

---

УДК 531.8:621.747:539.3

Грабовский А.В.

### **О РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ**

**Введение.** Существующие традиционные аналитические и численные методы исследования динамических процессов в виброударных системах [1-4] используют во многих случаях упрощенные модели для описания динамических систем с ударно-вибрационным возбуждением. Это может приводить к существенным количественным, а иногда и качественным погрешностям при анализе виброударных процессов. В связи с этим в последнее время предложены новые подходы к описанию и самих виброударных машин, и происходящих в них процессов [5-8].

В частности, в диссертации Барчана Е.Н. [8] предложен новый расчетно-экспериментальный метод определения внешних нагрузок в крупнотоннажной виброударной машине с дебалансным приводом. Его суть заключается в том, что вид распределения ударных сил на машину от действия технологической нагрузки во времени, а также величина этих сил определяется в ходе экспериментальных исследований на опытном образце машины. После этого определенные таким образом силы прикладываются к упругой подсистеме «корпус выбивной машины – упругие опоры» для определения закона движения этой подсистемы, а также действующих в ее металлоконструкции напряжений.

Несмотря на всю привлекательность предложенного в [8] метода, его применение ограничено, так как при этом происходит «привязка» к выбивной машине конкретного типа с конкретной структурой и основными параметрами. В случае изменения последних требуется повторное экспериментальное исследование на специально изготовленном опытном образце вибрационной машины (ВМ). В связи с этим затруднено накопление, анализ и обработка экспериментальных данных и формирование обобщенных зависимостей.

В частности, представляет особый интерес моделирование ударно-динамических нагрузок на элементы вибрационной машины с целью определения влияния различных

факторов и параметров (упруго-жесткостные характеристики, вязкость, сухое трение и т.д.) на характер и величину сил при ударном взаимодействии элементов виброударной системы (ВУС). Для решения данной задачи в работе [7] предложен принципиально новый подход. Он базируется на разложении искомой функции силового ударного взаимодействия в ряд по различным параметрам. При варьировании данных параметров меняется и длительность ударного взаимодействия, и распределения сил контактного взаимодействия во времени. Для некоторых случаев это очень важно, например, для оценки напряженно-деформированного состояния, поскольку в данном случае имеет значение максимальная величина данных сил. Собственно задача идентификации этих параметров является основной при расчетно-экспериментальном исследовании вибрационных машин.

Учитывая приведенные выше аргументы, значительную актуальность и важность приобретает задача сравнения результатов численного и экспериментального моделирования динамических процессов в виброударной системе. Решение этой задачи описывается в данной статье на примере взаимодействия технологического груза с вибрационной машиной для выбивки крупных отливок массой до  $10^4$  кг [8].

**1. Постановка задачи.** Рассматривается виброударная система, состоящая из вибрационной машины с дебалансным приводом, расположенная на упругих опорах, и технологического груза, циклически совершающего свободный полет и ударное взаимодействие с выбивной машиной [5-8] (рис. 1). Для моделирования сил взаимодействия груза с выбивной машиной (ВМ) используется зависимость [7]

$$F_1 = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk} \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t), \quad (1)$$

где,  $\alpha_{ijk}$  – некоторые коэффициенты,  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$  – базовые функции в разложении функции  $F$ .

Для определения характера распределения  $F$  во времени используются данные экспериментальных исследований [6]:

$$F_2 = F_2(t). \quad (2)$$

Тогда ставится задача определения таких  $\alpha_{ijk}$ , что несоответствие распределений сил  $F$ , полученные численно и экспериментально, минимально:

$$\|F_1(t) - F_2(t)\| \rightarrow \min, \quad (3)$$

где  $\|F_1(t) - F_2(t)\|$  – некоторая норма, например,

$$\|F_1(t) - F_2(t)\|_1 = \max |F_1(t) - F_2(t)| \quad (4)$$

или

$$\|F_1(t) - F_2(t)\|_2 = \int_0^T |F_1(t) - F_2(t)| dt. \quad (5)$$

Здесь  $T$  – период циклического процесса, а время  $t$  в (5) отсчитывается от на-

чала очередного цикла.

Для получения экспериментальных данных используются данные исследований [9].

В завершение цикла исследований определенные таким образом силы  $F$  прикладываются к корпусу выбивной машины, и определяется его напряженно-деформированное состояние (НДС). Таким образом, в приведенной статье в качестве примера исследуемой конструкции выступает высоконагруженная крупнотоннажная вибрационная машина с дебалансным приводом для выбивки крупного вагонного литья, общая схема которой представлена на рис. 1.

