

Розроблено 3D модель грохоту легкого типу ГИЛ 42 із двочастотним віброзбудником у вигляді кульового автобалансира. Комп'ютерним моделюванням досліджено процес збудження двочастотних вібрацій. Визначені області зміни параметрів, що забезпечують гарантоване настання двочастотних вібрацій. Сформульовані припущення щодо механізму виникнення двочастотних вібрацій

Ключові слова: віброзбудник, двочастотні вібрації, 3D моделювання, дебаланс, резонансна вібромашина, автобалансир, грохот

Разработана 3D модель грохота легкого типа ГИЛ 42 с двухчастотным вибровозбудителем в виде шарового автобалансира. Компьютерным моделированием исследован процесс возбуждения двухчастотных вибраций. Определены области изменения параметров, обеспечивающие гарантированное наступление двухчастотных вибраций. Сформулированы предположения относительно механизма возникновения двухчастотных вибраций

Ключевые слова: вибровозбудитель, двухчастотные вибрации, 3D моделирование, дебаланс, резонансная вибромашина, автобалансир, грохот

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВОЗБУЖДЕНИЯ ДВУХЧАСТОТНЫХ ВИБРАЦИЙ ШАРОВЫМ АВТОБАЛАНСИРОМ ГРОХОТА ГИЛ 42

Г. Б. Филимонихин

Доктор технических наук, профессор
Кафедра деталей машин и прикладной механики*

В. В. Яцун

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра строительных,
дорожных машин и строительства*

E-mail: yatsunvvkr@mail.ru

*Кировоградский национальный
технический университет
пр. Университетский, 8,
г. Кировоград, Украина, 25006

1. Введение

В резонансных вибромашинах вибровозбудители приводят в движение большие по площади коробки грохота с минимальными затратами энергии [1–3].

Значительное повышение эффективности вибромашин обеспечивается использованием в них двух и больше частотных вибровозбудителей [4]. В таких машинах при колебаниях коробка (решета, сита и т. п.) с более низкой частотой выполняется основной техпроцесс – сепарация, просеивание и т. п., а колебания с более высокой частотой обеспечивают самоочищение коробка и изменение механических свойств обрабатываемого материала для увеличения интенсивности основного техпроцесса.

Объединение резонансной машины с двухчастотным вибровозбудителем позволит получить энергоэффективную машину с повышенной производительностью за счет объединения преимуществ резонансных и двух (и более) частотных вибромашин.

Существующие способы возбуждения двухчастотных вибраций имеют трудности с подстройкой под резонансную частоту колебаний коробка [1–4]. С другой стороны, обнаружен особый режим движения ротора с пассивным автобалансиром (АБ), в котором ротор вращается с рабочей частотой, а корректирующие грузы (КГ) не могут его догнать и застревают на одной из резонансных частот колебаний ротора [5–16]. Долгое время этот режим, в рамках теории АБ, рассматривался

как побочный (нежелательный). При этом основное внимание уделялось подбору параметров ротора и АБ, при котором наступает автобалансировка, а любые другие побочные движения – неустойчивы.

В работах [17, 18] авторами был впервые предложен новый способ возбуждения двухчастотных вибраций коробов вибромашин с использованием в качестве вибровозбудителя АБ. В работах [19, 20] экспериментально и 3D моделированием доказана работоспособность способа. В таких машинах особый режим движения ротора с АБ уже является основным (желаемым), и актуальными становятся исследования условий, механизма возникновения и устойчивости этого режима движения.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В работе [5] при изучении процесса уравнивания ротора на упруго-вязких опорах двухмаятниковым АБ был обнаружен новый побочный режим движения роторной системы, который был объяснен эффектом застревания Зоммерфельда. В АБ два маятника свободно насажены на вал ротора и их разгоняют до частоты вращения ротора силы сопротивления, действующие на маятники при движении относительно ротора. При малых силах сопротивления маятники собираются вместе и застревают на резонансной частоте

те колебаний ротора, а ротор вращается с рабочей частотой. В работе полагалось, что этот режим движения возникает, если на маятники действуют силы сухого трения.

Заметим, что изначально эффект Зоммерфельда это – застревание при разгоне маятника, жестко насаженного на вал электродвигателя, установленного на платформу на податливых опорах на резонансной частоте колебаний платформы [6].

В работе [7] экспериментально обнаружен режим, в котором два шара в шаровом АБ прижаты друг к другу и во вращении отстают от ротора. В этих движениях шары почти равномерно вращаются относительно земли со скоростью, равной наименьшей резонансной скорости вращения ротора, а продольная ось ротора движется по гипоциклоиде, образованной прямой прецессией с этой частотой и прямой нутацией с частотой вращения неуравновешенного ротора.

