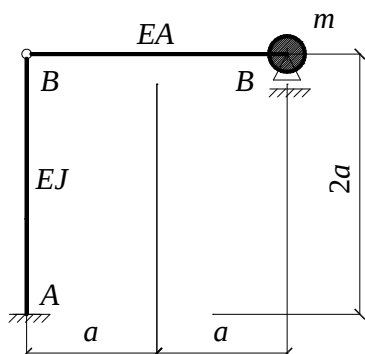


Rys. 2a

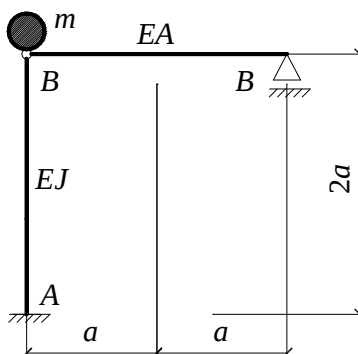


Rys. 2b

4. Oblicz sztywność zastępczą układów pokazanych na Rys. 3, dane: EJ , EA , a .

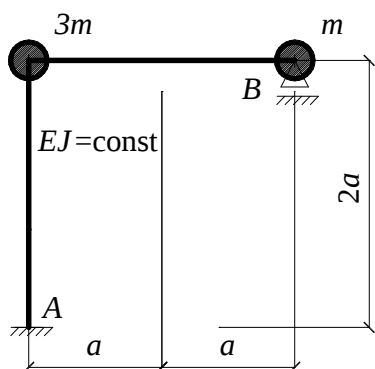


Rys. 3a

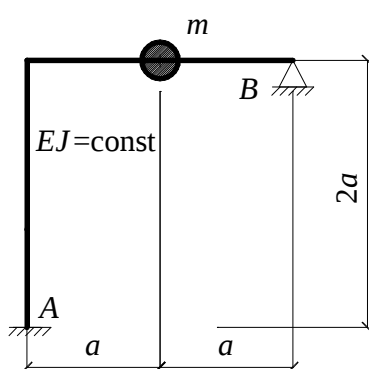


Rys. 3b

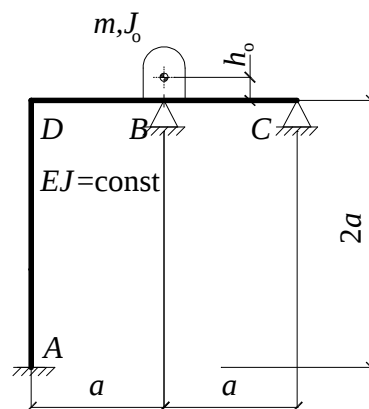
5. Oblicz sztywność zastępczą i częstość drgań własnych układów ($EA=\infty$) pokazanych na Rys. 4, dane: EJ , a , m , J_0 , h_0 .
6. Rozwiąż poprzednie zadanie w wariancie podpór przegubowych w p. A.