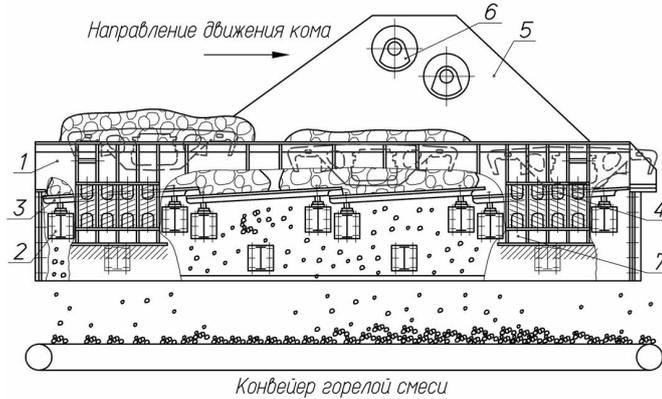


Рисунок 1 – Общая схема исследуемой выбивной машины: 1 – корпус; 2 – подрешетные балки; 3 – решетки колосниковые; 4 – амортизаторы; 5 – стенки дебалансов; 6 – дебалансы; 7 – опора грохота

Исследуемая выбивная машина имеет следующие характеристики: полная масса корпуса – 15960 кг; суммарная жесткость упругих опор – 5280000 Н/м; суммарное демпфирование опор – 127680 Н·с/м; частота вращения дебалансных валов – 960 об./мин; угол между дебалансными валами – 30°; масса одного вала – 405.8 кг; эксцентриситет дебалансного вала – 0.045 м; суммарная масса отливки и кома – 10<sup>4</sup> кг.

## 2. Численное моделирование динамических процессов в виброударной системе.

Основываясь на зависимости для определения внутреннего усилия (1), можно получить следующую математическую модель для исследования динамики поведения виброударной системы, как это было показано ранее [7]. При этом полученная математическая модель на основе выражения для силы (1) является существенно нелинейной [7], причем дополнительную нелинейность вносят характеристики кома, которые входят в математическую модель в виде кусочно-линейных функций для определения сил жесткости и вязкости.

Проведя расчет динамических процессов по предложенной математической модели, можно получить следующие результаты моделирования поведения системы (рис. 2-8) [9].

На рис. 2 приведены перемещения кома и выбивной машины во времени на установившемся режиме. Как видно из графика, амплитуда колебаний выбивной машины при заданных параметрах не превышает 3.5 мм, а амплитуда подбрасывания кома с отливкой – около 3.7 мм.

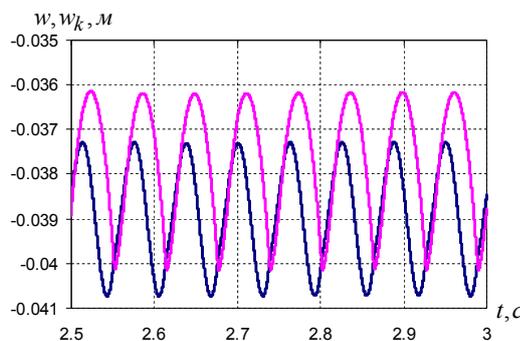


Рисунок 2 – График перемещений центров масс во времени: светлая линия – кома, темная – выбивной машины

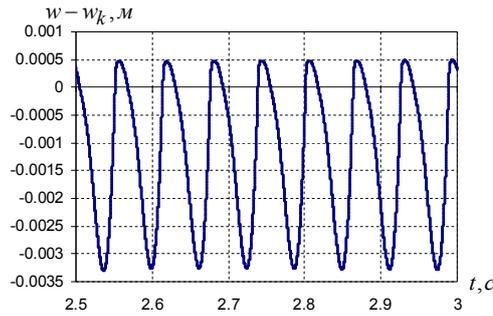


Рисунок 3 – График изменения расстояния между выбивной машиной и комом во времени