В работе [8] особый режим движения ротора с АБ экспериментально был обнаружен для многошаровых и неклассических АБ (у последних КГ поворачиваются вокруг продольной и поперечной осей ротора). В рамках модели ротора, совершающего плоскопараллельное движение, статически уравниваемого многошаровым, многомаятниковым или неклассическим АБ установлено, при каких соотношениях между параметрами системы эти движения будут происходить. Было показано, что особый режим движения возникает и при малых вязких силах сопротивления, действующих на КГ при движении относительно ротора.

В работе [9] подтверждены результаты работы [8] для шаровых автобалансирующих как экспериментально, так и вычислительным экспериментом.

В работе [10] с помощью метода разделения движений, проведены исследования эффекта «застревания» и режима автобалансировки, объяснены особенности поведения роторной системы с маятниковыми АБ. Получены условия существования эффекта «застревания», найдена формула, в первом приближении определяющая величину зоны «застревания» в зависимости от параметров роторной системы и маятников. Более подробно эти результаты изложены в работе [11].

В работе [12] выполнены экспериментальные исследования эффекта «застревания» маятников в АБ на резонансных частотах ротора. Установлено, «застревание» на одной из резонансных частот колебаний ротора происходит при определенном соотношении между моментом (сухого) трения в опоре маятника и его моментом инерции.

В работе [13] экспериментально и вычислительным экспериментом обнаружен эффект «застревания» у жесткого ротора с четырьмя степенями свободы на упругих изотропных опорах с маятниками для автобалансировки. Эффект наблюдается при определенных значениях моментов инерции маятников и моментов сопротивления их вращению. В этом режиме ротор вращается с рабочей частотой, а угловая скорость маятников близка к одной из двух резонансных скоростей ротора, обусловленных, его соответственно линейными или угловыми движениями.

В работе [14] построена обобщенная механико-математическая модель, предназначенная для исследования как процесса автобалансировки ротора маятниковыми АБ, так и эффекта застревания маятников.

В работе [15] теоретически ставится задача по исследованию эффекта застревания одного маятника, насаженного на вал жесткого ротора на податливых опорах на одной из резонансных частот колебаний ротора. В работе [16] это явление исследуется экспериментально на специальном стенде.

Таким образом, в работах [5–14] режим застревания КГ рассматривается в рамках теории АБ как побочный (нежелательный). При этом основное внимание уделялось подбору параметров ротора и АБ, при котором наступает автобалансировка, а любые другие побочные движения – неустойчивы.

В работе [17] впервые предложено использовать этот эффект для возбуждения двухчастотных вибраций в вибромашинах.

В работе [18] были описаны способы возбуждения двухчастотных вибраций в резонансных вибромашинах с различной кинематикой движения короба. В этих способах неуравновешенный ротор устанавливается на короб жестко с возможностью вращения вокруг своей продольной оси, а сам короб закрепляется с помощью упруго-вязких опор. В таких машинах особый режим движения ротора с АБ уже является основным (желаемым), и актуальными становятся исследования условий, механизма возникновения и устойчивости этого режима движения.

Описанные в работе [19] эксперименты, проведенные с помощью 3D моделирования, подтвердили возможность использования АБ для возбуждения двухчастотных вибраций в резонансных вибромашинах. Установлено, что колебания их коробов устойчивы к изменению в широких пределах массы короба, суммарной массы корректирующих грузов, массы на корпусе АБ, частоты вращения вала, на который насажен АБ.

Аналогичные результаты получены в работе [20] путем проведения натурального эксперимента на специально созданном стенде вибромашин, в котором короб осуществляет поступательное движение в вертикальной плоскости, а двухчастотные вибрации возбуждает шаровой АБ.

При уравнивании роторов АБ, роторы закрепляются упруго-вязко. В новых вибромашинах ротор закрепляется жестко относительно массивного короба, а уже короб устанавливается на податливые опоры. В связи с этим результаты работ [5–16] не могут быть применены для проектирования новых вибромашин.

Таким образом, для проектирования резонансных двухчастотных машин необходимо изучить механизм возбуждения АБ двухчастотных вибраций короба, влияние на их характеристики различных параметров вибромашин. В связи со сложностью проведения натуральных экспериментов целесообразно эти исследования проводить виртуально – с использованием 3D моделирования.

3. Цель работы и задачи исследований

Целью работы является исследование процесса возбуждения двухчастотных вибраций короба грохота легкого типа ГИЛ 42 пассивными автобалансирами.

Для достижения поставленной цели необходимо решить такие задачи исследований:

- разработать 3D модель грохота легкого типа ГИЛ 42 и двухчастотного вибровозбудителя в виде шарового АБ;
- выполнить поиск областей изменения основных параметров, обеспечивающих гарантированное наступление двухчастотных вибраций;
- исследовать влияние основных параметров из найденных областей на характеристики двухчастотных вибраций;
- исследовать механизм возбуждения АБ двухчастотных вибраций.

