

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОЙ ТЕХНИКИ МЕТОДАМИ ВИБРОТЕХНОЛОГИЙ

И.Ф. Гончаревич, Э.Г. Гудушаури, Л.В. Гаврилина

Рассмотрены примеры применения вибротехнологий в различных технологических отраслях. Показано, что использование дополнительных вибрационных воздействий при экскавации полезных ископаемых позволяет облегчить процесс разрушения добываемого массива природных ископаемых, а при последующем транспортировании – снизить силы сопротивления перемещению насыпного материала вдоль рабочего органа. Затронуты вопросы виброзащиты оборудования и обслуживающего персонала при внедрении вибротехнологий. Установлено, что дополнительная высокочастотная вибрация может сместить рабочий диапазон частот агрегата в зарезонансную область и тем самым снизить суммарные уровни возбуждаемых колебаний, обеспечивая безопасные условия работы машины и человека. Описана конкретная схема динамически уравновешенного бигармонического привода, позволяющего повысить эффективность работы машины и снизить вредное воздействие, как на саму машину, так и на человека.

Ключевые слова: вибротехнология, роторные машины, частота колебаний, виброзащита, бигармонический привод.

Введение

Вибрационные технологии и реализующее их оборудование вследствие высокой эффективности получают всё более широкое применение в самых различных отраслях промышленности, в частности, при совершении транспортно-перегрузочных и сепарационных технологических операций [1–16]. В ряде случаев по своим технологическим показателям вибрационные машины и технологии оказываются предпочтительнее традиционных. Именно по этой причине традиционное оборудование часто модернизируют, дооснащая его вибрационными приводами и механизмами. Однако некоторые обстоятельства при широком внедрении вибрационной техники создают определённые проблемы. Прежде всего, имеются в виду возникающие значительные динамические нагрузки на конструктивные узлы модернизируемых машин и вредные воздействия вибрации на обслуживающий персонал. Так, например, мощные перегрузочные ленточно-цепные погрузчики и роторные перегрузочные машины,

являющиеся одним из наиболее совершенных и высокопроизводительных типов рабочих машин для осуществления соответствующих технологических операций, функционируют не в циклических, а в непрерывных режимах, не связанных со значительными циркуляционными потерями энергии. Однако рабочие органы этих агрегатов испытывают низкочастотные интенсивные силовые импульсы, опасные для самих машин и вредные для обслуживающего персонала [11–13].

Настоящая статья, не претендуя на полноту изложения существующих разнообразных методов, посвящена обсуждению возможности снижения динамических нагрузок путем изменения спектрального состава возмущающих воздействий.

Дополнительное импульсное воздействие

Рассмотрим применение вибротехнологий на примере роторной машины (экскаватора, перегружателя), рабочим органом которого

является стрела с ковшами, закреплёнными на роторе. На рис. 1 представлена фотография¹ роторного экскаватора фирмы SANDVIK в сложенном (транспортном) положении стрелы [9].

Взаимодействие рабочих органов с обрабатываемой средой (в случае экскаватора – массивом породы, в случае перегружателя – сыпным материалом) генерирует периодические нагрузки, которые передаются на рабочую стрелу агрегата [9]. Как показал промышленный опыт и исследования специалистов, частоты этих импульсов во многих случаях оказываются близкими к собственным частотам колебаний стрелы ротора [2, 5, 8, 9]. В связи с этим возбуждаются окolorезонансные режимы колебаний стрелы, характеризующиеся значительными амплитудами напряжений. Возникает опасность усталостных повреждений стрелы, что может привести к серьёзным проблемам при эксплуатации оборудования и обеспечения безопасности обслуживающего персонала. Вопросы снижения паразитных колебаний стрелы роторных экскаваторов и перегружателей насыпных грузов широко обсуждается в специальной литературе, где описаны различные варианты её решения, главным образом, связанные с подавлением уже возбуждённых колебаний [8, 9].

