

К.т.н. О.Ю. Олійник

Національний технічний університет України «КПІ ім. І.Сікорського»

К.т.н. М.М. Рубанка

Київський національний університет технологій та дизайну, Україна

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ

МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Загально прийнято [1-5], що механізм (машину) можна замінити механічною (динамічною) моделлю, що складається із дискретних мас, зв'язаних одна з одною за допомогою пружних в'язів. Це рівнозначно припущенню, що пружні вали мають малу масу, якою можна знехтувати, а деталі у вигляді масивних дисків та циліндрів малої довжини мають безкінечно велику жорсткість, тобто абсолютно тверді. Таке припущення про механізми спрощене і в ряді випадків цим неможливо скористатися, оскільки важко встановити, чи припустимо нехтувати масою валів та чи можливо рахувати дискретну масу абсолютно жорсткою.

Складність рівнянь динаміки систем з розподіленими параметрами (жорсткість та маса) не дозволяє також з впевненістю говорити про ступінь наближеності процесів в реальній системі та розрахунковій дискретній.

У зв'язку з цим при складанні розрахункових схем машин та механізмів необхідно враховувати конструктивні особливості конкретних механізмів і розрахунок вести в варіантах так, щоб одержати результат найбільш близький до реального.

Можна було б розглядати механічну систему в тій формі, в якій вона задана. Однак розв'язання задачі значно спрощується, якщо, використовуючи відомі методи теорії механізмів, реальну конструкцію механізму або машини ми замінимо еквівалентною приведеною схемою, що має такий же енергетичний запас, як і задана реальна система.

В зв'язку з цим приведені маси будуть знаходитися із рівності кінетичних енергій маси, що приводиться, та приведеної маси. Приведені жорсткості будуть

знаходиться із умови рівності потенційних енергій, а приведені сили – із рівності відповідних секундних робіт або потужностей.

При всьому цьому, під масою, пружною в'яззю та силою (крутним моментом) слід розуміти узагальнені масу, в'язь та силу, що відповідають вибраній узагальненій координаті.

В якості алгоритму вибору параметрів динамічних моделей машин та механізмів пропонується наступне.

При динамічних розрахунках доцільно реальну схему заміни приведеною, в якій всі маси мають загальну геометричну вісь обертання, наприклад приводяться до валу електродвигуна. Приведення мас в такому випадку слід здійснювати на основі дотримання рівності кінетичних енергій мас, що приводяться та приведених мас:

$$J_k = J'_k \frac{\omega_k'^2}{\omega_k^2} + \frac{m'_k v_k'^2}{\omega_k^2}, \quad (1)$$

де m'_k, J'_k – відповідно реальні маси та їх моменти інерції відносно осі, що проходить через центр ваги;

J_k – приведений момент інерції маси;

ω_k, ω_k' – кутова швидкість відповідно реальної та приведеної мас;

v_k – швидкість центра ваги маси.

Розрахункову схему механізму машини з масами, що рухаються поступально та масами, що обертаються зручніше представити схемою, в якій всі маси рухаються лише поступально. В цьому випадку приведена маса знаходиться із умови:

$$m_k = J'_k \left(\frac{\omega_k'}{v_k} \right)^2 + m'_k \left(\frac{v_k'}{v_k} \right)^2. \quad (2)$$

Відношення швидкостей, що входить в рівняння (2) може бути знайдено із кінематичного аналізу даного механізму.

У зв'язку з тим, що маси в реальному механізмі замінюються в розрахунковій схемі приведеними масами, до останніх необхідно прикласти, в залежності від типу приведеної системи (поступальна або крутильна), приведені сили або моменти. Їх значення можуть бути знайдені із умови рівності робіт реальних та приведених сил:

$$T_k = \frac{\omega_k'}{\omega_k} T_k' = T_k' u, \quad (3)$$

де T_k, T_k' – приведений та реальний моменти сил;

u – передаточне відношення між реальною та приведеною масами.

Якщо до маси, що приводиться, прикладена сила F_k' , то:

$$T_k = F_k' \frac{v_k' \cos \alpha'}{\omega_k}, \quad (4)$$

де α' – кут між реальною силою та вектором швидкості приведеної маси.

Коли розрахункова приведена схема представлена у вигляді системи мас, що рухаються поступально, зв'язаних між собою пружними в'язями, то до приведених мас необхідно прикласти приведені сили:

$$F_k = F_k' \frac{v_k' \cos \alpha'}{v_k \cos \alpha}, \quad (5)$$

де α – кут між приведеною силою та вектором швидкості приведеної маси.

Коли до маси приводиться момент сил, то:

$$F_k = T_k' \frac{\omega_k'}{v_k \cos \alpha}. \quad (6)$$

Після приведення сил та моментів сил доцільно перейти до розгляду приведення жорсткості в'язей механічної системи. Розрахункова схема характеризується жорсткістю пружних в'язей, які з'єднують між собою дискретні маси системи. При розрахунках зазвичай оперують не дійсними (реальними) жорсткостями та масами, а приведеними їх величинами. У зв'язку з цим із розрахунків одержують спочатку значення приведенного моменту сил пружності, що виникають в пружних в'язях, а потім за допомогою перерахунків – дійсні величини моментів сил пружності на всіх ланках реального механізму.

Варто зазначити, що динамічні розрахунки значно спрощуються, якщо в механізмі (приводі), що містить декілька валів, які обертаються з різними кутовими швидкостями, зробити заміну валів на один. В цьому випадку постає задача знайти приведену жорсткість валу, кутова швидкість якого змінюється в u разів (u – передаточне відношення) в порівнянні з іншим валом (між валами розташована механічна передача). В цьому випадку використовують залежність:

$$C_{23} = C_{23}' u^2, \quad (7)$$

де C_{23} , C'_{23} – відповідно приведена та реальна жорсткість валу веденого елемента передачі (шків, зірочка, зубчасте колесо та інше).

Таким чином, розглянутий алгоритм визначення параметрів динамічних моделей машин та механізмів дозволяє з високою ступеню точності знайти величину динамічних навантажень.

Запропонований підхід знаходження параметрів динамічних моделей машин та механізмів може бути використаний при інженерних розрахунках при динамічному аналізі як існуючого, так і при проектуванні нового механічного обладнання.

Література:

1. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах [Текст]/ С.Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
2. Піпа Б. Ф. Динаміка круглов'язальних машин [Текст]/ Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, Г.І. Павленко. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
3. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів [Текст]/ О.М. Хомяк. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.
4. Чабан В. В. Динаміка основов'язальних машин [Текст]/ В.В. Чабан, Л.А. Бакан, Б.Ф. Піпа. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
5. Піпа Б.Ф. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень [Текст]/ Б.Ф. Піпа О.В. Чабан, С.В. Музичишин. – К.: КНУТД, 2015. – 280 с.