4. Методы исследований процесса возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами

Для решения поставленных задач предполагается использование следующих методов исследования:

- 1) Использование компьютерной САПР SolidWorks для создания 3D модели вибромашины и двухчастотного вибровозбудителя.
- 2) Использование модуля Cosmos Motion для моделирования динамики вибромашины с целью:
 - поиска областей изменения основных параметров, обеспечивающих гарантированное наступление двухчастотных вибраций;
 - исследования влияния основных параметров из найденных областей на характеристики двухчастотных вибраций;
 - исследования механизма возбуждения автобалансирами двухчастотных вибраций.

5. Результаты исследований процесса возбуждения двухчастотных вибраций пассивными АБ

5.1. 3D модель грохота легкого типа ГИЛ 42 и двухчастотного вибровозбудителя в виде шарового АБ

Создана 3D модель грохота инерционного легкого типа ГИЛ 42 (рис. 1). Она имеет идентичные геометрические, массо-инерционные параметры и полностью соответствует натурному грохоту.

3D модель состоит из таких основных частей: корпус 1, сменные решета 2, вал вибратора 3, податливые опоры 4, дебалансы 5, привод вибратора 6 и неподвижная основа 7 (рис. 1, б).

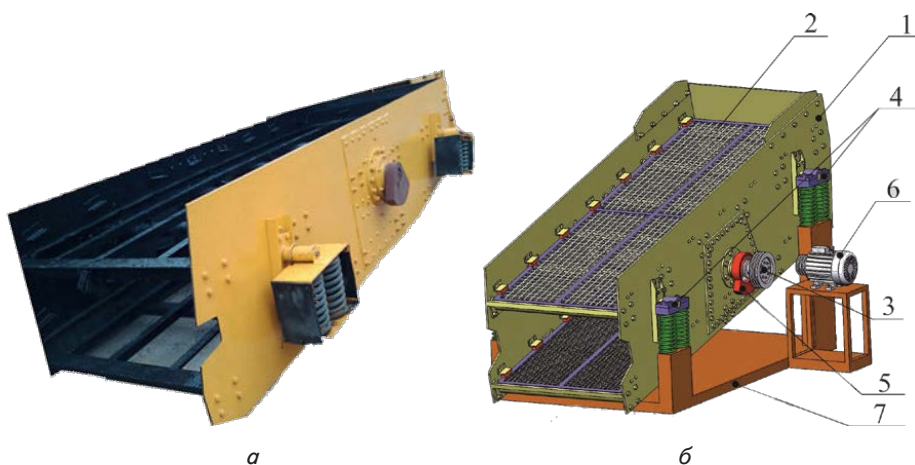


Рис. 1. Грохот ГИЛ 42: а – фото; б – 3D модель

Создана 3D модель одночастотного вибровозбудителя (рис. 2, а), а также двухчастотного вибровозбудителя в виде шарового АБ (рис. 2, б). Оба вибровозбудителя можно устанавливать на грохот. В базовой машине используется одночастотный вибровозбудитель, а в модернизированной – двухчастотный.

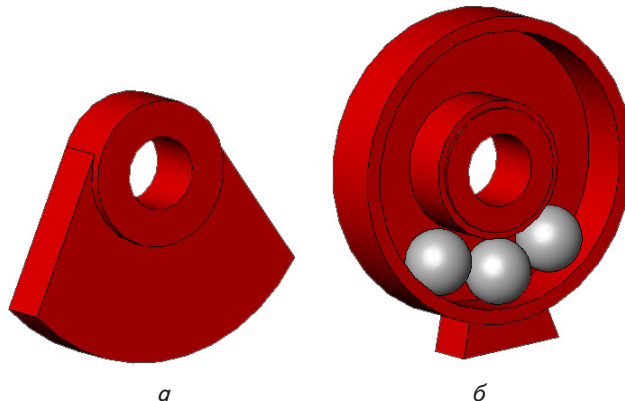


Рис. 2. Дебаланс (вибровозбудитель): а – одночастотный; б – двухчастотный в виде шарового АБ

5.2. Поиск областей изменения параметров, внутри которых гарантировано наступают двухчастотные вибрации

После налаживания и тестирования 3D модели модернизированной машины были выделены такие основные параметры, влияющие на устойчивость двухчастотных вибраций: коэффициент жесткости опор C ; коэффициент силы вязкого сопротивления опор B ; масса дебаланса на корпусе АБ M_D ; суммарная масса корректирующих грузов $M_{кг}$; масса корпуса M ; частота вращения вала ω ; коэффициент силы вязкого сопротивления движению $KГ h$.