Rys. 4a

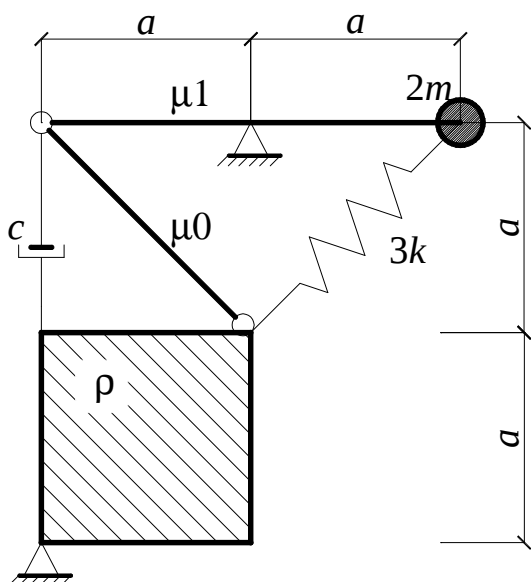


Rys. 4b

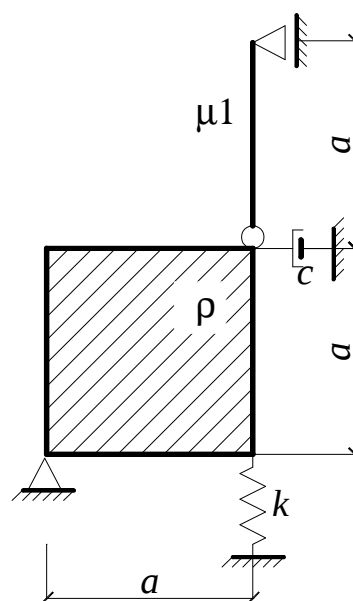


Rys. 4c

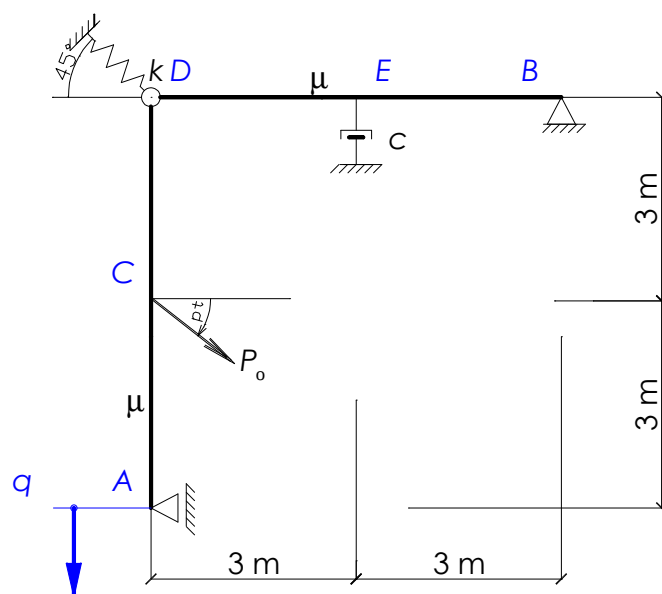
7. Oblicz parametry układu o jednym dynamicznym stopniu swobody pokazanych na Rys.5a i5b: częstość, częstotliwość, okres, drgań własnych nietłumionych i tłumionych, ułamek tłumienia krytycznego.
Dane: $a = 3 \text{ m}$, $m=50 \text{ kg}$, $\mu_1= 200 \text{ kg/m}$, $\mu_0= 0 \text{ kg/m}$, $\rho=50 \text{ kg/m}^2$, $k=10^6 \text{ N/m}$, $c=10^4 \text{ Ns/m}$, $EJ=EA=\infty$.
8. Oblicz parametry układu o jednym dynamicznym stopniu swobody pokazanego na Rys.5c: częstość, częstotliwość, okres, drgań własnych nietłumionych i tłumionych, ułamek tłumienia krytycznego.
Oblicz odpowiedź układu na wymuszenie harmoniczne : amplitudę drgań, opóźnienie fazowe.
Dane: $\mu= 200 \text{ kg/m}$, $k=10^6 \text{ N/m}$, $c=10^4 \text{ Ns/m}$, $P_0 = 10 \text{ kN}$, $p=20 \text{ rad/s}$, $EJ=EA=\infty$.



Rys. 5a

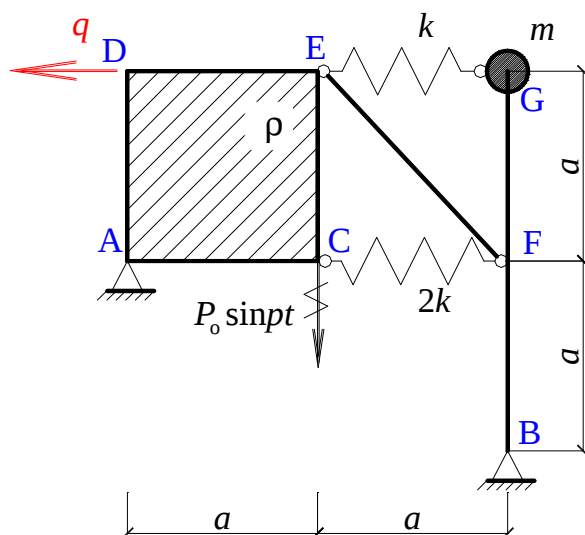


Rys. 5b



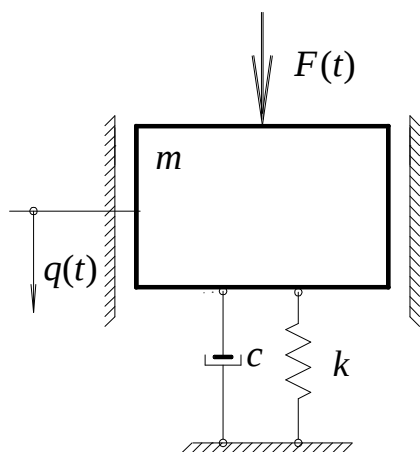
Rys. 5 c

9. Oblicz parametry układu o jednym dynamicznym stopniu swobody pokazanych na Rys.6: częstość, częstotliwość, okres drgań własnych nietłumionych i tłumionych; ułamek tłumienia krytycznego.
Oblicz odpowiedź układu na wymuszenie harmoniczne : amplitudę drgań (am q), opóźnienie fazowe.
Dane: $a=3\text{ m}$, $\rho=200\text{ kg/m}^2$, $k=10^6\text{ N/m}$, $m=500\text{ kg}$, $P_o=10\text{ kN}$, $p=20\text{ rad/s}$, $EJ=EA=\infty$.