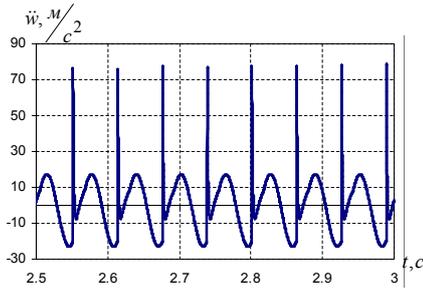


Рисунок 4 – График изменения ускорения выбивной машины во времени

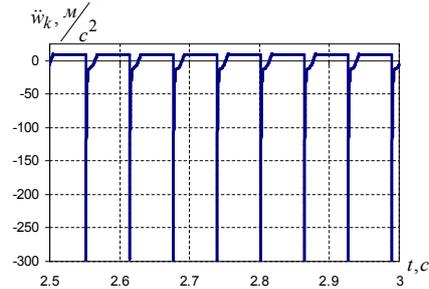


Рисунок 5 – График изменения ускорения кома во времени

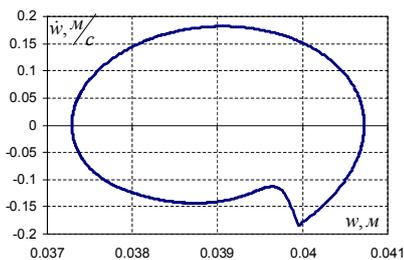


Рисунок 6 – Фазовая диаграмма центра масс выбивной машины

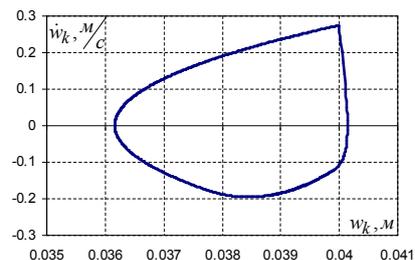


Рисунок 7 – Фазовая диаграмма центра масс кома

На рис. 3 представлено расстояние (высота подбрасывания) между ВМ и комом на установившемся режиме как функция времени. Как видно, она не превышает 3.3 мм, а проникновение кома в тело выбивной машины (смятие кома) не превышает 0.5 мм. На рис. 4 показано изменение ускорения центра масс ВМ во времени. На графике четко видны моменты удара, которые выделяются характерными пиками. Величина пиков не превышает 80 м/с<sup>2</sup>.

На рис. 5 показан график изменения центра масс ускорения кома во времени. Как видно из графика, в момент удара ускорения центра масс кома находятся в пределах 300 м/с<sup>2</sup>, а в момент свободного полета величина ускорения постоянна (ускорение свободного падения). На рис. 6 показана фазовая диаграмма движения центра масс ВМ. На диаграмме четко виден момент удара, который вносит качественное отличие диаграммы виброударной системы от фазовой диаграммы на холостом ходу. На рис. 7 приведена фазовая диаграмма движения центра масс кома. На диаграмме также виден момент удара, а на рис. 8 показано изменение сил на протяжении одного удара взаимодействия кома с отливкой в нелинейной вязко-упругой смеси.

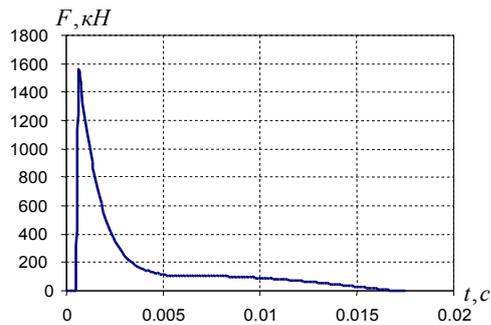


Рисунок 8 – График изменения сил во времени на протяжении одного удара

Таким образом, предложенная математическая модель виброударной системы позволила получить новые результаты поведения кома с отливкой, которые нельзя получить, используя методики, предложенные в работах [8]. Также система «выбивная машина-технологическая нагрузка» была исследована как виброударная, что позволило уточнить результаты исследований, получаемые ранее, например, момент удара относительно синусоидальных колебаний выбивной машины. Это связано с тем, что виброударная система является самоподстраивающейся относительно внутреннего удара.

**3. Экспериментальное исследование динамики выбивной машины.** На этапе создания и внедрения инерционной выбивной машины с дебалансным приводом для крупного вагонного литья в производство на ЗАО «АзовЭлектрОСталь» была проведена серия экспериментальных исследований по исследованию прочности и работоспособности выбивной машины. Главным критерием проектирования этой машины выступала надежность и долговечность работы, поскольку простой этой машины ведет к простою уникальной и дорогостоящей автоматизированной линии, что приводит к большим затратам.