Для проведения экспериментов были приняты такие значения параметров по умолчанию: масса дебаланса на корпусе АБ $M_D=7$ кг, масса корректирующих грузов $M_{кг}=30$ кг, масса корпуса $M=2300$ кг, частота вращения вала $\omega=1500$ об/мин.

Коэффициент жесткости опор был выбран таким образом, чтобы частота собственных колебаний центра масс (ЦМ) корпуса на упругих амортизаторах составляла 16 с^{-1} , при этом суммарный коэффициент жесткости всех пружин составил $C=17000$ Н/мм (значение по умолчанию).

Вначале изменялся коэффициент силы вязкого сопротивления опор B (табл. 1). Установлено, что двухчастотные вибрации не возникают при слишком малых или больших силах вязкого сопротивления.

В дальнейших исследованиях было принято значение по умолчанию $B=7$ Нхс/мм.

Следующий шаг – определение в плоскости $M_{кг} \times h$ области, внутри которой гарантированно будут проис-

ходить двухчастотные вибрации. Установлено, что от увеличения массы КГ $M_{кг}$ увеличиваются диапазон изменения коэффициента h сил вязкого сопротивления движению КГ, внутри которого наступают двухчастотные вибрации (рис. 3, а). На графике горизонтальная ось отображает значение $M_{кг}$, вертикальная – h . Штриховкой показана область, в которой будут гарантированно происходить двухчастотные вибрации. В дальнейших исследованиях было принято значение по умолчанию $h=0,006 \text{ Н}\times\text{с}/\text{мм}$.

Таблица 1

Коэффициент силы сопротивления в опорах

$B, \text{Н}\times\text{с}/\text{мм}$	1	3	5	7	9	11	13	15	17
Время затухания свободных колебаний короба, с	>10	5	3	2	1,7	1,4	1,1	0,9	0,7
Двухчастотные вибрации	-	+	+	+	+	+	+	+	-

Аналогичным путем в плоскости параметров $C\times B$ была найдена область гарантированного наступления двухчастотных вибраций. На рис. 3, б горизонтальная ось отображает значение коэффициента жесткости опор C , вертикальная значение коэффициента силы вязкого сопротивления опор B .

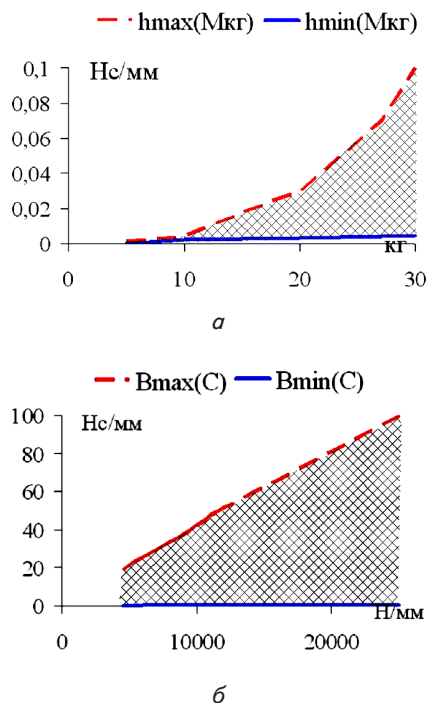


Рис. 3. Области значений параметров, внутри которых наступают двухчастотные вибрации: а – $M_{кг}\times h$; б – $C\times B$

Как видно из графиков на рис. 3, области двухчастотных вибраций относительно большие, что позволяет изменять характеристики двухчастотных вибраций изменением параметров из этих областей.

5. 3. Исследование влияния основных параметров на двухчастотные вибрации

Для исследование влияния массы короба на характеристики вибраций, значение массы короба менялось

в диапазоне 2000–3000 кг (рис. 4, а–в). На диаграмме горизонтальная ось отображает значение времени, вертикальная значение виброускорений центра масс короба.

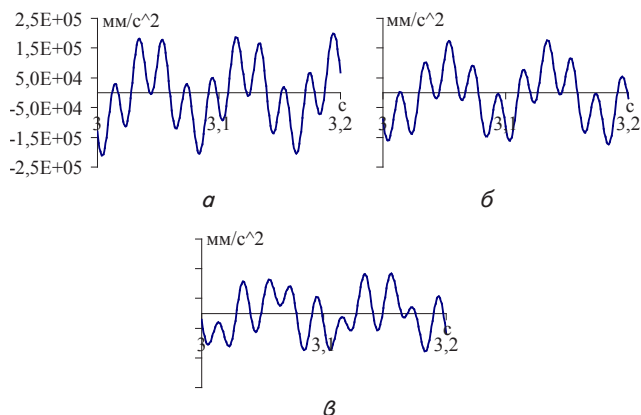


Рис. 4. Влияние массы короба на диаграмму его виброускорений: а – $M=2000 \text{ кг}$; б – $M=2500 \text{ кг}$; в – $M=3000 \text{ кг}$

Установлено, что низшая частота колебаний короба уменьшается с ростом массы короба. При этом КГ автоматически подстраиваются под изменение массы короба.