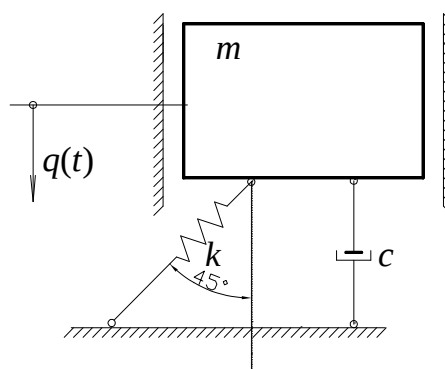


Rys. 6

10. Oblicz częstotliwość drgań własnych (nietłumionych i tłumionych) [Hz] układu pokazanego na Rys 7a i 7b. ($m = 50 \text{ kg}$, $k=20 \text{ kN/m}$, $c=400 \text{ Ns/m}$).
11. Oblicz ile powinien wynosić parametr tłumienia c , aby w układzie pokazanym na Rys. 7a (7b) okres drgań własnych tłumionych (T') był dwa razy większy od okresu drgań własnych nietłumionych (T). ($m=50 \text{ kg}$, $k=10 \text{ kN/m}$).
12. Oblicz amplitudę przemieszczeń układu pokazanego na Rys. 7a ($c=500 \text{ Ns/m}$, $k=100 \text{ kN/m}$, $m=40 \text{ kg}$, $F(t)=P_1 \sin pt + P_2 \cos pt$, $P_1 = 30 \text{ kN}$, $P_2 = 40 \text{ kN}$, $p=40 \text{ rad/s}$). Wynik podaj w mm.
13. Oblicz ile powinna wynosić sztywność więzi sprężystej k , aby kąt opóźnienia fazowego w układzie pokazanym na Rys.7a wynosił 90° . ($m=50 \text{ kg}$, $c=400 \text{ Ns/m}$, $F(t) = P_0 \sin 2\pi ft$, $P_0=10 \text{ kN}$, $f=10 \text{ Hz}$).

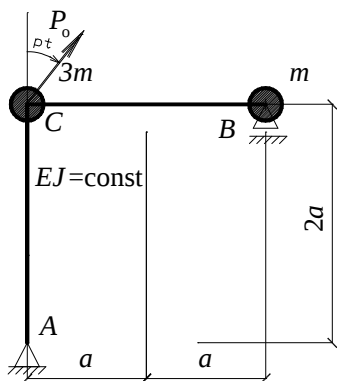


Rys. 7a

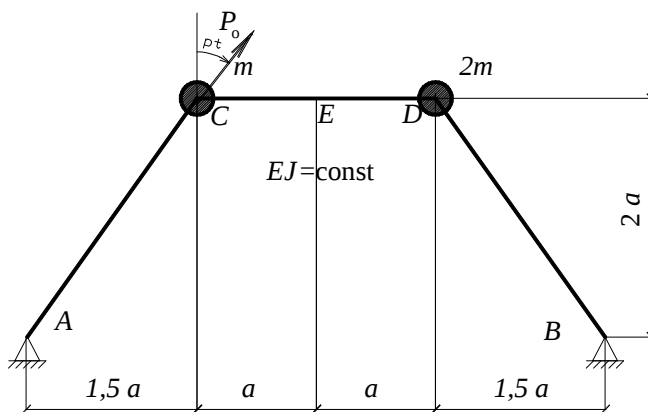


Rys. 7 b

14. Oblicz amplitudę drgań punktu C, układów przedstawionych na Rys. 8. Dane: $a=2 \text{ m}$, $m=500 \text{ kg}$, $P_0 = 10 \text{ kN}$, $p=20 \text{ rad/s}$, $EJ=10^6 \text{ Nm}^2$, $EA=\infty$

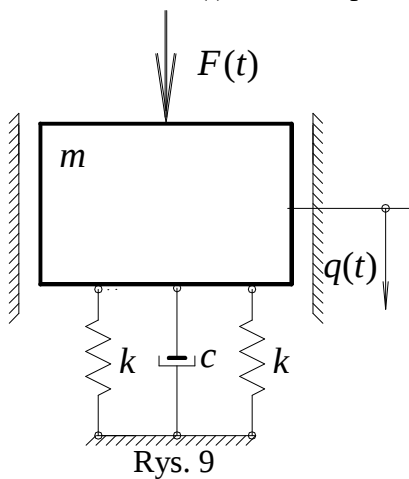


Rys. 8 a



Rys. 8 b

15. Amplituda drgań swobodnych zmalała o połowę po 8 cyklach. Jaki ułamek tłumienia krytycznego (α) występuje w tym układzie? Ile wynosi logarytmiczny dekrement tłumienia? Ile wynosi iloraz amplitudy po 10 cyklach do amplitudy po 20 cyklach?
16. Oblicz amplitudę drgań wymuszonych układu pokazanego na Rys. 9 ($m = 50 \text{ kg}$, $k = 10 \text{ kN/m}$, $c = 500 \text{ Ns/m}$, $F(t) = P_0 \sin pt$, $P_0 = 10 \text{ kN}$, $p = 10 \text{ rad/s}$).



Rys. 9

Jacek Grosel

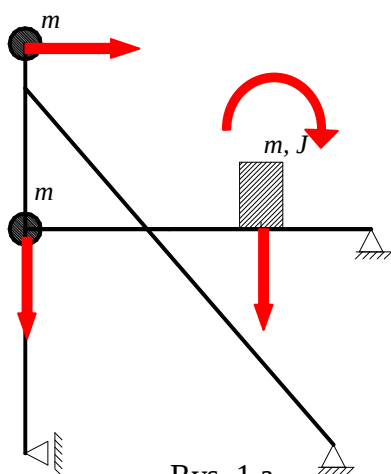
ODPOWIEDZI

1. Teoria: Liczba dynamicznych stopni swobody równa jest sumie współrzędnych obrotowych (rotacyjnych R) i przesuwnych (P). Przy uwzględnianiu odkształcalności osiowej i giętej ($EA \neq \infty$ i $EJ \neq \infty$) każdy pręt może być traktowany jako więź odkształcalna, tak więc można w rozpatrywanym schemacie pominąć wszystkie pręty – pozostają tylko więzi nieodkształcalne.