Действие периодических импульсов

Авторы настоящей статьи предлагают другой подход, заключающийся в отстройке действующих возмущений от диапазона частот собственных колебаний стрелы. Интенсивные колебания стрелы возбуждаются вследствие действия периодических импульсов, возникающих при взаимодействии зубьев ротора с перерабатываемой средой с частотой, достаточно близкой к собственной частоте колебаний стрелы ротора [13]. Изменить и ввести в безопасный диапазон действующую на стрелу ротора частоту колебаний удаётся, дополнительно установив специальный импульсный привод ротора. Подобный привод представляет собой возбудитель колебаний, обычно с электрическим, гидравлическим или пневматическим источником энергии, работающий на частотах, существенно более высоких, чем частота собственных колебаний стрелы ротора [15–21]. В результате наложения колебаний, генерируемых импульсным приводом, на ре-



**Рис. 1. Роторный экскаватор
в сложенном положении стрелы**

зонансные колебания стрелы, колебательная система «стрела – ротор» из резонансного режима переводится в зарезонансный режим работы. Важно отметить, что даже при изначально высоких уровнях колебаний стрелы переход в зарезонансный режим приводит к возбуждению колебаний с относительно малыми размахами. Соответственно, существенно снижаются и уровни напряжений в конструкции стрелы.

Применение вместо традиционных способов подавления вынужденных колебаний нового импульсного привода с правильно подобранным режимом работы обеспечивает снижение не только динамических нагрузок на стрелу, но и статических усилий, поскольку подобный привод имеет гораздо меньшую мощность и массу и работает на высокочастотных (зарезонансных для стрелы) режимах.

Кроме того, известным фактом является то, что правильно подобранные импульсные режимы работы при выполнении подобных рассматриваемому случаю операций оказываются, как правило, более эффективными по ряду показателей, в том числе и в части снижения энергопотребления [5].

Применение импульсного привода позволяет получить и другой, не менее важный эффект, а именно, повысить эффективность процесса зачёрпывания перемещаемых насыпных грузов, так как в экскавационном режиме дополнительная высокочастотная вибрация облегчает разрушение массива. В результате сокращается расход энергии привода на зачёрпывание насыпных грузов вследствие вступления

¹ Фотография с сайта <http://forum.bauforum24.biz/forum/index.php?act=Attach&type=post&id=252805&imagelayer=.jpg>

в действие известного эффекта импульсных режимов работы и сокращения поступления энергии в колебательную систему стрелы [10, 11, 14–16].

Снижение энергопотребления достигается и за счёт того, что при действии вибрации в контактной зоне «рабочий орган – технологическая среда» снижается эффективное трение [10, 11]. Таким образом, главный вопрос заключается в том, как эффективнее решить поставленную многогранную задачу – создание специализированного импульсного привода для роторных рабочих органов перегрузочных установок.

Механизм воздействия вибрации на снижение осреднённых сил трения (имеется в виду, что величина мгновенных сил трения не изменяется под действием вибрации, меняется лишь их интегральное действие) исследовался как теоретически, так и экспериментально [10, 11, 14–16].

Известные экспериментальные и теоретические исследования позволяют достаточно определённо констатировать, что вибрация (в исследованном диапазоне параметров) существенно уменьшает сопротивление транспортированию [10, 11, 14–16]. Для оценки влияния вибрации на изменения модифицированных коэффициентов трения (сопротивлений транспортированию) авторами статьи введено понятие удельного коэффициента сопротивления транспортированию, представляющего собой отношение коэффициента сопротивления транспортированию при вибрации к коэффициенту сопротивления транспортированию без вибрации.

Основным обобщённым параметром, влияющим на величину сопротивлений транспортированию при воздействии вибрации, является ускорение колебаний грузонесущего органа. Проведенный анализ показал, что экспериментальные данные, относящиеся к различным амплитудам и частотам колебаний, но одинаковым амплитудным значениям ускорения, располагаются в весьма узкой области, которая может быть заменена плавной кривой. Таким образом, ускорение колебаний при прочих одинаковых условиях эксперимента является одним из основных параметров, определяющих характер взаимодействия через силы трения транспортируемого груза с вибрирующей поверхностью, что подтверждает данные теоретических исследований.

Анализируя существующие зависимости приведенных коэффициентов сопротивления перемещению, построенные по экспериментальным данным, можно констатировать, что колебания с ускорениями в диапазоне $0-0,35\text{ g}$ ($g = 9,81\text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения (силы тяжести) в гравитационном поле Земли) незначительно влияют на величину сопротивлений транспортированию. В области ускорений $(0,35-1,2)\text{ g}$ сопротивления транспортированию уменьшаются прямо пропорционально величине ускорения колебаний, достигая 10–20% от величины сопротивлений при отсутствии вибрации. При дальнейшем увеличении ускорений колебаний (до $2,2\text{ g}$) сопротивления транспортированию уменьшаются более плавно, достигая 5–10% от величины сопротивлений транспортированию в отсутствие вибрации [10, 11].

