

Р.В. Дерягин¹, В.С. Уткин¹, А.Э. Пиир², А.Е. Алексеев²

¹Вологодский государственный технический университет

²Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова

Дерягин Руслан Валентинович родился в 1939 г., окончил в 1963 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории и проектирования машин и механизмов Вологодского государственного технического университета. Имеет более 130 печатных работ в области динамики машин и оборудования деревообрабатывающей промышленности, металлургического оборудования, современных проблем технологии деревообработки.

E-mail: derjagin@mh.vstu.edu.ru, tpmm@mh.vstu.edu.ru

Уткин Владимир Сергеевич родился в 1928 г., окончил в 1951 г. Ленинградский институт инженеров железнодорожного транспорта, в 1965 г. – Ленинградский государственный университет, доктор технических наук, профессор кафедры промышленного и гражданского строительства Вологодского государственного технического университета. Имеет более 400 печатных работ в области проблем прочности, безопасности и надежности.

E-mail: pgs@mh.vstu.edu.ru

Алексеев Александр Евгеньевич родился в 1958 г., окончил в 1980 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор кафедры материаловедения и технологии конструкционных материалов Северного (Арктического) федерального университета имени М.В. Ломоносова, академик Академии проблем качества, чл.-корр. Метрологической академии. Имеет более 200 печатных работ в области лесопиления.

Тел.: 8(8182) 21-89-91



РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ДВУХЭТАЖНЫХ ЛЕСОПИЛЬНЫХ РАМ

Рассмотрена задача уменьшения влияния вибраций двухэтажных лесопильных рам на окружающую среду. Показана возможность их пассивной виброизоляции, реализованная в производственных условиях.

Ключевые слова: лесопильные рамы, вибрации, уравнивание, разрушения, лесопильный цех, синтез, система, виброизоляция, разработка, конструкция, фундамент.

Двухэтажные лесопильные рамы с ходом пильной рамки 600 и 700 мм (длина кривошипа 300 и 350 мм соответственно) относятся к машинам большой динамичности.

Основным источником их вибраций является инерционное возбуждение из-за неуравновешенности поступательно движущихся масс (с учетом масс части шатуна и полного комплекта рамных пил с оснасткой они достигают 600 кг и более при угловой скорости вращения кривошипа 31,4...33,5 рад/с).

Наиболее эффективным способом локализации вибраций лесопильных рам и окружающей среды представляется конструктивное уравнивание поступательно движущихся масс [1, 2, 5]. Экспериментальные исследования модернизированной двухэтажной лесопильной рамы модели 2Р75-1 в соответствии с предложением [1] по заказу ЗДС «Северный Коммунар» (г. Вологда) показали возможность полного гашения инерционного возбуждения лесопильной рамы по первой гармонике при установке ее на легкий фундамент, необходимый лишь для обеспечения монтажа машины и механизмов уравнивания. Инерционное возбуждение по второй гармонике, как показали измерения вибраций, не оказывает существенного воздействия на машину и окружающую среду. К сожалению, полученные результаты не удалось использовать при серийном производстве лесопильных рам в связи с изменением экономической ситуации в стране.

Цель данной работы – уменьшить влияние вибраций двухэтажных лесопильных рам на окружающую среду.

В настоящее время основной способ борьбы с вибрациями лесопильных рам – установка их на массивные бетонные фундаменты, опирающиеся в зависимости от геологических условий на грунтовое

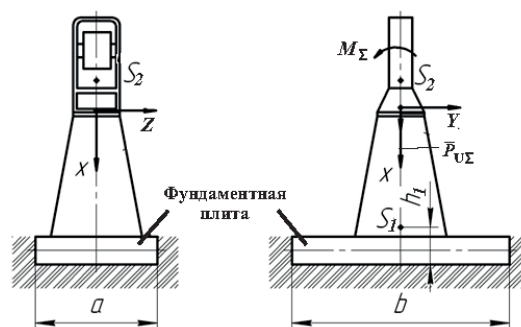


Рис. 1

или свайное основание (рис. 1). Факторами динамического воздействия на машину являются главный вектор сил инерции $\bar{P}_{u\Sigma}$ и главный момент сил инерции M_u .

