

Рис. 10. Графическая оболочка программно-модельного комплекса для анализа динамических процессов и параметрического синтеза выбивной машины

проектирования машин данного класса. Предложенные разработки реализованы в виде специализированного программно-модельного комплекса.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. В работе впервые в общем виде сформулирована и поставлена задача обоснования параметров выбивной машины с дебалансным приводом как задача оптимального проектирования динамической системы с ограничениями на ее параметры.

2. В статье предложена общая модель динамической

системы „выбивная машина – технологическая нагрузка”, в которой, в отличие от ранее предлагаемых моделей, не содержится явных ограничений на вид системы дифференциальных уравнений, что отражает допущение сложных зависимостей упругих и демпфирующих характеристик системы от параметров и переменных состояния. Собственно, в работе впервые задекларирована вариативность такой зависимости, а также возможность ее верификации.

3. В работе впервые предложен новый подход к идентификации параметров динамической системы „выбивная машина – технологическая нагрузка” на основе расчетно-экспериментального метода, соединяющего методы численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, метод динамической электротензометрии для экспериментального определения свойств реальной системы, а также впервые предложен критерий соответствия численной и экспериментальной моделей.

4. Созданный программно-модельный комплекс продемонстрировал работоспособность и точность моделирования динамических процессов на примере решения ряда модельных задач.

В дальнейшем предполагается проведение с использованием предложенного инструмента комплекса исследований и оптимизация реальной конструкции выбивной машины для комплектации уникальной автоматизированной линии крупного вагонного литья на ЗАО „Азовэлектросталь”.

**Список литературы:** 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 551 с. 2. Орлов Г.М. Автоматизированные установки для выбивки литейных форм. – М.: Машгиз, 1961. – 131 с. 3. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. – М.: Машино-

строение, 1972. – 327 с. 4. Сердюк Л.И. Основы теории, расчёт и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями. Дис. д-ра. техн. наук: 05.02.02:01.02.06 / Харьковский Ордена Ленина и Ордена Октябрьской революции политехнический институт им. В.И. Ленина. – Х: 1991. – 304 с. 5. Сердюк Л.И., Песковой С.С. О влиянии технологической загрузки на динамику вибрационной машины. // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.216-220. 6. Гергея И.И. Совершенствование конструкций и методов расчёта вибрационных машин. Дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Львовский ордена Ленина политехнический институт им. Ленинского комсомола. – Л., 1991. – 291 с. 7. Нисонский В.П., Гергея И.И., Козулькевич Р.М., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель много-секционных выбивных агрегатов с учётом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 8. Гергея И.И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С.74-82. 9. Берник П.С., Чубик Р.В. Перехідні процеси у вібраційних технологічних машинах із дебалансним приводом // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.25-34. 10. Нисонский В.П. Математичне моделювання динамічного режиму роботи віброударних агрегатів з ланцюгово-розгалуженим способом з'єднання твердих тіл // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.170-177. 11. Філімоніхін Г.Б., Коваленко А.В. Дослідження процесу зрівноважування ротора двомаятниковим автобалансиром із застосуванням програми SolidWorks і модуля MOTION // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2006. – № 40. – С.254-261. 12. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.

Поступила в редколлегию 30.01.2007

УДК 531.8:621.747

**Е.Н. БАРЧАН**, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,  
**Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, **А.В. ГРАБОВСКИЙ**, НТУ “ХПИ”

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВЫБИВНОЙ МАШИНЕ С ДЕБАЛАНСНЫМ ПРИВОДОМ

У статті наведені методика та результати експериментальних досліджень інерційних вибивальних грат із дебалансними вібробудівниками. Наведена схема та опис досліджуваної конструкції. Наведені графіки, отримані в результаті проведення експерименту.

A method and results of experimental researches of inertia knock-out grate is resulted with unbalance vibration exciter in the article. A chart and description of the explored construction is resulted. The graphs are presented conducting of experiment got as a result.

**1. Состояние вопроса и постановка задачи.** Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивных машинах [1-4] является одним из наиболее ответственных этапов в общей схеме их анализа и синтеза. В частности, этот этап является одним из основных источников информации при расчетно-экспериментальном уточнении параметров численной модели выбивной инерционной машины [5].