В процессе эксперимента для определения напряжений в корпусе выбивной машины применялся метод электротензометрии с использованием тензорезисторов КФ-5-20-100, тензоусилителя типа 8 АНЧ-23 и портативного компьютера с аналогово-цифровым преобразователем Е-330 [6].

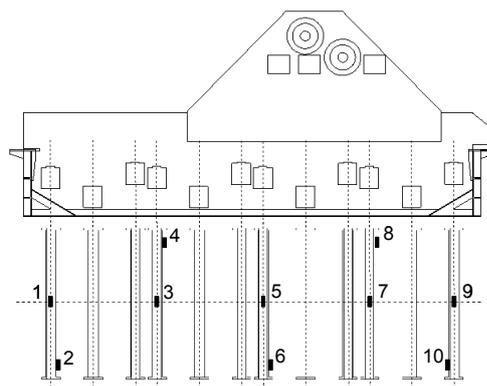


Рисунок 9 – Общая схема установки тензодатчиков для исследования напряжений [9]

Для исследований была создана опытная выбивная машина. Напряжения в металлоконструкции измерялись при включенном приводе в двух режимах нагружения: на холостом ходу без приложения нагрузки; при нагружении испытательным грузом (три цикла нагружения). Для нагружения использовался груз массой 2,2 т. Регистрация напряжений

выполнялась в процессе прогона испытательного груза по решеткам ВМ, имитирующей цикл выбивки [6].

Общая схема расстановки тензодатчиков представлена на рис. 9. Некоторые осциллограммы, полученные в результате экспериментальных исследований, представлены на рисунках (рис. 10-13).

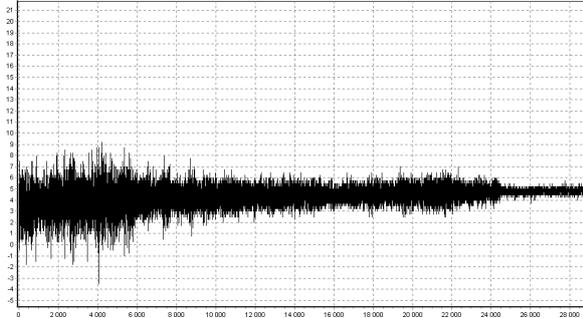


Рисунок 10 – Характер динамических напряжений (МПа) во времени (балка 1, точка 2, 29000 ед.  $\approx$  1с, интервал времени 0..1с)

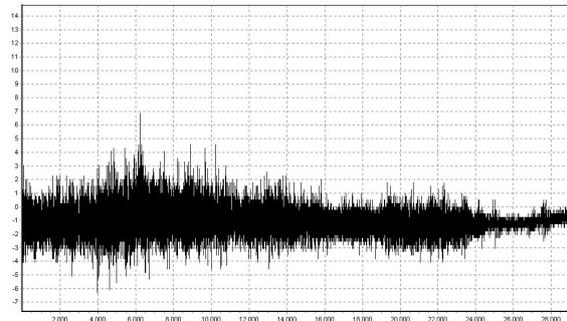


Рисунок 11 – Характер динамических напряжений (МПа) во времени (балка 4, точка 4, 29000 ед.  $\approx$  1с, интервал времени 0..1с)

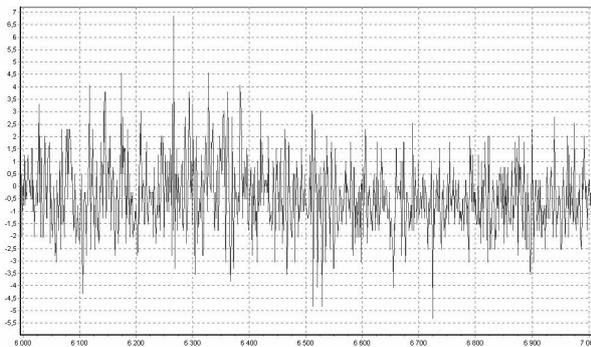


Рисунок 12 – Характер динамических напряжений (МПа) во времени (балка 4, точка 4, 29000 ед.  $\approx$  1с)

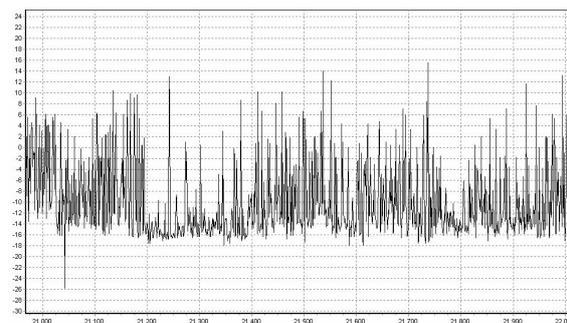


Рисунок 13 – Характер динамических напряжений (МПа) во времени (балка 12, точка 10, 29000 ед.  $\approx$  1с)