Главный момент сил инерции и момент от сил резания весьма эффективно уравновешиваются реакциями фундаментной плиты, у которой $b > a$. За счет этого реакции малы по сравнению с реакциями от главного вектора сил инерции.

При полном уравновешивании вращающихся масс механизма резания, когда положение его центра масс располагается на вертикальной линии, проходящей через ось кривошипа, главный вектор сил инерции также будет проходить через ось кривошипа. Это позволяет рассматривать вертикальные колебания станины лесопильной рамы с фундаментом по оси X на основе динамической модели с одной степенью свободы (рис. 2).

Модуль главного вектора сил инерции за один цикл работы механизма с учетом малого значения отношения длины кривошипа к длине шатуна λ (для лесопильной рамы 2P75-1 отношение $\lambda = 0,15$) с достаточной точностью может быть определен по известной формуле:

$$P_{u\Sigma} = P_{u\Sigma X} = m_b \omega_1^2 l_1 (\cos \omega_1 t + \lambda \cos 2\omega_1 t), \quad (1)$$

где $m_b = m_3 + m_{b_2}$;

m_3 – масса пильной рамки;

m_{b_2} – масса шатуна, отнесенная к оси кинематической пары шатун – пильная рамка;

ω_1 – угловая скорость вращения кривошипа;

l_1 – длина кривошипа;

t – время.

Согласно принципу суперпозиции для линейных систем уравнение (1) можно представить в следующем виде:

$$P_{u\Sigma X}(t) = \sum_{k=1}^2 P_0^{(k)} \cos k\omega_1 t, \quad (2)$$

где k – номер гармонической составляющей;

$P_0^{(k)}$ – амплитуда k -й гармонической составляющей модуля главного вектора сил инерции.

Запишем уравнение движения системы под действием k -й гармоники силы [4]:

$$\ddot{x}^{(k)} + 2\varepsilon \dot{x}^{(k)} + \omega_0^2 x^{(k)} = \frac{P_0^{(k)}}{m} \cos k\omega_1 t, \quad (3)$$

где $x^{(k)}$ – перемещение системы;

ε – коэффициент демпфирования;

ω_0 – угловая частота собственных колебаний системы, $\omega_0 = \sqrt{c/m}$;

c – упругий коэффициент, $c = C_F F$;

C_F – коэффициент равномерного упругого сжатия грунта;

F – опорная площадь фундамента (фундаментной плиты).

Примем $x^{(k)} = x_0^{(k)} \cos(k\omega_1 t + \alpha_k)$.

Здесь $x_0^{(k)}$ – амплитуда перемещения массы m под действием k -й гармоники силы.

После подстановки этого выражения в уравнении (3) получим частное решение уравнения

$$x^k = \frac{P_0^{(k)}}{c} \left[(1 - \eta_k^2)^2 + \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0} \right)^2 \eta_k^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \cos k\omega_1 t, \quad (4)$$

где $\eta_k = \frac{k\omega_1}{\omega_0}$ – частотное отношение для k -й гармоники.

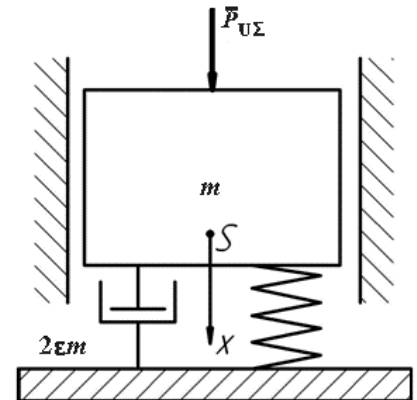


Рис. 2

С учетом уравнений (3) и (4) для амплитуд перемещений системы по первой и второй гармонике модуля главного вектора сил инерции получим

$$x_0^{(1)} = \frac{m_B l_1}{m} \alpha_u^{(1)}; \quad x_0^{(2)} = \frac{m_B l_1}{m} \alpha_u^{(2)}. \quad (5)$$

Здесь $\alpha_u^{(1)} = \eta_1^2 \left[(1 - \eta_1^2)^2 + \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0} \right)^2 \eta_1^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$ и $\alpha_u^{(2)} = \eta_1^2 \left[(1 - \eta_2^2)^2 + \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0} \right)^2 \eta_2^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$ – коэффициенты

динамического усиления (относительные амплитуды колебаний) при инерционном возбуждении колебаний по первой и второй гармоникам соответственно.