Задачи, возникшие в процессе экспериментальных исследований, призваны дать ответы на следующие вопросы:

1. Характер динамического процесса выбивки комьев с отливками на выбивной машине.
2. Характеристики движения решетки выбивной инерционной.
3. Величины и распределения деформаций элементов корпуса решетки при действии эксплуатационных нагрузок.
4. Действительные напряжения, возникающие в элементах выбивных машин на разных этапах технологического процесса отделения отливок от литейной смеси.

В связи с этими задачами предложено изготовить стенд в составе опытного образца решетки выбивной инерционной („Грохот”), установленного в автоматической линии „KW” на ОАО „Азовмаш” и оснащенного тензодатчиками, усилительной и регистрирующей аппаратурой для фиксации процессов динамического нагружения элементов „Грохота”. Испытания конструкции проводились на ЗАО „Азовэлектросталь”.

**2. Методика испытаний.** Объект исследований – решетка выбивная транспортирующая, модель 31260. Выбивная решетка предназначена для отделения формовочной смеси от отливок, транспортирования формовочной смеси на уборочный конвейер и отливок на позицию съема в составе автоматической линии крупного вагонного литья на ОАО „Азовмаш”. На рис. 1 приведен общий вид инерционной выбивной машины „Грохот”.

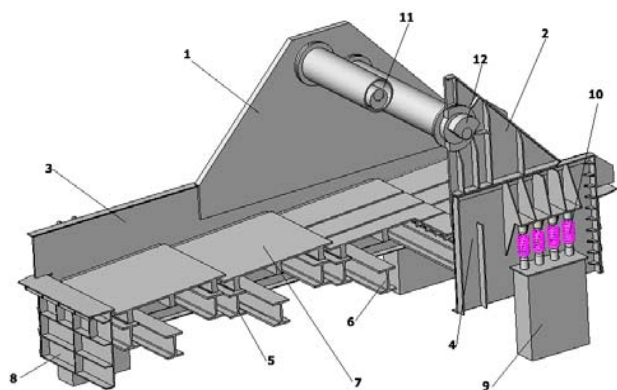


Рис. 1. Общий вид выбивной решетки (показана часть модели)

В состав конструкции входят:

- корпус, состоящий из двух боковин, позиция 1, 3 и 2, 4, скрепленных с двух сторон стенками 8 и стяжками 5 и 6, изготовленными из двутавра, и торцевых платиков для скрепления с боковинами;
- колосники рабочего полотна 7, которые устанавливаются на стяжки 5;

- вибровозбудитель 11, закрепленный в верхней части на боковинах;
- привод, включающий в себя два электродвигателя, муфты промежуточные, роликкоопоры, лепестковые муфты и раму;
- опоры решетки 9 (4 единицы);
- пружина опоры решетки. В качестве амортизатора корпуса решетки применены сдвоенные (пружина в пружине) пружины 10 в количестве 16 пар по 4 пары на каждой опоре.

Основным элементом вибратора является эксцентриковый вал 11 (см. рис. 1), постоянная дебалансная масса которого при вращении в подшипниковых опорах создает определенную величину возмущающей силы. На каждом конце эксцентрикового вала насажены 2 регулируемых дебаланса 12. Регулировка возмущающей силы дебаланса производится смещением дополнительных дебалансов на определенный угол относительно основного дебаланса за счет шлицевых пазов.

Исследуемая выбивная вибрирующая транспортирующая машина обладает следующими техническими данными и характеристиками: грузоподъемность – 100 кН; частота колебаний – 1000 об/мин; максимальная амплитуда колебаний полотна: вертикальная – 4,8 мм, горизонтальная – 2,8 мм; габаритные размеры: длина – 6300 мм, ширина – 4300 мм, высота – 2750 мм; масса – 15920 кг.

Экспериментальные исследования напряжений предлагается проводить на работающем „Грохоте” при его номинальной эксплуатационной нагрузке. При испытаниях используются следующие средства измерительной техники: тензорезисторы типа КФ-5П-20-100; тензоусилители типа 8 АНЧ-26; компьютер „Notebook” с интерфейсом; соединительные кабели и монтажные провода. Измерения напряжений выполняются на следующих элементах конструкции „Грохота”: на подрешетных балках и стенках балансира. На подрешетных балках № 1 – 3 и на двух стенках тензорезисторы устанавливаются согласно прилагаемой схеме (рис. 2, 3).



