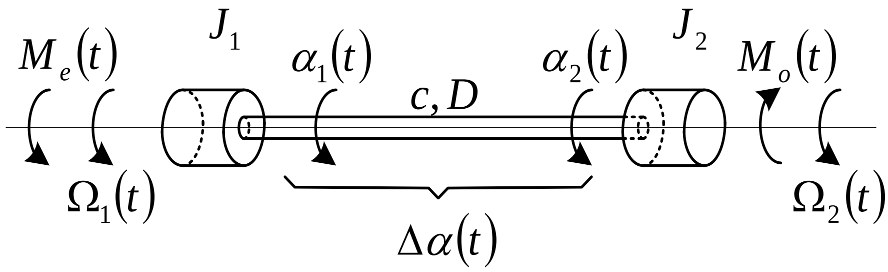

Rys. 4.1. Model układu mechanicznego z bezinercyjnym elementem sprężystym

Układ mechaniczny jest wówczas opisany następującymi równaniami różniczkowymi:

$$\frac{d\Omega_1(t)}{dt} = \frac{1}{J_1}\left(M_e(t) - M_S(t)\right) \tag{4.3}$$

$$\frac{d\Omega_2(t)}{dt} = \frac{1}{J_2}\left(M_S(t) - M_o(t)\right) \tag{4.4}$$

$$M_S(t) = c\Delta\alpha(t) + D\frac{d\Delta\alpha(t)}{dt} \tag{4.5}$$

$$\Delta\alpha(t) = \alpha_1(t) - \alpha_2(t) = \int_0^t \left(\Omega_1(t) - \Omega_2(t)\right)dt \tag{4.6}$$

Współczynnik sprężystości połączenia można wyliczyć znając rodzaj zastosowanego materiału oraz jego wymiary geometryczne. W przypadku, gdy sprzęgło jest prętem o średnicy d_s, współczynnik sprężystości określony jest wzorem:

$$c = \frac{\pi d_s^4}{32}\frac{G}{l} \tag{4.7}$$

Układ dwumasowy posiada pulsację drgań własnych (rezonansową) określoną następującym równaniem:

$$\omega_{rez} = \sqrt{\frac{c\left(J_1 + J_2\right)}{J_1 J_2}} \tag{4.8}$$

Dodatkowo definiuje się pulsacje drgań własnych silnika i maszyny obciążającej. Pulsacje te mogą się uwidocznić w stanach awaryjnych, w następstwie nagłego zatrzymania silnika bądź maszyny roboczej. Są one określone następującymi wyrażeniami: