

УДК 62-8:531.3
СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ РАМ МАШИН С РЕКУПЕРАТИВНЫМИ
ПРИВОДАМИ КОЛЕБЛЮЩИХСЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Д. А. ДУБОВИК, Н. П. ПЕРШУКЕВИЧ, *Н. Л. РАКОВА

Государственное научное учреждение
«ОБЪЕДИНЕННЫЙ ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ НАН Беларуси»

*Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
Минск, Беларусь

Обеспечение параметров вибрации, воздействующей на человека, до величин, не причиняющих вреда его здоровью, является обязательным для серийно выпускаемых машин. Действие переменных нагрузок от вибрации на элементы рамы вызывает необходимость увеличения запасов прочности, повышения материалоемкости и стоимости машины, может отрицательно сказываться на выполнении технологического процесса. Особенно актуальным является устранение отрицательных последствий воздействия вибрации на рамы мобильных машин технологического назначения с колеблющимися рабочими органами.

Разработан метод снижения вибрации и нагруженности рам машин с рекуперативными приводами колеблющихся рабочих органов. Сущность метода заключается в создании в механической системе привода колебательного движения двухмассовой колебательной системы, элементами которой являются упругость рекуператора и массы рабочих органов m_1 и m_2 , или же рабочих органов m_1 и искусственно введенных противовесов m_2 . Модель колебательной системы показана на рис. 1.



Рис. 1. Модель двухмассовой колебательной системы

При подключении к массам созданной системы привода колебательного движения, обеспечивающего противофазные гармонические колебания масс с собственной частотой f , созданной колебательной системы. Си-

лы инерции от колеблющихся масс взаимно уравниваются в рекуператоре и не передаются на привод колебательного движения и раму машины.

В основу расчета собственной частоты положен расчет двухмассовой колебательной системы, приведенный в [1]. Жесткость k упругого элемента установленного между массами m_1 и m_2 определяется по формуле:

$$k = \frac{4\pi^2 f^2 m_1 m_2}{m_1 + m_2}.$$

Соотношение амплитуд колебаний грузов в данной системе относительно центра их масс, при свободных колебаниях, обратно пропорционально величинам их масс [1]:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{m_2}{m_1},$$

где a_1 и a_2 – амплитуды колебаний соответствующих масс системы.

Точки (шарниры) присоединения упругого элемента (рекуператора) к колеблющимся массам необходимо располагать на линии, соединяющей центры масс. Размещение точек (шарниров) присоединения привода колебательного движения к рабочим органам следует выбирать из условия минимизации силовых воздействий от рабочих органов на раму машины при выполнении технологического процесса.

Рекуператор должен обеспечивать восстанавливающую упругую силу как при сближении, так и при удалении колеблющихся масс от среднего положения. При расчете собственной частоты колебательной системы необходимо учитывать приведенные инерционные характеристики рекуператора.

Предложенный метод особенно эффективен для машин с относительно малой массой рамы и может быть использован при совершенствовании приводов колеблющихся рабочих органов выпускаемых и проектировании перспективных машин. Использование метода при разработке новых машин с рекуперативными приводами колеблющихся рабочих органов позволит минимизировать массу рамы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Василенко, Н. В.** Теория колебаний / Н. В. Василенко. – Киев : Вища школа, 1992. – 430 с.