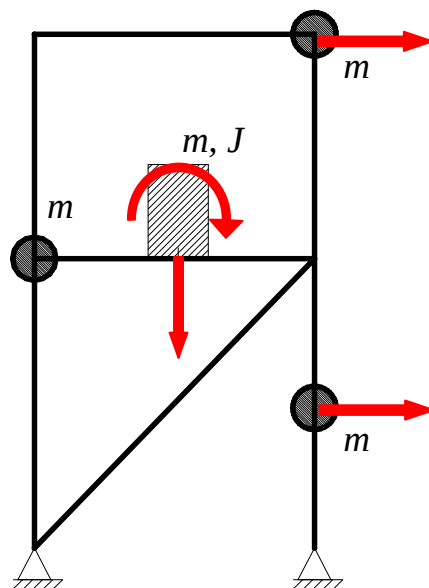
- $n_d = 7$,
- $n_d = 9$,
- $n_d = 7$,
- $n_d = 7$.

2. Teoria: Przy uwzględnianiu tylko odkształcalności giętej ($EA = \infty$ i $EJ \neq \infty$) liczba dynamicznych stopni swobody równa jest sumie współrzędnych obrotowych (rotacyjnych R) i przesuwnych (P). Liczba współrzędnych obrotowych równa jest liczbie tarcz mogących wykonywać obrót. Liczbę współrzędnych przesuwnych wyznacza się analizując łańcuch kinematyczny. Kierunek dodanych więzi zapewniających geometryczną niezmiennosć łańcucha kinematycznego i jednocześnie spełniających wymaganie ruchu masy po zwolnieniu tej więzi jest kierunkiem współrzędnych przesuwnych.

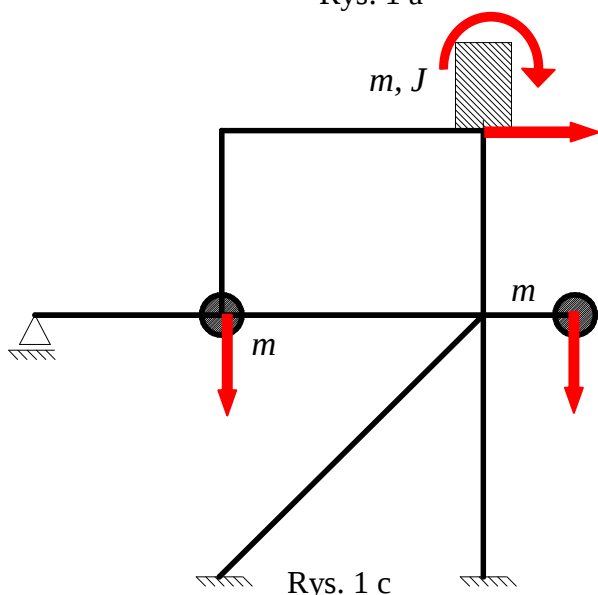
- $n_d = 4$,
- $n_d = 4$,
- $n_d = 4$,
- $n_d = 4$.



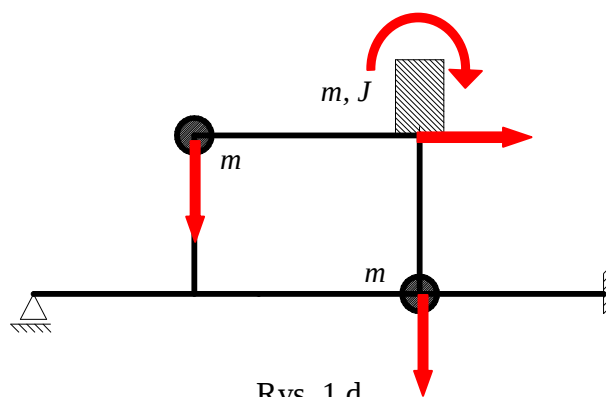
Rys. 1 a



Rys. 1 b



Rys. 1 c



Rys. 1 d

3.

- a. $k_{zast} = 1,5 k$,
- b. $k_{zast} = 2,5 k$.

4.

- a. $\frac{1}{k_e} = \frac{2a}{EA} + \frac{8a^3}{3EJ}$,
- b. $\frac{3EJ}{8a^3}$.

5.

- a. $k_e = \frac{6 EJ}{7 a^3}$, $m_e = 4m$, $\omega = \sqrt{\frac{6 EJ}{28 m a^3}}$
- b. $k_e = \frac{168 EJ}{19 a^3}$, $m_e = m$, $\omega = \sqrt{\frac{168 EJ}{19 m a^3}}$,
- c. $k_e = \frac{19 EJ}{3 a}$, $m_e = m h^2 + J_0$, $\omega = \sqrt{\frac{19 EJ}{3(m h^2 + J_0) a}}$.

6.

- a. $k_e = \frac{3 EJ}{16 a^3}$, $m_e = 4m$, $\omega = \sqrt{\frac{3 EJ}{64 m a^3}}$
- b. $k_e = \frac{192 EJ}{23 a^3}$, $m_e = m$, $\omega = \sqrt{\frac{192 EJ}{23 m a^3}}$,
- c. $k_e = \frac{69 EJ}{11 a}$, $m_e = m h^2 + J_0$, $\omega = \sqrt{\frac{69 EJ}{11(m h^2 + J_0) a}}$.