Для исследования влияние массы КГ $M_{кг}$ на характеристики вибраций, значение массы КГ менялось в диапазоне 10–30 кг (рис. 5, а–в). На диаграмме горизонтальная ось отображает значение времени, вертикальная значение виброускорений центра масс короба.

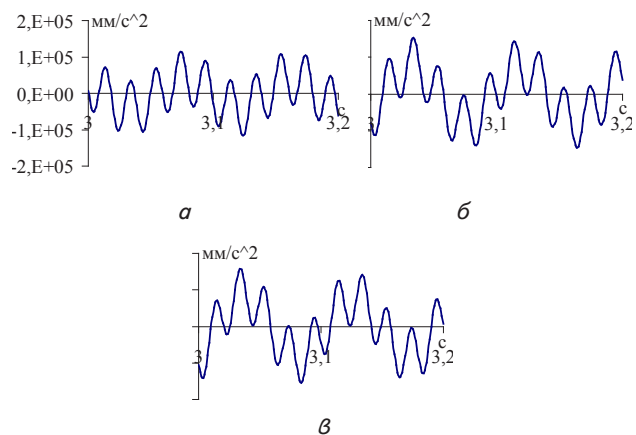


Рис. 5. Влияние массы КГ на диаграмму виброускорений короба: а – $M_{кг}=10 \text{ кг}$; б – $M_{кг}=15 \text{ кг}$; в – $M_{кг}=30 \text{ кг}$

Установлено, что увеличение массы КГ пропорционально увеличивает амплитуду медленных колебаний короба. Это прямо пропорционально увеличивает энергию колебаний, направленную на выполнение основного техпроцесса (сепарации, классификации, просеивания и т. п.).

Для исследования влияния массы дебаланса M_D на характеристики вибраций, значение массы дебаланса менялось в диапазоне 3–7 кг (рис. 6, а–в). На диаграмме горизонтальная ось отображает значение времени, вертикальная значение виброускорений центра масс короба.

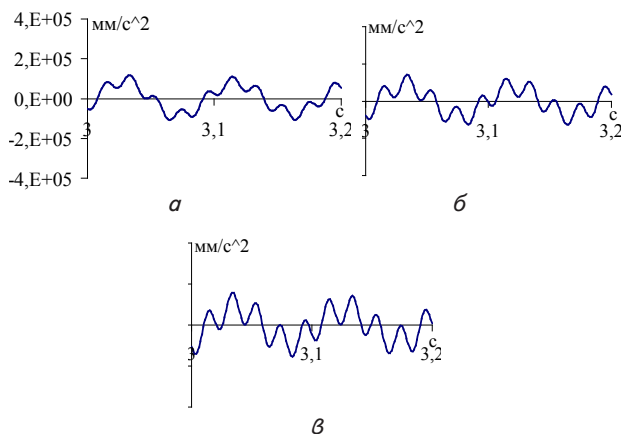


Рис. 6. Влияние массы дебаланса на диаграмму виброускорений короба:
 а – $M_D=2$ кг; б – $M_D=5$ кг; в – $M_D=7$ кг

Установлено, что увеличение массы дебаланса на корпусе АБ прямопропорционально увеличивает амплитуду быстрых колебаний короба. Это прямопропорционально увеличивает энергию колебаний, направленную на самоочистление короба и изменение через вибрации механических свойств обрабатываемого материала.

Для исследования влияния частоты вращения вала ω на характеристики вибраций, значение частоты вращения вала менялось в диапазоне 1500–3000 об/мин (рис. 7, а–в). На диаграмме горизонтальная ось отображает значение времени, вертикальная значение виброускорений центра масс короба.

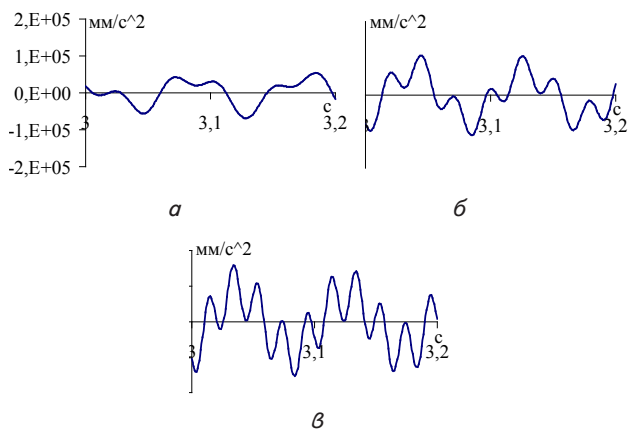


Рис. 7. Влияние частоты вращения вала на диаграмму виброускорений короба: а – $\omega=1500$ об/мин;
 б – $\omega=2300$ об/мин; в – $\omega=3000$ об/мин

Установлено, что увеличение частоты вращения ротора прямопропорционально увеличивает скорость быстрых колебаний короба. Это по квадратичному закону увеличивает энергию колебаний, направленную на самоочистление короба и изменение через вибрации механических свойств обрабатываемого материала.

