

**УДК 539.375**

**Володимир Нісонський**

Івано-Франківський Національний технічний університет нафти і газу, Україна

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІБРОГРАТКИ ПРИ  
НАЯВНОСТІ СИЛ В'ЯЗКОГО ОПОРУ**

**Volodymyr Nisoniskij**

**RESEARCH OF DYNAMIC MODE OF KNOCK OUT GRADE IN THE PRESENCE  
OF A VISCOUS RESISTANCE**

На нерухомому фундаменті за допомогою пружних та в'язких зв'язків встановлена інерційна віброударна гратка ( $i=3$ ). Технологічне навантаження (ТН,  $i=2$ ) в початковому стані (стані рівноваги) має з віброударною граткою технологічний зазор  $\delta$ . При динамічному режимі роботи робочі органи віброгратки через пружні зв'язки взаємодіють з ТН і здійснюють при цьому плоско-паралельний рух. Механічні коливання віброгратки зумовлені дією інерційних сил, які виникають при обертанні дебалансних мас ( $j=31, j=32$ ), що приводяться в рух електродвигунами, які розміщені на двох валах в корпусі ударної віброгратки (рис.1). В початковій стадії руху (стадії розгону) дебалансні маси мають кутове прискорення, і їх кутова швидкість зростає. В усталеному динамічному режимі роботи кутова швидкість дебаланса є максимальна і стала.

Експлуатація віброустановки здійснюється переважно в умовах усталеного режиму. Тоді момент приводу двигуна урівноважується з моментом опору руху і, як наслідок, швидкість обертання валів дебалансів мало змінюється ( $\dot{\psi}_{3j} \approx const$ ) а прискорення обертання – мала величина ( $\ddot{\psi}_{3j} \approx 0$ ). У цьому випадку коливання системи спричиняють лише складові інерційних сил дебалансів. Рух такої системи за умови зрівноваженого синхронного обертання двигунів зі сталою швидкістю  $\Omega$  буде здійснюватися лише у вертикальному напрямку та моделюється з високою точністю. На підставі рівнянь Лагранжа II-го роду та з урахуванням отриманих в [1– 4,] наступною системою рівнянь [7]:

$$M_2 \ddot{y}_2 + 2\gamma_{32}(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + 2C_{32}(y_2 - y_3) = 0 ;$$

$$M_3 \ddot{y}_3 + 2\gamma_{32}(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + 2C_{32}(y_3 - y_2) + 2\gamma_{13}\dot{y}_3 + 2C_{13}y_3 = 2m_d r \Omega^2 \cos(\Omega t) . \quad (1)$$

– Зазначимо, що вирази узагальнених сил містять константи які описують пружність ( $C_{13}, C_{32}$ ) та в'язкість ( $\gamma_{13}, \gamma_{32}$ ) зв'язків. Розрахунок обертального моменту, який приводить в рух дебаланси, зроблено згідно методики, описаної в [5] для двигуна 4A160M8Y3, характеристики якого приводяться в [6].

Рис. 1. Модель двосекційного агрегата

. Характеристичне рівняння системи (2) для знаходження перших власних частот матиме вигляд:

$$\begin{vmatrix} M_2 \cdot \lambda^2 + 2\gamma_{32} \cdot \lambda + 2C_{32} & -2\gamma_{32} \cdot \lambda - 2C_{32} \\ -2\gamma_{32} \cdot \lambda - 2C_{32} & M_3 \cdot \lambda^2 + 2(\gamma_{13} + \gamma_{32}) \cdot \lambda + 2(C_{13} + C_{32}) \end{vmatrix} = 0 \quad (2)$$

тут  $\lambda$  – корені характеристичного рівняння (2), що відповідають власним частотам коливань системи.

$$C_{13} = C_{32} = 2 \cdot 10^6 \quad \gamma_{13} = \gamma_{32} = 5 \cdot 10^3 \quad C_{13} = 1,4 \cdot 10^6 \quad \text{Числові розв'язки системи} \quad (1)$$

отримано методом Адамса для різних значень механічних параметрів системи. Зокрема досліджували вплив в'язкості зв'язків на значення амплітуди коливань та амплітуди

прискорення ТН. З метою спрощення аналізу результатів розглянуто синхронне обертання двигунів із зрівноваженими дебалансами для різних значень коефіцієнтів. Порівняльні результати обчислень амплітуд та власних значень частот наведено у таблиці 1.

Таблиця 1

	$C_{13}$	$C_{32}$	$\gamma_{13}$	$\gamma_{32}$	$\lambda_2$	$\lambda_3$	$\varepsilon$	$A_2$	$A_3$	$A_{W2}$	$\gamma_{13} = \gamma_{13} = A_{W3}$
1.	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	0	0	29,61	95,51	0,1	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	16,78	$C_{13} = C_{13} = C_{32} = C_{32} = 32,26$
2.	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	29,59	94,83	0,1	$2,59 \cdot 10^{-3}$	$4,9 \cdot 10^{-3}$	15,08	28,61
3.	$1,4 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	0	0	24,02	76,31	0,1	0,25	0,89	1409	5455
4.	$1,4 \cdot 10^6$	$1,25 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	24,22	76,46	0,1	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$	19,75	68,45
5.	$10^6$	$5,8 \cdot 10^6$	$10^3$	$10^3$	24,85	137	0,2	$4 \cdot 10^{-3}$	$6,1 \cdot 10^{-5}$	23,43	0,3

Із отриманих розв'язків робимо висновок, що наявність в'язкого опору стабілізує коливний процес, зменшуючи амплітуду коливань збурення на стадії розгону. Зокрема, за відсутності опору та співпаданні однієї з власних частот коливання амплітуди коливань із частотою коливань збурюючої сили та прискорення необмежено зростають (настає резонанс), при врахуванні в'язкості опору дістаємо обмеженні значення цих величин. Наявність в'язкого опору зменшує амплітуду коливань та позитивно впливає на стійкість системи. Певним підбором параметрів системи можна добитися необхідного динамічного режиму роботи ТН, віброгратки та системи в цілому для забезпечення її ефективної роботи.

#### Перелік посилань

1. Нисонский В.П. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии / В.П. Нисонский., И.И. Гергеа., М.Р. Козулькевич., Ю.В. Гуцуляк. // Пробл. прочности. – 1994. – №10. – С. 30–36. 2. Гергеа И.И. Математична модель ланцюгово-розгалуженої віброударної коливальної системи / І.І.Гергеа, В.П.Нісонський // Доп. НАН України. – 1994. - №5. – С. 58-63. 3. Нісонський В.П. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату / В.П.Нісонський, І.І.Гергеа, В.М.Шопа // Доп. НАН України.- 2000. - №6. – С.62-65. 4. Нісонський В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл / В.П.Нісонський // Автомат. вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд. - Вип. 40. – 2006. – С. 170-177. 5. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. – М., Л.: Энергия, 1966. – 400 с. 6. Алиев И.И. Справочник по электротехнике и электрооборудованию: Учебное пособие для ВУЗов. 2 изд. / И.И.Алиев. – М.: Высшая школа, 2000. – 256 с. 7. Нісонський В.П. Чисельні розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата / Нісонський В.П., Даяк Т.М., Шопа В.М. // Машинознавство. – 2011. – №9-10. – С. 50 – 55.