Таким образом, в результате экспериментальных исследований были получены осциллограммы напряжений в различных силовых элементах выбивной машины во времени при проходе тестового груза и на холостом ходу, которые можно сравнить с результатами численных исследований напряженно-деформированного состояния металлоконструкции исследуемой машины.

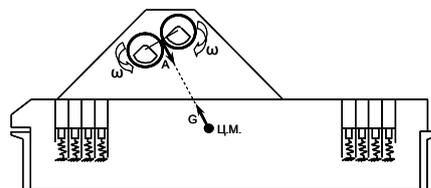


Рисунок 14 – Общая схема расчета для исследования НДС на холостом ходу

**4. Определение напряженно-деформированного состояния корпуса выбивной машины.** Как уже было отмечено в предыдущих работах [8-11], напряженно-деформированное состояние наиболее рационально исследовать в металлоконструкции

корпуса выбивной машины путем разделения общей расчетной схемы на подмодели, которые характерны холостому и ударному режимам работы. Такое разделение общей расчетной схемы связано со сложностью и громоздкостью реализации общей модели.

Холостой режим в свою очередь также предлагается разделить на подэтапы, то есть исследовать квазистатическую задачу относительно обобщенных координат, в которых компоненты усилия от дебалансных валов действуют так, как это показано на общей схеме (рис. 14).

После проведения конечно-элементных расчетов по исследованию НДС металлоконструкции корпуса выбивной машины было выявлено, что напряжения, возникающие от холостого хода в корпусе, незначительные, при этом они плавно распределяются по элементам корпуса металлоконструкции, поэтому они не сильно влияют на общую прочность корпуса.

Некоторые результаты расчета приведены на следующих рисунках (рис. 15-18). Как видно из приведенных выше картин распределений (см. рис. 15-18), максимальные напряжения не превышают 27 МПа, и даже если их просуммировать, то в самом худшем случае они не превысят 50 МПа, что является приемлемым для такого класса машин.

Следующим этапом исследования прочностных характеристик корпуса выбивной машины является расчет НДС от ударного воздействия. Эту задачу также предлагается решать конечно-элементным подходом, но в динамической постановке, путем приложения одного импульса и исследования вызванных этим импульсом напряжений в корпусе ВМ. Характеристики импульса берутся из динамического расчета (см. рис. 8). Общая расчетная схема приведена на рис. 19.

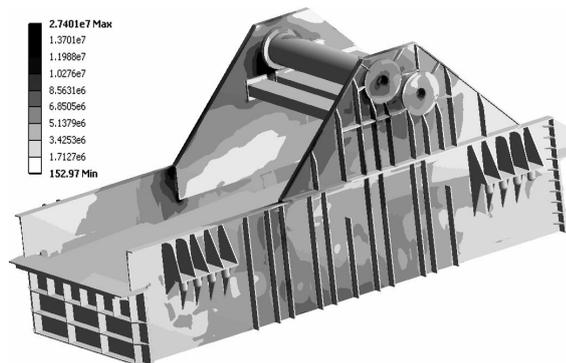


Рисунок 15 – Изменение эквивалентных напряжений по Мизесу для вертикальной обобщенной координаты

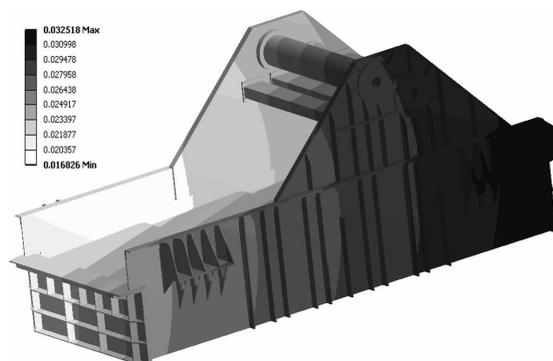


Рисунок 16 – Изменение суммарных перемещений для вертикальной обобщенной координаты