На рис. 3 представлена зависимость коэффициента динамического усиления от частотного отношения η_1 при инерционном возбуждении по первой гармонике.

При установке лесопильных рам на грунтовые или свайные основания они работают в дорезонансной зоне, т. е.

частотное отношение η_1 должно быть меньше единицы. Причем на практике встречаются два варианта. При установке на свайные или плотные грунтовые основания должно выдерживаться неравенство $\eta_1 \leq 0,4$, а для более податливых оснований – $0,6 \leq \eta_1 \leq 0,8$. Это связано с необходимостью отстройки системы от резонанса по второй гармонике, так как при $\eta_1 = 0,5$ имеем $\eta_2 = 1$.

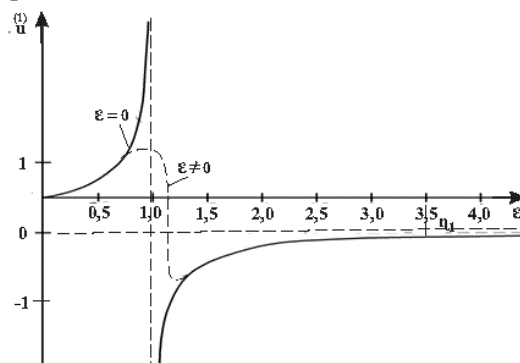


Рис. 3.

О влиянии коэффициента демпфирования ε на коэффициенты динамического усиления и о возможности определения динамических параметров и других характеристик системы по результатам измерения виброперемещений изложено в работе [4].

Как показывает практика, даже при отстройке системы от резонанса (особенно при $0,6 \leq \eta_1 \leq 0,8$) реакция на инерционное воздействие (при $\eta_1 = 0,75$) может быть равна или превышать его. Таким образом, проблемы, связанные с вибрационным воздействием лесопильных рам на здания и сооружения, обслуживающий персонал и окружающую среду в радиусе до нескольких сотен метров, остаются, как правило, нерешенными.

В то же время в рамках рассмотренной выше динамической модели (см. рис. 2) можно проанализировать условия, при которых целесообразно реализовать систему пассивной виброизоляции лесопильных рам.

Такие системы устанавливают на серийно выпускаемые виброизоляторы металлорежущих станков и другого оборудования в машиностроении и др. отраслях. Серийные виброизоляторы рассчитаны на работу при возбуждающих воздействиях, как правило, с частотой более 10 Гц, так как считается [3], что виброизоляция низкочастотных машин неэффективна.

В отличие от систем, в которых предусматривается установка фундаментов машин на грунтовое или свайное основание, система виброизоляции всегда рассчитана на работу в зарезонансной зоне, т. е. при условии $k\omega_1 / \omega_0 > \sqrt{2}$ [4]. При переходе в зарезонансную зону реакция системы (рис. 3) оказывается в противофазе с инерционным возбуждением и уравнивает его в зависимости от выбранного частотного отношения. При полигармоническом возбуждении колебаний основная проблема состоит в обеспечении виброзащиты от возбуждения по первой гармонике, так как при этом виброизоляция от возбуждения по высшим гармоникам гарантируется всегда.

С учетом того, что за пределами зоны резонанса влияние демпфирования мало, коэффициентом динамического усиления можно пренебречь, тогда из выражения (5) запишем

$$\alpha_u^{(1)} = \frac{\eta_1^2}{1 - \eta_1^2}.$$

Отсюда видно, что с ростом частотного отношения увеличивается коэффициент динамического усиления, который в зарезонансной зоне имеет отрицательное значение.

При $\eta_1 = 5$ имеем $\alpha_u^{(1)} = -\frac{25}{24} = -1,0416$, т. е. основанию передается лишь около 4 % от амплитуды первой гармонике главного вектора сил инерции. Для второй гармонике это составит

не более 1 %.

На практике для получения меньшего значения статической деформации виброизоляторов и удовлетворительных результатов виброизоляции целесообразно уменьшать частотное отношение.