7. Teoria: Modelowanie układu o jednym dynamicznym stopniu swobody polega na wyznaczeniu parametrów zastępczych (ekwiwalentnych): masy (m_{zast} , m_e), sztywności (k_{zast} , k_e) oraz ewentualnie tłumienia (c_{zast} , c_e) i siły (F_{zast} , F_e). Parametry zastępcze wyznacza się porównując wielkości energii w układzie wyjściowym i zastępczym. W celu wyznaczenia:

- masy zastępczej porównuje się energię kinetyczną,
- sztywności zastępczej porównuje się energię potencjalną,
- tłumienia zastępczego porównuje się moc tłumienia,
- siły zastępczej porównuje się pracę obciążenia zewnętrznego.

Energia kinetyczna punktu materialnego określona jest wzorem:

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{\vec{u}}^2 = \frac{1}{2} m \dot{u}_x^2 + \frac{1}{2} m \dot{u}_y^2$$

Energia kinetyczna tarczy (elementu powierzchniowego bądź liniowego) określona jest wzorem:

$$E_k = \frac{1}{2} m_t \dot{u}_{0x}^2 + \frac{1}{2} m_t \dot{u}_{0y}^2 + \frac{1}{2} J_{t0} \dot{\phi}_0^2 = \frac{1}{2} J_{t1} \dot{\phi}_1^2$$

gdzie:

- m_t masa tarczy,
- u_{0x} , u_{0y} przemieszczenia (w kierunku osi x i y) środka ciężkości tarczy p.0
- J_{t0} , biegunowy masowy moment bezwładności tarczy względem punktu 0,
- J_{t1} , biegunowy masowy moment bezwładności tarczy względem punktu 1, punkt 1 jest środkiem obrotu tarczy,

– φ_0, φ_1 kąt obrotu tarczy względem p. 0, p. 1; oczywiście $\varphi_0 = \varphi_1$

$J_{t0} = \int_A r_0^2 \rho dA$, gdzie r_0 jest odległością elementarnego pola dA od p. 0, jeśli

gęstość powierzchniowa ρ jest stała to

$J_{t0} = \rho \int_A r_0^2 dA = \rho J_0 = \rho (J_{0x} + J_{0y})$, gdzie J_0 jest biegunowym momentem

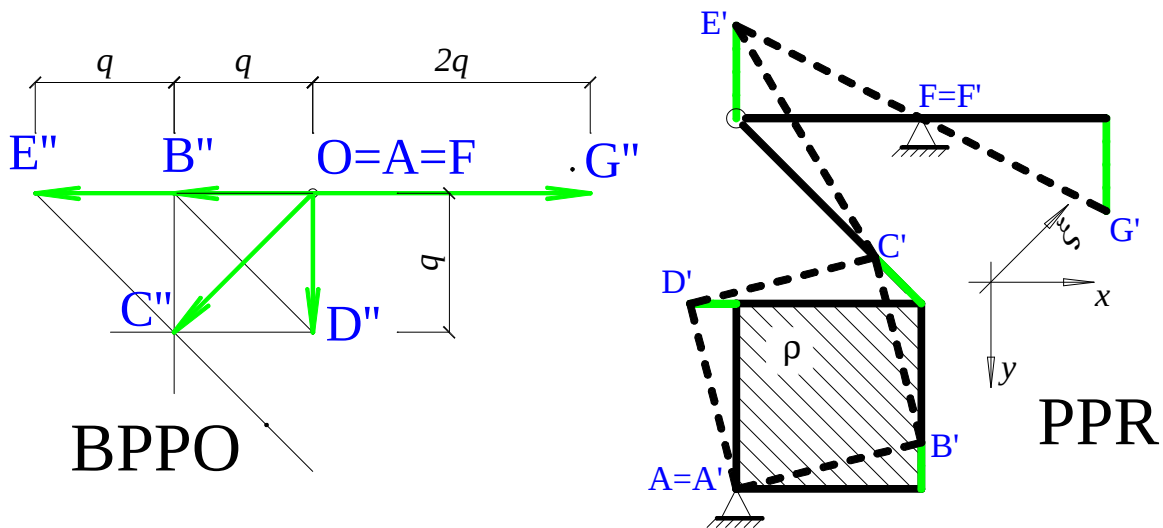
bezładności względem punktu 0, J_{0x}, J_{0y} – momenty bezładności względem osi x, y przechodzących przez p. 0. Analogicznie