Рис. 2. Схема установки тензорезисторов на подрешетных балках

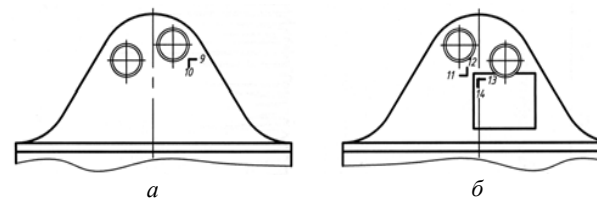


Рис. 3. Схема установки тензорезисторов на стенках балансира (а – левая сторона, б – правая сторона)

Инерционная выбивная машина „Грохот” и подрешетные балки изготов-

лены из стали Сталь 3КП, ГОСТ 380-90. Материал имеет следующие механические характеристики:  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ ,  $\sigma_g = 420$  МПа,  $\sigma_T = 230$  МПа.

**3. Результаты испытаний.** Характер динамических напряжений, полученных в результате испытаний, представлен на графиках (рис. 4-13). По оси ординат напряжения отложены в относительных единицах (1 ед.  $\approx 105$  МПа).

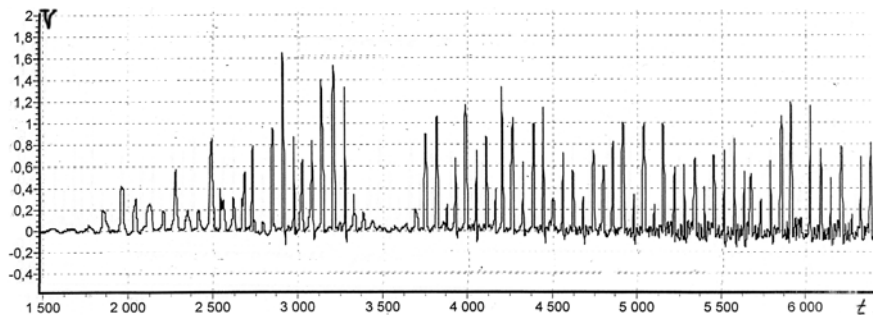


Рис. 4. Осциллограмма напряжений  
(балка 1, точка 1, начало обработки, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

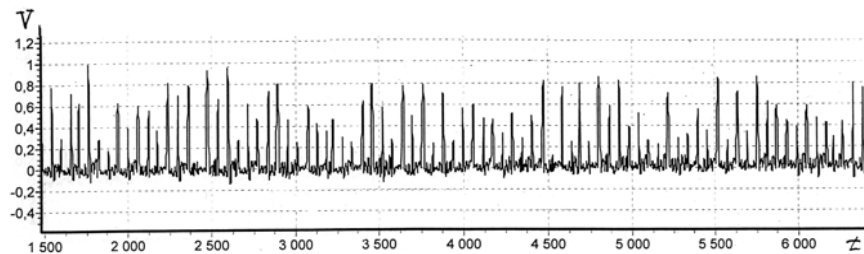


Рис. 5. Осциллограмма напряжений  
(балка 1, точка 1, установившийся режим, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

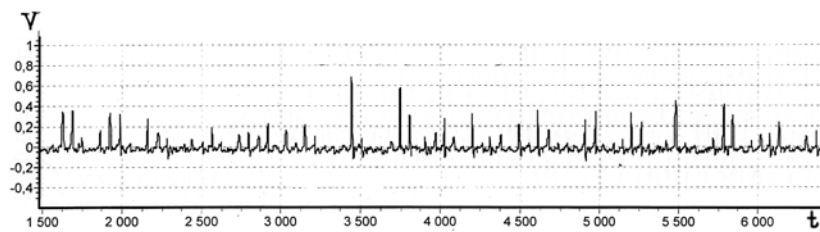


Рис. 6. Осциллограмма напряжений  
(балка 1, точка 1, окончание обработки, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