В 2002 г. нами был получен заказ от строительной фирмы на разработку системы пассивной виброизоляции двух двухэтажных лесопильных рам модели 2Р75-1 для дочернего лесопильного предприятия в пос. Верховажье Вологодской области. Заказ был связан с необходимостью предупредить возможное разрушение приобретенного здания цеха, построенного на песчаном грунте, под действием вибраций, возбуждаемых лесопильными рамами. Одновременно ставилась задача защитить от вибраций жилой поселок, расположенный в нескольких десятках метров от предприятия.

В соответствии с заданием был выполнен синтез системы виброизоляции, основанный на результатах работы [4], что позволило определить динамические параметры и характеристики системы (коэффициенты жесткости упругой системы, масса фундамента, площадь опорной плиты), разработать конструкцию фундамента, выбрать серийные упругие элементы, разработать технологию монтажа системы и т.д.

Все работы по реконструкции цеха, монтажу и пуску оборудования были выполнены в сжатые сроки. Лесопильные рамы (схема системы виброизоляции показана на рис. 4) эксплуатируются и в настоящее время.

Выводы

1. Виброизоляция низкочастотных машин большой динамичности возможна и эффективна.

2. Надежность системы виброизоляции даже при несоблюдении рекомендаций по эксплуатации и выполнению регламентов оказалась весьма высокой.

3. Применение системы виброизоляции может быть рекомендовано для использования при монтаже новых машин в строящихся цехах, замене лесопильных рам или в тех случаях, когда использование машин выходит за пределы требований технических регламентов по допустимому вибрационному воздействию на здания, сооружения, работающий персонал и окружающую среду.

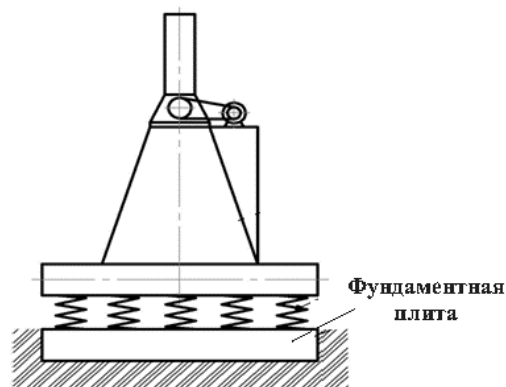


Рис. 4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. № 616124 (СССР). МКИ² В27В 3/12. Лесопильная рама / Дерягин Р.В., Лебедев Л.Л., Метелкин А.М., Смирнов П.И. Заявл. 06.12.76. № 2426315/29–15. Бюл. №27. 1978.
2. А. с. № 1412941 (СССР). МКИ² В27В 3/12. Привод лесопильной рамы / Майоров Ю.П., Головачев А.П., Мазалев В.Г., Диев Л.В., Дерягин Р.В. Заявл. 17.01.86. № 4009317/29–15.
3. Вибрации в технике. Т. 6. Защита от вибрации и ударов. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.
4. Дерягин Р.В. Вибрация лесопильных рам. Л.: Изд-во ЛГУ, 1986. 144 с.
5. Пат. № 2117306 (ФРГ). МКИ² В27В 3/12. Устройство для уравнивания поступательно движущихся масс лесопильной рамы / Эстерер М.. Заявл. 08.04.71. № Р 21717306.8.15. Оpubл. 02.03.78.
6. Kuhnert E., Hunger P. Schwingungsstillung an Gatterägemaschinen// Holzindustrie. 1976. N 2. S. 58–60.

Поступила 15.06.11

R.V. Deryagin¹, V.S. Utkin¹, A.E. Pür², A.Y. Alexeyev²

¹ Vologda State Technical University

² Northern (Arctic) Federal University named after M.V.Lomonosov

Vibroinsulation Task of the Double Deck Gang Sawing Machines Solution

A task of mitigation of the vibration impact on the surrounding environment has been considered. Passive vibration protection was implemented in the work situations.

Key words: double deck gang sawing machine, vibration, counterbalancing, destruction failure, sawing workshop, synthesis, system, vibration protection, elaboration, design, substructure.