$J_{t1} = \rho \int_A r_1^2 dA = \rho J_1 = \rho (J_{1x} + J_{1y})$. Wzory te zachowują ważność także w

przypadku pręta masowego, pamiętać należy (lub umieć wyprowadzić), że moment bezładności pręta wzdłuż osi pokrywającej się z prętem równy jest zero. Moment bezładności względem osi prostopadłej do pręta i przechodzącej przez środek pręta (w przypadku pręta z stałym rozkładem masy μ i o długości a) wynosi

$$J_p = \frac{1}{12} \mu a^3$$

Rys 5a Jako współzrzedną dynamiczną przyjęto ruch punktu D (poziome przemieszczenie, za dodatki zwrot przyjęto ruch w lewo)



$$E_k = \frac{1}{2} J_{tA} \dot{\varphi}_A^2 + \frac{1}{2} J_{tF} \dot{\varphi}_F^2 + \frac{1}{2} M_G \dot{u}_G^2 = \frac{1}{2} m_{zast} \dot{q}^2$$

$$\varphi_A = -q/a, \quad \varphi_F = 2q/a, \quad u_G = 2q$$

$$\dot{\varphi}_A = -\dot{q}/a, \quad \dot{\varphi}_F = 2\dot{q}/a, \quad \dot{u}_G = 2\dot{q}$$

$$J_{tA} = \frac{1}{3} \rho a a^3 + \frac{1}{3} \rho a a^3 = \frac{2}{3} \rho a^4$$

$$J_{tF} = \frac{1}{12} \mu_1 (2a)^3 = \frac{2}{3} \mu_1 a^3, \quad M_G = 2m$$

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} \rho a^2 + \frac{8}{3} \mu_1 a + 8m \right) \dot{q}^2$$

$$E_p = \frac{1}{2} k (u_{C\xi} - u_{G\xi})^2 = \frac{1}{2} 3k \left(0 - 2q \frac{\sqrt{2}}{2} \right)^2 = \frac{1}{2} 6k q^2$$

$$\Phi = \frac{1}{2} c (\dot{u}_{Dy} - \dot{u}_{Ey})^2 = \frac{1}{2} c (0 - 2\dot{q})^2 = \frac{1}{2} 4c \dot{q}^2$$

$$m_{zast} = \frac{2}{3} \rho a^2 + \frac{8}{3} \mu_1 a + 8m = 300 + 1600 + 400 = 2300 \text{ kg}$$

$$k_{zast} = 6k = 6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$c_{zast} = 4c = 4 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$$

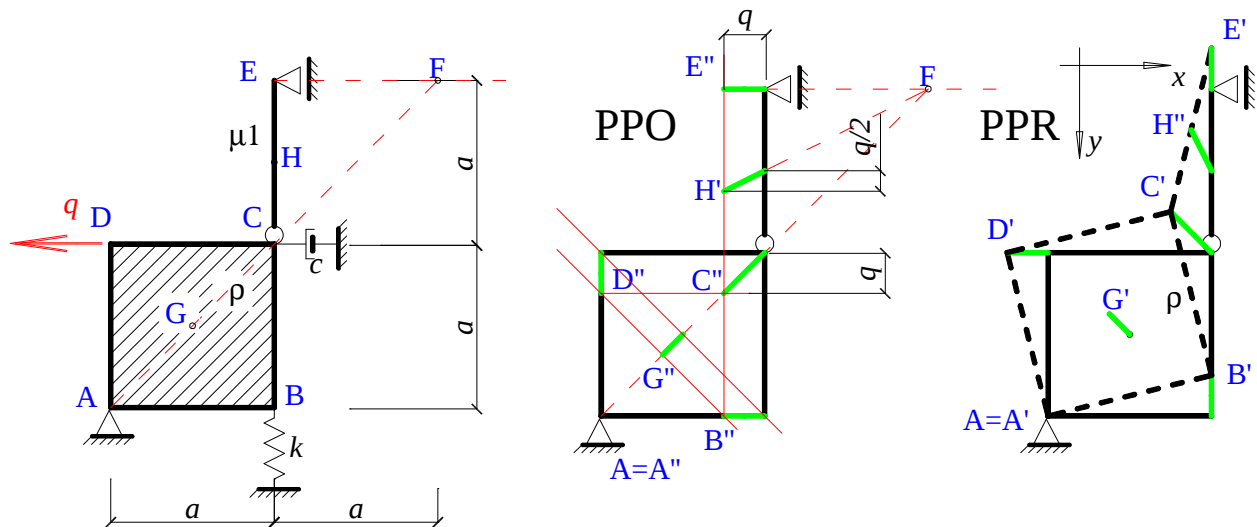
$$\omega = 51,07 \text{ rad/s}$$

$$f = 8,13 \text{ Hz}$$

$$T = 0,123 \text{ s}$$

$$\alpha = 0,170 \rightarrow \omega' = 0,985 \cdot \omega = 50,33 \text{ rad/s}, \quad T' = 0,125 \text{ s}$$

Rys 5b



Środkiem obrotu tarczy jest p. A, a pręta p. F. Tarcza ma środek ciężkości w p. G a pręt w p. H. Założenie o przemieszczeniach małych jest ważne – rozpatrujemy małe drgania – kąt równy jest tangensowi tego kąta.