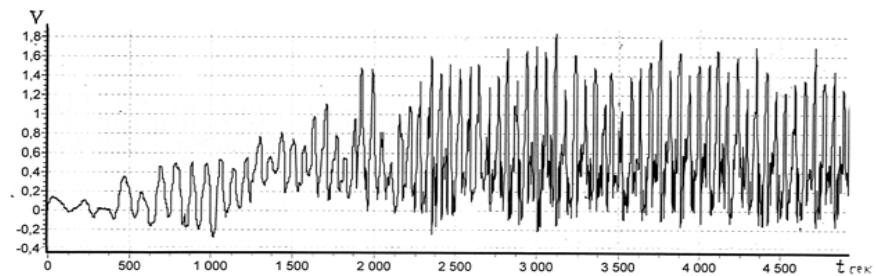


Рис. 7. Осциллограмма напряжений  
(балка 2, точка 2, начало обработки, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

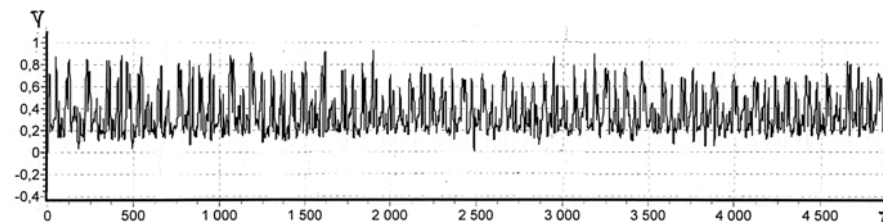


Рис. 8. Осциллограмма напряжений  
(балка 2, точка 2, установившийся режим, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

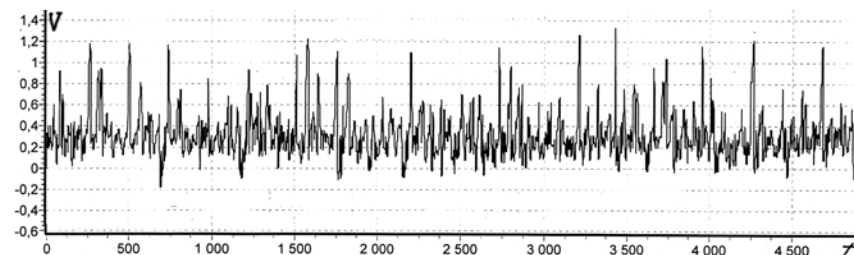


Рис. 9. Осциллограмма напряжений (балка 2, точка 2,  
установившийся режим перед окончанием, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

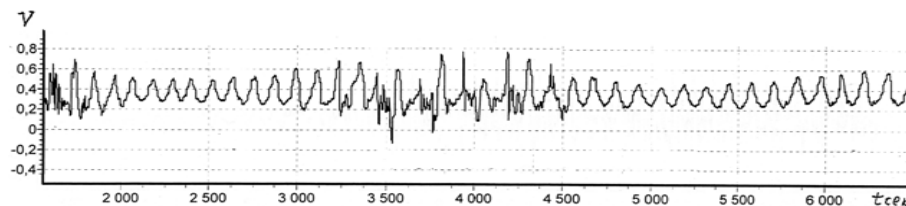


Рис. 10. Осциллограмма напряжений  
(балка 2, точка 2, окончание обработки, 2000 ед.  $\approx 1$  с.)

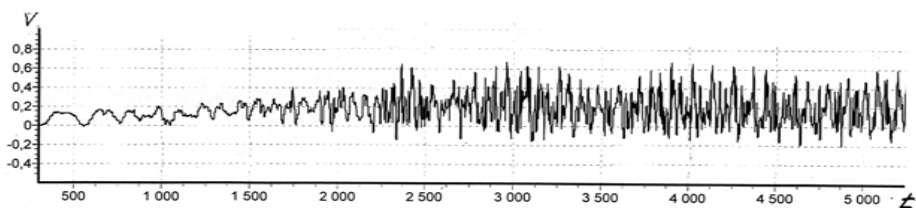


Рис. 11. Осциллограмма напряжений  
(балка 2, точка 3, начало обработки, 2000 ед.  $\approx$  1 с.)