Установлена общая закономерность, что с увеличением толщины слоя повышается удельный коэффициент сопротивления транспортированию. При этом вид груза оказывает меньшее влияние, так как удельный коэффициент принимается с учётом обычного коэффициента трения. Экспериментальные исследования показывают, что при воздействии вибрации на массовые грузы со значительной толщиной слоя коэффициент сопротивления транспортированию уменьшается при параметрах режима работы значительно меньших единицы, т.е. также в безотрывных режимах [10].

Специальные виброимпульсные приводы могут возбуждать также асимметричные колебания ротора. Физической основой особой эффективности асимметричных режимов колебаний являются их полигармонический состав и эффект направленного управления вязкими силами трения [7].

В настоящее время, наряду с механическими приводами, всё более широкое применение получает гидропривод [2, 15, 20]. Однако опыт его применения показал, что для его эффективного использования надо иметь методику, интегрально учитывающую динамические свойства системы «вибромашина–технологическая нагрузка–привод».

Закон движения вибрационных машин, вследствие наличия упругих связей (пружин, рессор), определяется не только приводом, но и сложными динамическими свойствами системы «технологическая нагрузка–механизмы и

привод виброустановки». Наличие в системе упругих связей не позволяет кинематически жестко задать параметры движения вибромашины, что, с одной стороны, усложняет расчёты по выбору режимов колебаний, а с другой – позволяет осуществлять компенсацию динамических нагрузок восстанавливающими силами упругой системы.

Реализуемые виброимпульсные режимы работы роторного колеса дают возможность перегружать липкие глинистые грузы, вследствие того, что особенно асимметричные крутильные колебания роторного колеса предотвращают процессы налипания перегружаемой массы. Вследствие снижения массы налипшего груза не происходит уменьшения фактической ёмкости ковшей. Вместе с тем под действием вибрации происходит более полное заполнение ковшей, а это приводит к увеличению эксплуатационной производительности машины.

При использовании импульсного привода уменьшается энергопотребление машины, так как трение между грузом и ковшом существенно снижается. Импульсный механизм создаёт только крутильные динамические нагрузки, поскольку опора роторного колеса осуществлена в нейтральной точке системы, и на стрелу колебания и неблагоприятные дина-

ческие нагрузки непосредственно от импульсного привода не передаются.

Бигармонический привод

К снижению вредных динамических нагрузок на окружающую среду (сооружения, природу, обслуживающий персонал), генерируемых вибрационной машиной, приводит применение виброприводов бигармонических колебаний вместо моногармонических виброприводов. Схема привода бигармонических колебаний, способного генерировать чрезвычайно эффективные технологические режимы, представлена на рис. 2 [17].

Вибропривод включает в себя четыре параллельно установленных и вращающихся в подшипниках эксцентриковых вала 1–4, на хвостовиках которых установлены дебалансы 5. В исходном положении эксцентриситеты левой и правой пары соседних дебалансов направлены в противоположные стороны. Сами валы, соединённые между собой посредством зубчатых колес, образуют жесткую кинематическую цепь. К ведущему валу 2 приложен крутящий момент с возможностью изменения частоты вращения. На эксцентриках 6 и 7 двух смежных валов установлены шатуны 8 и 9 рычажно-шарнирной подвески рабочего органа, кото-