$$E_k = E_{k\rho} + E_{k\mu} = \frac{1}{2} J_{tA} \dot{\varphi}_A^2 + \frac{1}{2} J_{pF} \dot{\varphi}_F^2 = \frac{1}{2} m_{zast} \dot{q}^2$$

$$\varphi_A = \tan \varphi_A = -q/a, \quad \varphi_F = \tan \varphi_F = q/a,$$

$$\dot{\varphi}_A = -\dot{q}/a, \quad \dot{\varphi}_F = \dot{q}/a,$$

$$J_{tA} = \frac{1}{3} \rho a a^3 + \frac{1}{3} \rho a a^3 = \frac{2}{3} \rho a^4$$

$$J_{tF} = \frac{1}{3} \mu_1 a^3 + \mu_1 a \cdot a^2 = \frac{4}{3} \mu_1 a^3,$$

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} \rho a^2 + \frac{4}{3} \mu_1 a \right) \dot{q}^2$$

$$E_p = \frac{1}{2} k (u_{By})^2 = \frac{1}{2} k q^2$$

$$\Phi = \frac{1}{2} c (\dot{u}_{Cx})^2 = \frac{1}{2} c \dot{q}^2$$

$$m_{zast} = \frac{2}{3} \rho a^2 + \frac{4}{3} \mu_1 a = 300 + 800 = 1100 \text{ kg}$$

$$k_{zast} = k = 1,0 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$c_{zast} = c = 1,0 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$$

$$\omega = 30,15 \text{ rad/s} \quad f = 4,80 \text{ Hz} \quad T = 0,208 \text{ s}$$

$$\alpha = 0,15 \rightarrow \omega' = 0,989 \omega = 29,81 \text{ rad/s}, \quad f' = 4,74 \text{ Hz}, \quad T' = 0,211 \text{ s}$$

Wariant 2. wyznaczenia m_{zast}

$$E_k = E_{k\rho} + E_{k\mu}$$

$$E_{k\rho} = \frac{1}{2} m_\rho \dot{u}_{Gx}^2 + \frac{1}{2} m_\rho \dot{u}_{Gy}^2 + \frac{1}{2} J_{tG} \dot{\varphi}_G^2$$

$$E_{k\mu} = \frac{1}{2} m_\mu \dot{u}_{Hx}^2 + \frac{1}{2} m_\mu \dot{u}_{Hy}^2 + \frac{1}{2} J_{pH} \dot{\varphi}_H^2$$

$$\varphi_G = \varphi_A = \tan \varphi_A = -q/a, \quad \varphi_H = \varphi_F = \tan \varphi_F = q/a, \quad \dot{\varphi}_G = -\dot{q}/a, \quad \dot{\varphi}_H = \dot{q}/a,$$

$$u_{Gx} = -q/2, \quad u_{Gy} = q/2, \quad u_{Hx} = -q/2, \quad u_{Hy} = -q,$$

$$\dot{u}_{Gx} = -\dot{q}/2, \quad \dot{u}_{Gy} = \dot{q}/2, \quad \dot{u}_{Hx} = -\dot{q}/2, \quad \dot{u}_{Hy} = -\dot{q},$$

$$m_\rho = \rho \cdot a \cdot a, \quad m_\mu = \mu_1 \cdot a$$

$$J_{tG} = \frac{1}{12} \rho a a^3 + \frac{1}{12} \rho a a^3 = \frac{1}{6} \rho a^4, \quad J_{tH} = \frac{1}{12} \mu_1 a^3,$$

$$E_{kp} = \frac{1}{2} \rho a^2 (-\dot{q}/2)^2 + \frac{1}{2} \rho a^2 (\dot{q}/2)^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{6} \rho a^4 (-\dot{q}/a)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \rho a^2 \cdot \dot{q}^2$$

$$E_{k\mu} = \frac{1}{2} \mu_1 a (-\dot{q}/2)^2 + \frac{1}{2} \mu_1 a (-\dot{q})^2 + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{12} \mu_1 a^2 (\dot{q}/a)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{3} \mu_1 a \cdot \dot{q}^2$$

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} \rho a^2 + \frac{4}{3} \mu_1 a \right) \dot{q}^2 \rightarrow m_{zast} = \frac{2}{3} \rho a^2 + \frac{4}{3} \mu_1 a$$

8.

$$m_e = 8 \mu = 1600 \text{ kg}$$

$$c_e = \frac{1}{4} c = 2500 \text{ Ns/m}$$

$$k_e = \frac{1}{2} k = 5 \cdot 10^5 \text{ N/m}$$

$$P_e(t) = P_o \sin pt = 10000 \sin(20t) \text{ N}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^5}{1600}} = 17,68 \text{ rad/s}$$

$$f = \omega / 2\pi = 17,68 / (2 \cdot 3,14) = 2,81 \text{ Hz}$$

$$T = 1/f = 0,355 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{c_e}{2\sqrt{k_e m_e}} = \frac{2500}{2\sqrt{5 \cdot 10^5 \cdot 1600}} = 0,044 = 4,4\%$$

$$\text{am } q = \nu \frac{\text{am } P_e}{k_e}$$

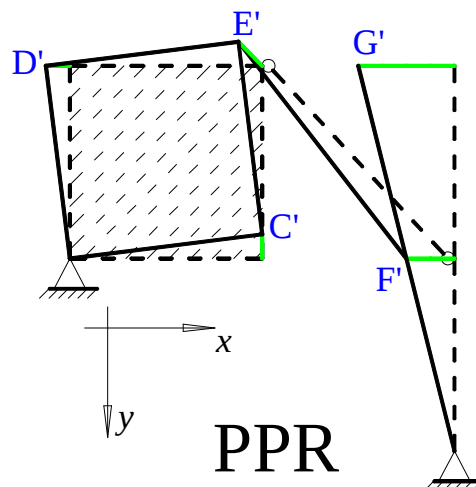
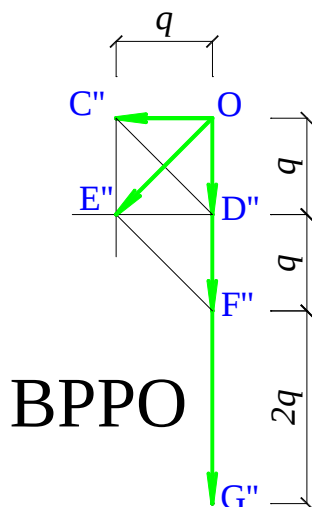
$$\nu = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\alpha^2 \eta^2}}$$