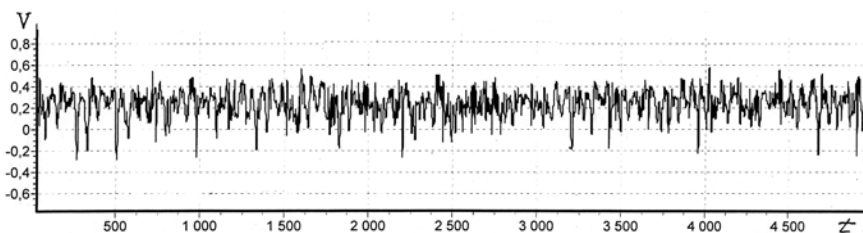


Рис. 12. Осциллограмма напряжений  
(балка 2, точка 3, установившийся режим, 2000ед.  $\approx$  1с.)

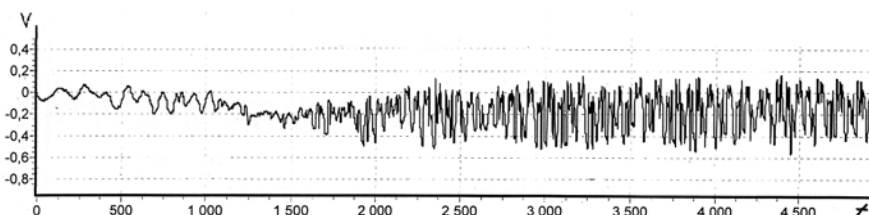


Рис. 13. Осциллограмма напряжений (балка 2, точка 4, начало обработки, 2000ед.  $\approx$  1с.)

**4. Анализ результатов и рекомендации.** В установившемся режиме работы „Грохота” частоты динамических напряжений, зарегистрированные при испытаниях, находились в пределах: на балках –  $38 \div 52$  Гц; на стенках балансиров –  $34 \div 38$  Гц. Наибольшие величины динамических напряжений в исследованных элементах, полученные после обработки результатов измерений, приведены в таблице.

Из результатов проведенных динамических прочностных испытаний можно сделать следующие выводы и предложить некоторые рекомендации.

1. Металлоконструкции подрешетных балок и стенок балансиров имеют недостаточную усталостную прочность, так как напряжения в подрешетной балке превышают предел выносливости примерно на 10 %.

2. Конструкция подрешетных балок требует усиления верхнего пояса листом после удаления пластиков.

3. Для повышения прочности и жесткости подрешетных балок рекомендуется установить вертикальные стенки с двух сторон двуглава №24 по всей длине

балок.

4. С целью ужесточения стенок балансиров предлагается выполнить накладки и ребра жесткости в зоне установки подшипников валов.

Таблица

Максимальные величины динамических напряжений  
в исследованных элементах

№ п/п	Исследуемый элемент	№ тензо-резистора	Напряжения, МПа	№ тензо-резистора	Напряжения, МПа	Примечание
1	Подрешетная балка №1	1	172			Балка на верхнем поясе имеет трещину в зоне установки тензорезистора
2	Подрешетная балка №2	2	157	3	60	-
		4	50			
3	Подрешетная балка №3	5	106	6	64	-
		7	17,5	8	4,5	
4	Стенка балансиров (правая сторона)	9	10,9	10	23,4	На одной опоре вала имеются трещины
5	Стенка балансиров (левая сторона с накладками)	11	15,2	12	10,5	-
		13	3,5	14	5,2	

Дальнейшего изучения требует качественное и количественное изменение характера динамического процесса в машине для случая перехода от ненагруженного режима к рабочему. Полученные экспериментальные результаты служат в качестве массива исходных данных для расчетно-экспериментального уточнения параметров численной модели решетки инерционной выбивной с целью адекватного моделирования динамических процессов и последующего научно-обоснованного выбора параметров проектируемой выбивной машины. Данные исследования предполагается проводить в дальнейшем.

**Список литературы:** 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматической линии литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 551 с. 2. Гергея И.И. Совершенствование конструкций и методов расчета вибрационных машин. Дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Львовский ордена Ленина политехнический институт им. Ленинского комсомола. – Львов, 1991. – 291 с. 3. Нисонский В.П., Гергея И.И., Козулькевич Р.М., Гуцуляк Ю.В. Математическая модель многосекционных выбивных агрегатов с учетом рассеяния энергии // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 4. Гергея И.И. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С. 74-82. 5. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров выбивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов // Вісник НТУ „ХПІ”. Тематичний випуск „Машинобудівництво і САПР”. – 2007. – №3 – С.7-17.

Поступила в редакцию 30.01.2007