Дальнейшие исследования были направлены на определение параметров, влияющих на значение амплитуды медленных колебаний. Установлено, что уве-

личение коэффициента h сил вязкого сопротивления движению КГ приводит к некоторому увеличению амплитуды (рис. 8, а). На графике горизонтальная ось отображает значение h , вертикальная – значение амплитуды движения центра масс короба.

Увеличение r радиуса вращения КГ прямопропорционально увеличивает амплитуду медленных колебаний короба (рис. 8, б). На графике горизонтальная ось отображает значение r , вертикальная – значение амплитуды движения центра масс короба.

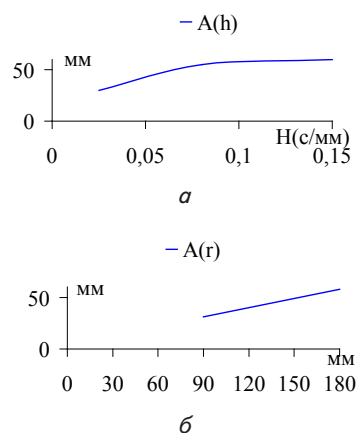


Рис. 8. Зависимость амплитуды медленных колебаний короба от: а – коэффициента сил вязкого сопротивления движению КГ; б – радиуса вращения КГ

В то же время увеличение коэффициента сил вязкого сопротивления опор B приводит к уменьшению амплитуды (рис. 9).

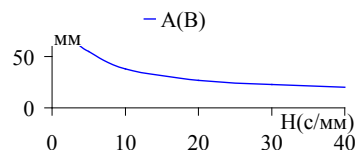


Рис. 9. Зависимость амплитуды медленных колебаний короба от коэффициента сил вязкого сопротивления опор

На графике горизонтальная ось отображает значение B , вертикальная – значение амплитуды медленных колебаний центра масс короба.

5. 4. Исследования механизма возбуждения автобалансирами двухчастотных вибраций

Поскольку двухчастотные вибрации имеют две составляющие, возникающие соответственно от дисбаланса на корпусе АБ и от КГ, было решено исследовать каждую составляющую отдельно.

Для этого было проведено моделирования работы грохота в двух режимах:

- работа без КГ ($M_{КГ}=0$, рис. 10, а);
- работа без дисбаланса на корпусе АБ ($M_D=0$, рис. 10, б).

После чего полученные данные были обработаны в системе компьютерной алгебры Mathcad и была построена суммарная диаграмма виброускорений. Сравнение построенной диаграммы с диаграммой, полу-

ченной в САПР Solidworks (рис. 11), показывает, что они почти идентичны. На диаграмме горизонтальная ось отображает значение времени, вертикальная – значение виброускорений центра масс короба.

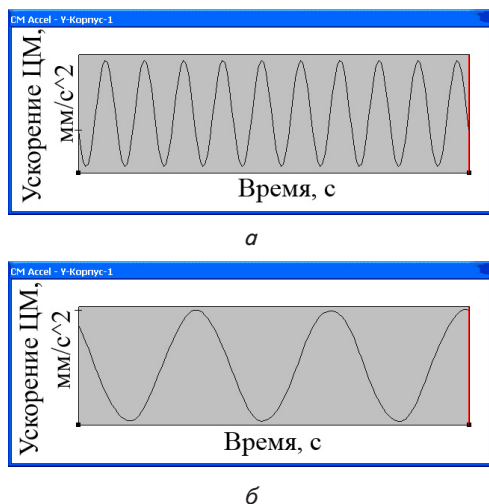


Рис. 10. Диаграмма виброускорений короба при одночастотных вибрациях: а – от дисбаланса на корпусе АБ; б – от КГ

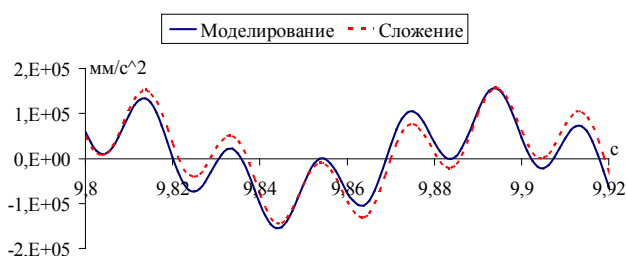


Рис. 11. Диаграммы виброускорений центра масс короба, полученные сложением одночастотных графиков и 3D моделированием

Таким образом, АБ работает как два отдельных независимых вибровозбудителя:

- первый вибровозбудитель образуют КГ и он возбуждает медленные колебания короба с собственной резонансной частотой;
- второй вибровозбудитель образует дебалансная масса на корпусе АБ и он возбуждает быстрые колебания короба с частотой вращения ротора.