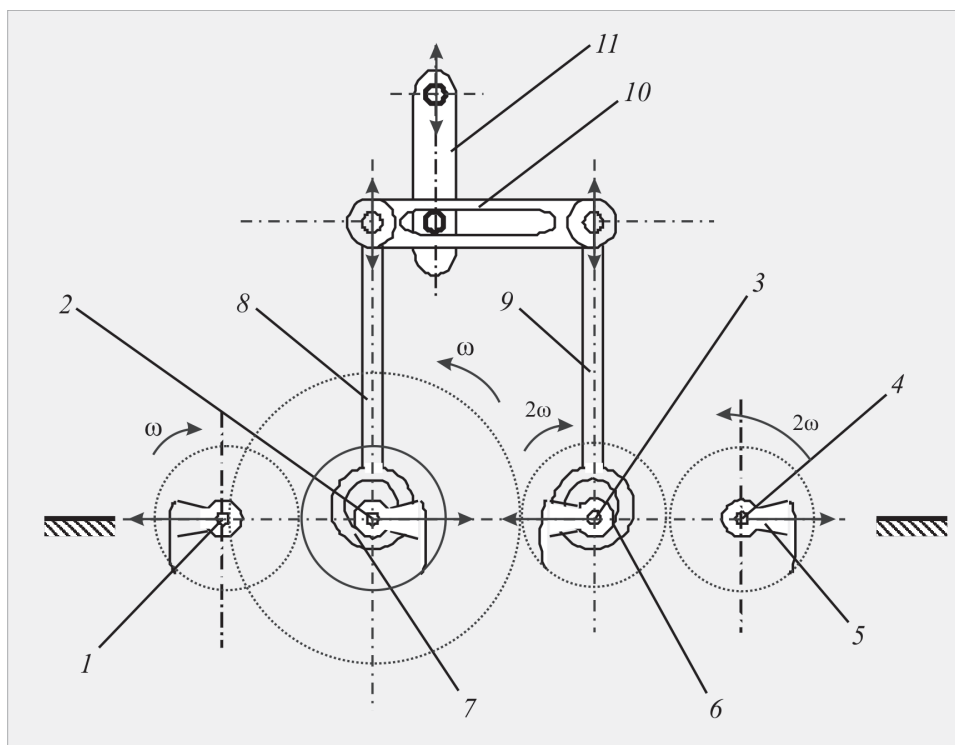


Рис. 2. Схема уравновешенного бигармонического привода

рая состоит из регулировочного балансира 10 и толкателя 11 рабочего органа вибромашины. Как видно из представленной схемы, при сообщении ведущему валу 2 крутящего момента с угловой скоростью ω ведомый вал 3 будет вращаться с той же угловой скоростью ω , а валы 3 и 4 – с угловой скоростью 2ω . При этом валы 1 и 4 вращаются в направлении, противоположном вращению валов 2 и 3.

При таком вращении валов, установленные на них дебалансы развивают силы инерции (усилия), уравнивающие друг друга в направлении горизонтальной оси, а в направлении вертикальной оси они суммируются. Важно отметить еще одну особенность данной конструкции: в те моменты времени, когда силы инерции шатунов направлены вверх, силы инерции, развиваемые дебалансами, направлены вниз. Тем самым, происходит динамическое уравнивание усилий, передаваемых шатунами на фундамент (в вертикальном направлении).

Моногармонические колебания, генерируемые эксцентриковыми приводами 2-го и 3-го валов с частотами ω и 2ω , соответственно, передаются через шатуны 8 и 9 на балансир 10. В результате рабочий орган будет совершать колебания по закону

$$A_1 \sin \omega t + A_2 \sin (2\omega t + \varepsilon),$$

где ε – сдвиг фаз колебаний между первой и второй гармониками; A_1 , A_2 – амплитуды первой и второй гармоник.

Для регулирования соотношения амплитуд A_1 и A_2 бигармонических колебаний, сообщаемых виброприводом рабочему органу, балансир 10 имеет прорезь, в которой может перемещаться палец толкателя рабочего органа вибропривода. Привод отличается простотой конструкции и регулирования. К достоинствам подобного вибропривода следует отнести также и относительную простоту замены существующего (модернизируемого) привода и установки простой рессорной подвески, исключающей паразитные колебания машины.

Заключение

Таким образом, исходя из проведенного анализа, можно сделать вывод, что использование импульсного вибропривода, с одной стороны, позволяет повысить эффективность различных транспортно-перегрузочных технологических операций за счет облегчения процессов разру-

шения массива добываемой породы и снижения сил сопротивления перемещению насыпного материала, а, с другой – решить проблему виброзащиты оборудования и обслуживающего его персонала путем перевода режима работы машины в зарезонансную область частот. Описанная конструктивная схема вибропривода позволяет реализовать регулируемый по амплитудам эффективный бигармонический закон движения рабочего органа при одновременном полном уравнивании динамических нагрузок по первой и второй гармоникам всех перемещающихся в периодическом режиме конструктивных частей вибрационной машины и компенсировать возникновение паразитных динамических нагрузок в системе.

Список литературы

1. Гончаревич И.Ф. Модернизация портовых транспортно-перегрузочных установок. – М.: Изд-во Алтай-МГАВ, 2012. – 144 с.
2. Гончаревич И.Ф. Исследование динамики кинематического звена с поступательными перемещениями циклового робота-манипулятора с пневмоприводом. – М.: Изд-во Алтай – МГАВТ, 1999. – 32 с.
3. Гончаревич И.Ф., Гудушаури Э.Г. Защита от вибрационных воздействий человека-оператора и повышение эффективности технологического оборудования методами вибрационной техники // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 3. С. 69–81.
4. Goncharevich I.F., Gudushauri E.G. Some approaches of modelling of machine and technological complexes using phenomenological models of processed dispersed media // International Journal of Engineering and Automation Problems. 2011. № 2. С. 81–91.
5. Гончаревич И.Ф., Кабычкин Д.А. Исследования режимов работы цепного рабочего органа портового перегрузочного комплекса типа Кратцер. Могилев, Инетрстроймех. 2011. С. 4–9.
6. Гончаревич И.Ф., Никулин К.С. Робототехнические комплексы. – М.: Изд-во Алтай – МГАВТ, 2011. – 60 с.
7. Гончаревич И.Ф., Тиль Б. Асимметричные колебания – средство повышения эффективности вибрационных технологических процессов // Журнал XXI век. 2005. № 5. С. 46–54.