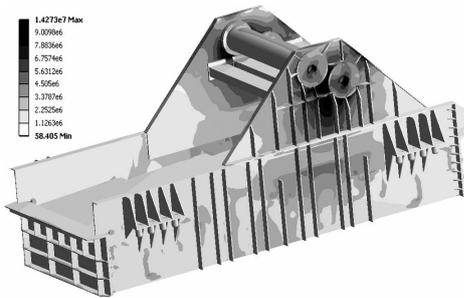


Рисунок 17 – Изменение эквивалентных напряжений по Мизесу для продольной обобщенной координаты

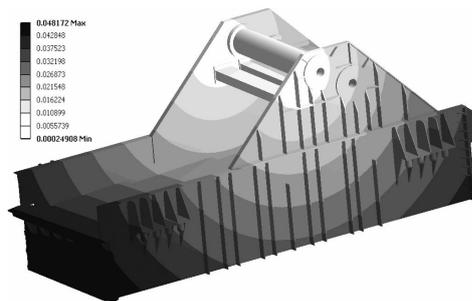


Рисунок 18 – Изменение суммарных перемещений для продольной обобщенной координаты

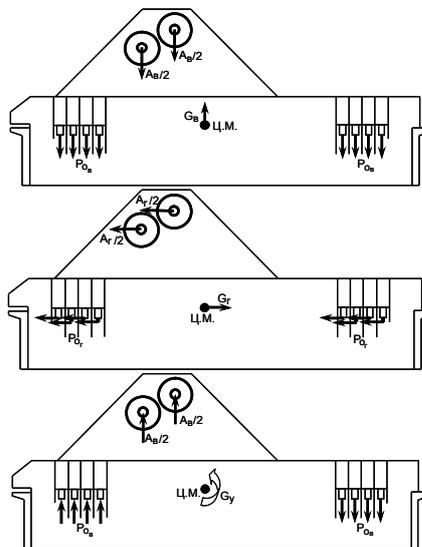


Рисунок 19 – Расчетная схема для ВМ при импульсном нагружении

После проведения серии переходных динамических расчетов было выявлено, что наибольшее влияние на НДС корпуса ВМ оказывает импульсное воздействие от ударной нагрузки. При этом максимальные напряжения в конструкции от импульсного воздействия составляют  $\approx 100$  МПа, а максимальные напряжения в подрешетной балке находятся также в пределах  $\approx 100$  МПа. Картины распределения напряжений в элементах конструкции в различные моменты времени приведены на рис. 20 – 22.

Графики изменения напряжений по Мизесу в период времени одного импульса в контрольных точках № 3 и № 4 приведены на рис. 23, 24 соответственно.

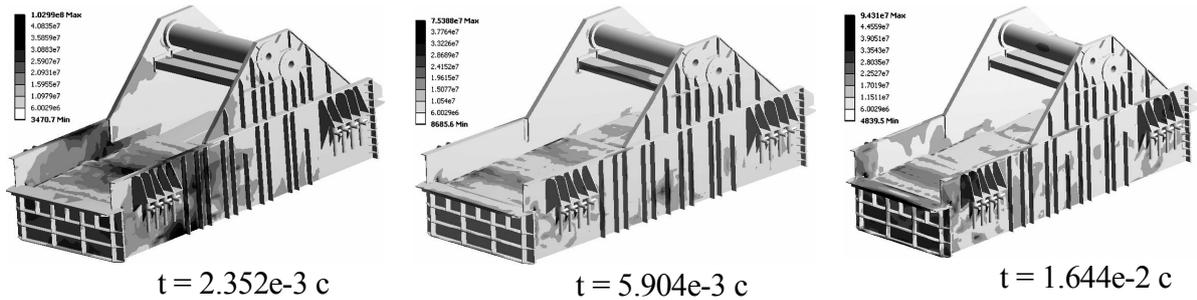


Рисунок 20 – Эквивалентные напряжения по Мизесу в корпусе выбивной машины

**5. Анализ результатов.** Анализ представленных результатов численных и экспериментальных исследований позволяет заключить, что в целом доминирующими напряжениями в корпусе исследованной машины являются напряжения от ударной нагрузки. В данном случае они в 2-5 раз выше, чем напряжения, вызванные действием усилий от действия дебалансного привода. При этом, хотя зависимость ударного взаимодействия от времени (см. рис. 8) не носит колебательного характера, вызванные ими напряжения носят характер полигармонического колебательного процесса, длящегося дольше, чем само ударное взаимодействие. Таким образом, суммируя гармонически распределенные напряжения от действия дебалансных валов (частота колебаний равна частоте вращения валов), а также поличастотные колебания от сил ударного взаимодействия машины с грузом, получаем некоторый смешанный процесс с резкими пиками-максимумами, что по характеру полностью соответствует экспериментально полученным осциллограммам (см. рис. 10-13).