6. Обсуждение результатов разработки новой конструкции двухчастотных вибровозбудителей и проверки их работоспособности

Тестирование 3D модели грохота инерционного легкого типа ГИЛ 42 полностью подтвердило работоспособность АБ в качестве возбудителя двухчастотных вибраций.

Установлено влияние параметров модернизированной машины на двухчастотные вибрации. Так, увеличение жесткости опор C ведет к увеличению частоты собственных колебаний центра масс короба. Увеличение коэффициента сил вязкого сопротивления опор B

уменьшает амплитуду медленных вибраций короба. Увеличение массы короба приводит к тому, что низшая частота колебаний короба уменьшается, однако при этом КГ автоматически подстраиваются под изменение массы короба.

Увеличение массы КГ прямо пропорционально увеличивает амплитуду медленных колебаний короба. Это прямо пропорционально увеличивает энергию колебаний, направленную на выполнение основного техпроцесса (сепарации, классификации, просеивания и т. п.).

Увеличение массы дебаланса на корпусе АБ прямо пропорционально увеличивает амплитуду быстрых колебаний короба.

Установлено, что увеличение частоты вращения ротора прямо пропорционально увеличивает амплитуду быстрых виброскоростей короба. Это пропорционально квадрату частоты вращения ротора увеличивает энергию колебаний, направленную на самоочищение короба и изменение через вибрации механических свойств обрабатываемого материала.

Моделирование показало, что АБ работает как два отдельных вибровозбудителя. В первом КГ практически равномерно вращаются с резонансной частотой колебаний решета, причем независимо от его загрузки КГ автоматически подстраиваются под эту частоту, чем возбуждают медленные колебания короба (16 Гц) с большой амплитудой; во втором – масса на корпусе АБ возбуждает быстрые колебания короба с (любой) текущей зарезонансной частотой вращения ротора.

Методика 3D моделирования, реализованная для грохота ГИЛ 42, может быть использована и для других вибрационных машин.

В дальнейшем планируется: проведение натурных экспериментов на стенде, для сопоставления с результатами численного эксперимента; построение и анализ механико-математической модели грохота с двухчастотным возбудителем вибраций в виде пассивного АБ.

7. Выводы

1. Разработана 3D модель грохота легкого типа ГИЛ 42 и двухчастотного вибровозбудителя в виде шарового АБ. Разработанная модель имеет идентичные геометрические, масса-инерционные параметры и полностью соответствует натурному грохоту.

2. Установлено, что в широкой области изменения параметров системы гарантированно наступают двухчастотные вибрации. Так при значении $M_{кг} = 30$ кг коэффициент h сил вязкого сопротивления движению КГ может меняться в диапазоне 0,005–0,1 Нхс/мм, а при значении коэффициента жесткости пружин $C = 17000$ Н/мм коэффициент силы вязкого сопротивления опор B может находиться в диапазоне 0,00001–75 Нхс/мм.

3. При коэффициенте жесткости пружин $C = 17000$ Н/мм, изменением значений массы КГ в диапазоне 10–30 кг, дебаланса в диапазоне 2–7 кг, частоты вращения ротора в диапазоне 1500–3000 об/с, коэффициента сил вязкого сопротивления опор в диапазоне 0,00001–75 Нхс/мм можно в широких пределах изменять основные параметры двухчастотных вибраций.

Так, можно более чем в 3 раза увеличивать амплитуду медленных вибраций и более чем в 3,5 – быстрых. Можно изменять соотношение между амплитудами быстрых и медленных вибраций более чем в 15 раз, а соотношение между частотами – более чем в 3 раза.

4. Полученные 3D моделированием результаты позволили сформулировать предположения относительно механизма возникновения двухчастотных вибра-

ций. Установлено, что АБ работает как два отдельных независимых вибровозбудителя:

– первый вибровозбудитель образуют КГ и он возбуждает медленные колебания корпуса с собственной резонансной частотой;

– второй вибровозбудитель образует дебалансная масса на корпусе АБ и он возбуждает быстрые колебания корпуса с частотой вращения ротора.

