

Рис. 1. Диаграмма зависимости повреждаемости поверхности (параметра ширины царапины  $w_s$ ) от приложенной к индентору нагрузки  $P_f$  для хрупких материалов, испытанных S + EF методом

Для описания экспериментальных диаграмм повреждаемости материалов при царапании были использованы линейные зависимости  $w_s = a + b \cdot P_f$ . Используя коэффициенты этих уравнений, можно прогнозировать степень повреждения поверхности хрупких материалов при локальном нагружении с использованием инденторов в макродиапазоне применяемого усилия.

**Ціко Р.В., Величкович А.С.**

*(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)*

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДІАПАЗОНУ РЕГУЛЮВАННЯ ЖОРСТКОСТІ  
ПРУЖНОЇ ОПОРИ**

**E-mail:** a\_velychkovych@ukr.net

На сьогодні пружні опори та приводи зі змінною жорсткістю розглядаються як перспективні типи вузлів в галузі робототехніки та машинобудування. Більшість конструкторів створюють механічний інтерфейс роботів якомога жорсткішим. Це має сенс у традиційних системах керування, адже тут висока жорсткість механічних передач максимізує пропускну здатність, зменшує нестабільність. Однак дуже часто зниження жорсткості механічного інтерфейсу може надати суттєві переваги, зокрема, толерантність до ударів,

зниження інерційних та вібраційних навантажень, більш точний і стабільний контроль зусиль, потенціал для зберігання енергії тощо. Регульовані пружні приводи вельми актуальні для застосувань у разі фізичної взаємодії людини з роботом, вони сприяють підвищенню безпеки людини, можуть покращувати енергоефективність машин.

У доповіді представлено аналітичні оцінки діапазону регулювання жорсткості стежневого опорного елемента. Розрахункова схема такого опорного елемента подана на рис. 1.

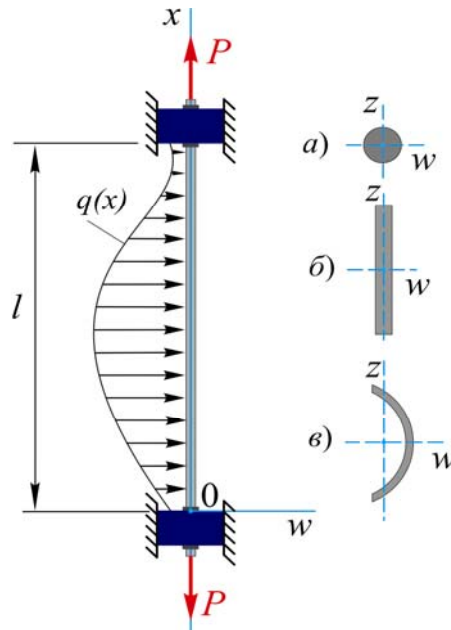


Рис. 1. Розрахункова схема пружної опори з регульованою жорсткістю

Зміна жорсткості пружної опори відбувається за рахунок створення натягу з допомогою спеціального натяжного механізму. Межі зміни сили натягу  $P_i$  встановлено із використанням критерію міцності пружної опори за допустимими напруженнями.

Загальний розв'язок поставленої задачі записали в нормальних фундаментальних функціях:

$$w(x) = w(0) + \frac{dw}{dx}(0)x + \frac{d^2w}{dx^2}(0) \frac{1}{k^2} (\operatorname{ch} kx - 1) + \frac{d^3w}{dx^3}(0) \frac{1}{k^3} (\operatorname{sh} kx - kx) + \bar{w}.$$

Після врахування конкретних крайових умов отримали вирази поперечних переміщень за різних видів навантаження. Наприклад, для випадку коли  $q(x) = q = \text{const}$  одержали:

$$EJ_z w = -\frac{q}{k^4} \left( \frac{1}{2} kl \cdot \frac{\operatorname{ch} \frac{1}{2} kl - \operatorname{ch} \left( kx - \frac{1}{2} kl \right)}{\operatorname{sh} \frac{1}{2} kl} - \frac{1}{2} k^2 l x + \frac{1}{2} k^2 x^2 \right),$$

де  $E$ ,  $J_z$  – модуль пружності та осьовий момент інерції пружного елемента опори;  
параметр  $k = \sqrt{P / EJ_z}$ .

Графічні залежності (рис. 2) візуалізують діапазон зміни максимального поперечного переміщення пружної опори при різних значеннях натягу  $P_i$ . За приклад взято систему (рис. 1, а),  $d = 5 \text{ мм}$ ,  $l = 0,8 \text{ м}$ ,  $q = 2 \text{ кН / м}$ ,  $E = 200 \text{ ГПа}$ . Аналіз переміщень при різних видах навантаження та при різних формах попереччя пружної опори показав, що зміною натягу можна суттєво регулювати жорсткість опори в доволі широкому діапазоні. Для низки конкретних типорозмірів пружних опор сформовано директивні таблиці з парами числових даних: "зусилля натяжного механізму – жорсткість пружної опори".

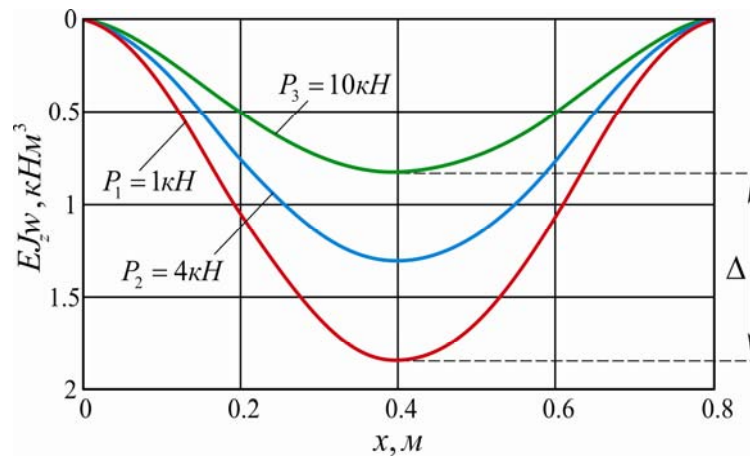


Рис. 2. Поперечні переміщення стержневого елемента пружної опори за різної величини натягу