8. Гончаревич И.Ф., Четвертухин Н.В. Повышение эффективности портовых перегружателей насыпных грузов // Подъемно-транспортное дело. 2012. № 3. С. 2–5.
9. Гончаревич И.Ф., Четвертухин Н.В. Роторные перегружатели и экскаваторы с импульсным приводом. Могилёв, Интерстроймех. 2011. С. 15–19.
10. Goncharevich I.F., Frolov K.V. Theory of Vibratory Technology. – New York, Washington, Philadelphia, London, Hemisphere Publishing Corporation. 1990. – 540 p.
11. Гудушаури Э.Г., Пановко Г.Я. Теория вибрационных технологических процессов при некулоновом трении. – М.: Наука, 1988. – 145 с.
12. Gusev B., Goncharevich I. Vibration and wave technologies // Proceedings of International Conference «Aims and Future of Engineering». Hong Kong. 2005. С. 22–31.
13. Kuklev A.V., Goncharevich I.F. Computer methods of estimation of efficient process conditions of the ccm's casting mold // Proceedings of the 6th European Conference on Continuous Casting. Rechio, Italy, 2008. С. 36–43.
14. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. Изд-во РХД. – М. – Ижевск: 2006. – 158 с.
15. Пановко Г.Я. Лекции по основам вибрационных машин и технологий. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008. – 192 с.
16. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные и волновые машины. – М.: Наука, 1985. – 288 с.
17. Пат. 2499099 Российская Федерация, МПК E02D3/074, H02K7/065. Вибропривод для создания бигармонических режимов колебаний / И.Ф. Гончаревич, Э.Г. Гудушаури, М.П. Галкин; опубл. 20.11.2013. Бюл. № 32.
18. Пат. 2327544 Российская Федерация, МПК B22D11/053. Способ и устройство для обработки вибрацией непрерывно-литых заготовок / Г.Н. Еланский, И.Ф. Гончаревич; опубл.: 27.06.2008. Бюл. № 18.
19. Пат. 2239516 Российская Федерация, МПК 7 B22D11/051, B22D11/053. Способ и устройство для обработки вибрацией непрерывно-литых заготовок / Г.Н. Еланский, И.Ф. Гончаревич, А.И. Косырев, М.П. Галкин, Р.В. Какабадзе; опубл.: 10.11.2004. Бюл. 14.
20. Пат. 2428274 Российская Федерация, МПК B22D 11/051. Способ непрерывной разливки стали / Ю.М. Айзин, Д.Р. Ганин, И.Ф. Гончаревич, А.В. Куклев, А.М. Лонгинов; опубл.: 10.09.2011. Бюл. № 25.
21. Пат. 2378084 Российская Федерация, МПК B22D11/051. Способ непрерывной разливки стали / А.В. Куклев, В.М. Паршин, И.Ф. Гончаревич, Д.Р. Ганин, Ю.М. Айзин; опубл.: 10.01.2010. Бюл. № 1.

Материал поступил в редакцию 05.03.14

ГОНЧАРЕВИЧ Игорь Фомич

E-mail: info@imash.ru
Тел.: (495) 342-01-80

Доктор технических наук, профессор, академик-секретарь Российской инженерной академии. Сфера научных интересов: вибрационные машины и технологические процессы, динамика машин. Автор 16 монографий, более 400 статей, 120 изобретений.

ГУДУШАУРИ Элгуджа Георгиевич

E-mail: info@imash.ru
Тел.: (495) 624-17-63

Доктор технических наук, главный научный сотрудник Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера научных интересов: теория механизмов и машин, динамика машин, вибрационные машины и технологические процессы. Автор 5 монографий, более 170 научных статей, 37 изобретений.

ГАВРИЛИНА Любовь Васильевна

E-mail: info@imash.ru
Тел.: (495) 625-37-82

Научный сотрудник Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Сфера научных интересов: вибрационные машины и технологические процессы. Автор 17 научных статей.