Литература

1. Благов, И. С. Справочник по обогащению углей [Текст] / ред.: И. С. Благов, А. М. Коткин, Л. С. Зарубин; 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1984. – 614 с.
2. Ланець, О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія [Текст] / О. С. Ланець. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. – 324 с.
3. Гурський, В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів роботи вібраційного стола для ущільнення бетоноsumішей [Текст] / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. С. Ланець // Вісник Національного університету «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – 2010. – № 678. – С. 44–51.
4. Букин, С. Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы [Текст]: наук.-техн. зб. / С. Л. Букин, С. Г. Маслов, А. П. Лютыи, Г. Л. Резниченко // Обогащение полезных ископаемых. – 2009. – Вып. 36 (77)-37(78). – С. 81–89.
5. Артюнин, А. И. Исследование движения ротора с автобалансиrom [Текст] / А. И. Артюнин // Известия высших учебных заведений // Машиностроение. – 1993. – № 1. – С. 15–19.
6. Sommerfeld, A. Beitrage zum dynamischen Ausbaw der Festigkeislehre [Text] / A. Sommerfeld // Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. – 1904. – Bd. 48 (18). – P. 631–636.
7. Филimoniхин, Г. Б. Универсальный стенд для исследования динамики пассивных автобалансиров и его апробация шаровым автобалансиrom [Текст] / Г. Б. Филimoniхин // Збірник наукових праць КДТУ. – 2001. – Вып. 9. – С. 101–107.
8. Філімоніхін, Г. Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами [Текст] / Г. Б. Філімоніхін. Монографія. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
9. Lu, C.-J. Pure-rotary periodic motions of a planar two-ball auto-balancer system [Text] / C.-J. Lu, M.-H. Tien // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012. – Vol. 32. – P. 251–268. doi: 10.1016/j.ymsp.2012.06.001
10. Артюнин, А. И. О некоторых особых режимах нестационарного движения роторов с маятниковыми автобалансирами [Текст]: матер. второй межд. конф. / А. И. Артюнин, Г. Г. Алхунсаев, К. В. Серебrenиков, Ж. Б. Сушкеев // Проблемы механики современных машин. – Улан-Удэ, 2003. – Т. 4. – С. 4–12.
11. Серебrenиков, К. В. Особенности динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирами [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук / К. В. Серебrenиков. – Улан-Удэ, 2004. – 18 с.
12. Артюнин, А. И. Об особом режиме движения жесткого ротора с упругими опорами и маятниковыми автобалансирами [Текст] / А. И. Артюнин, Г. Г. Алхунсаев // Известия высших учебных заведений. – 2005. – № 10. – С. 8–14.
13. Артюнин, А. И. Эффект «застывания» и особенности движения ротора с маятниковыми автобалансирами [Текст] / А. И. Артюнин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2013. – № 8. – С. 443–454.
14. Артюнин, А. И. Возможности обобщения задач динамических взаимодействий в неуравновешенных вращениях твердых тел [Текст] / Артюнин А. И., Елисеев С. В. // Решетневские чтения. – 2014. – Т. 1. № 18. – С. 269–271.
15. Артюнин, А. И. Обобщенная модель вибрационной нелинейной механики и эффект «застывания» маятника на резонансных частотах механической системы [Текст] / А. И. Артюнин, А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко // Машиностроение и инженерное образование. – 2015. – № 1 (42). – С. 61–67.
16. Артюнин, А. И. Экспериментальные исследования эффекта «застывания» маятника на резонансных частотах механической системы [Текст] / А. И. Артюнин, Ю. В. Ермошенко, С. И. Попов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2015. – № 2 (46). – С. 20–25.
17. Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій. Пат. на корисну модель № 92337 U Україна, F04D 29/66 [Текст] / Філімоніхін Г. Б, Яцун В. В. – КНТУ. Заявл. 18.03.2014; Опубл. 11.08.2014, Бюл. № 15.
18. Филimoniхин, Г. Б. Способ возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами [Текст] / Г. Б. Филimoniхин, В. В. Яцун // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 2, № 7 (76). – С. 9–14. doi: 10.15587/1729-061.2015.47116
19. Филimoniхин, Г. Б. 3D моделирование возбуждения автобалансиrom двухчастотных колебаний платформы грохота с использованием Solidworks и Cosmos motion [Текст] / Г. Б. Филimoniхин, В. В. Яцун // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2014. – Чернігів: ЧДІЕУ, 2014. – С. 218–221.
20. Филimoniхин, Г. Б. Экспериментальное исследование двухчастотных вертикальных вибраций платформы, возбужденных шаровыми автобалансирами [Текст] / Г. Б. Филimoniхин, В. В. Яцун // Вібрації в техніці і технологіях. – 2015. – № 4 (80). – С. 90–95.