$$\eta = \frac{p}{\omega} = \frac{20}{17,68} = 1,13$$

$$\nu = \frac{1}{\sqrt{(1-1,13^2)^2 + 4 \cdot 0,044^2 \cdot 1,13^2}} = 3,40$$

$$\text{am } q = 3,40 \frac{10000}{5 \cdot 10^5} = 0,068 \text{ m} = 68 \text{ mm}$$

9.



$$E_k = \frac{1}{2} J_{tA} \dot{\varphi}_A^2 + \frac{1}{2} m \dot{u}_G^2 = \frac{1}{2} m_e \dot{q}^2$$

$$\varphi_A = -q/a, \quad u_G = 4q$$

$$J_{tA} = \frac{1}{3} \rho a a^3 + \frac{1}{3} \rho a a^3 = \frac{2}{3} \rho a^4$$

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} \rho a^2 + 16m \right) \dot{q}^2$$

$$E_p = \frac{1}{2} k (u_{Ex} - u_{Gx})^2 + \frac{1}{2} 2k (u_{Cx} - u_{Fx})^2 = \frac{1}{2} 17k q^2$$

$$m_e = 9200 \text{ kg}, k_e = 17 \cdot 10^6 \text{ N/m},$$

$$\omega = 42,98 \text{ rad/s}$$

$$f = 6,84 \text{ Hz}$$

$$T = 0,146 \text{ s}$$

$$c_e = 0 \rightarrow \alpha = 0 \rightarrow \omega = \omega'$$

$$L = P_0 \sin pt \cdot u_{Cy} = P_e q$$

$$P_e = -P_0 \sin pt, \quad \text{am } P_e = P_0$$

$$\eta = \frac{P}{\omega} = \frac{20}{42,98} = 0,465$$

$$\nu = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4\alpha^2\eta^2}} = \frac{1}{|1-\eta^2|} = 1,276$$

$$\text{am } q = \nu \frac{\text{am } P_e}{k_e} = 1,276 \frac{10 \cdot 10^3}{17 \cdot 10^6} = 0,75 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,75 \text{ mm}$$

10. Rys 7a

$$\omega = 20 \text{ rad/s}$$

$$\omega' = 19,596 \text{ rad/s}$$

Rys 7b

$$\omega = 14,14 \text{ rad/s}$$

$$\omega' = 13,563 \text{ rad/s}$$

11. Rys 7a

$$c = \sqrt{3k m} = 1224,7 \text{ Ns/m}$$

Rys 7b

$$c = \sqrt{3 \frac{1}{2} k m} = 866,0 \text{ Ns/m}$$

12. am $F = 50 \text{ kN}$

$$\omega = 50 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 0,8$$

$$\alpha = 0,125$$

$$\nu = 2,428$$

$$\text{am } q = 1,2141 \text{ m} = 1214,1 \text{ mm}$$

13. $k_e = 400 \pi^2 m_e = 197392 \text{ N/m}$

14. Jako współrzędną dynamiczną przyjęto możliwe przemieszczenie punktu C (Rys8a – kierunek poziomy, Rys 8b – kierunek prostopadły do pręta A-C), w takim przypadku am q równa jest amplitudzie przemieszczenia p. C.

Rys 8a

$$m_e = 2000 \text{ kg}$$

$$k_e = 23437,5 \text{ N/m}$$

$$\text{am } F = 10 \text{ kN}$$

$$\omega = 3,42 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 5,842$$

$$\alpha = 0,0$$

$$\nu = 0,03$$

$$\text{am } q = 0,01288 \text{ m} = 12,88 \text{ mm}$$

Rys 8b

$$m_e = 1500 \text{ kg}$$

$$k_e = 214285,7 \text{ N/m}$$

$$\text{am } F = 10 \text{ kN}$$

$$\omega = 11,95 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 1,673$$

$$\alpha = 0,0$$

$$\nu = 0,556$$

$$\text{am } q = 0,0259 \text{ m} = 25,9 \text{ mm}$$

$$15. \vartheta = 0,0866$$

$$\alpha = 0,0138 = 1,38\%$$

$$A_{10}/A_{20} = e^{10\vartheta} = 2^{\frac{5}{4}} = 2,378$$

$$16. m_e = 50 \text{ kg}$$

$$k_e = 2 k = 20\,000 \text{ N/m}$$

$$c_e = c = 500 \text{ Ns/m}$$

$$\text{am } F = 10 \text{ kN}$$

$$\omega = 20 \text{ rad/s}$$

$$\eta = 0,5$$

$$\alpha = 0,25$$

$$\nu = 1,2649$$

$$\text{am } q = 0,632 \text{ m} = 632 \text{ mm}$$

$$17. \text{cdn...}$$

Jacek Grosel