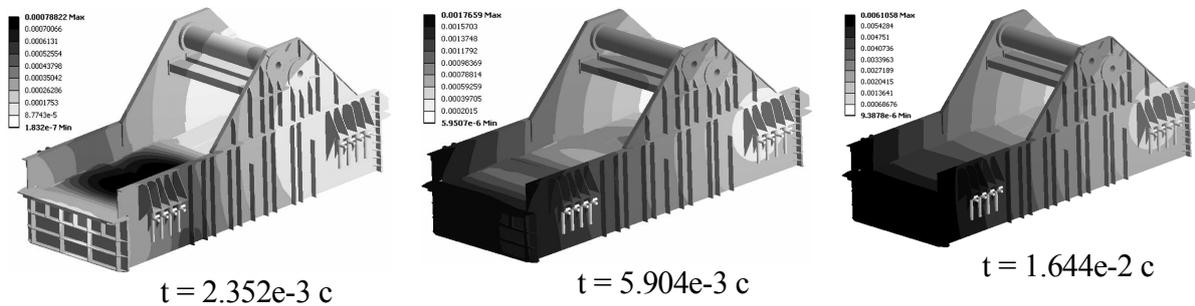


Рисунок 21 – Суммарные перемещения в корпусе ВМ в различные моменты времени

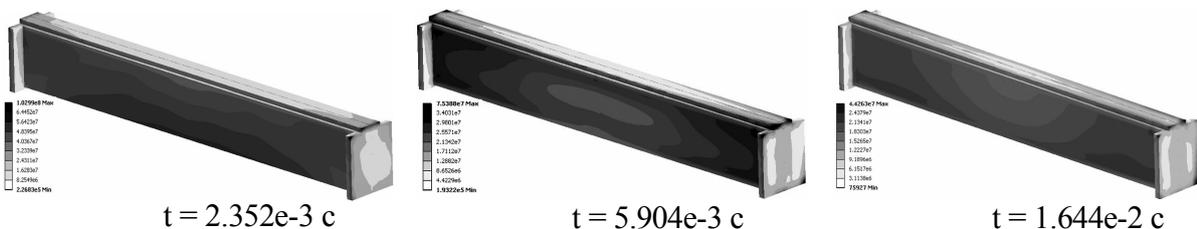


Рисунок 22 – Изменение эквивалентных напряжений в исследуемой подрешеточной балке в различные моменты времени

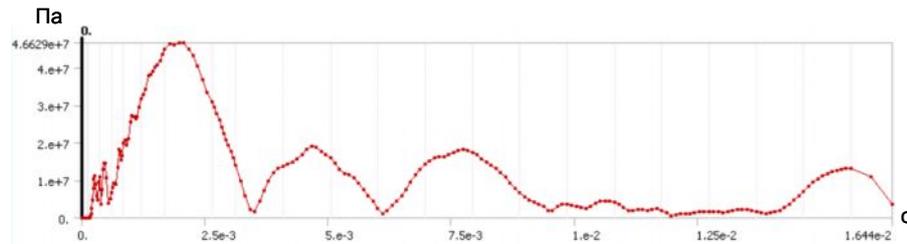


Рисунок 23 – Изменение эквивалентных напряжений во времени в датчике № 3

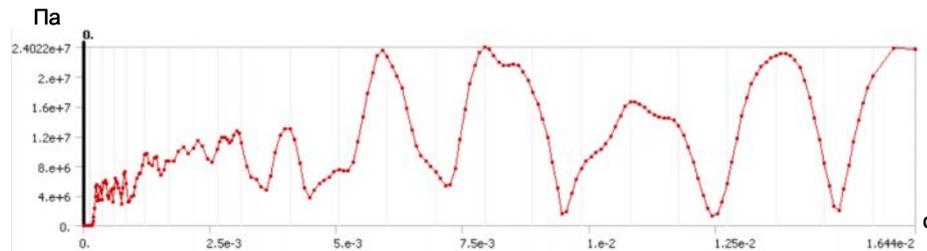


Рисунок 24 – Изменение эквивалентных напряжений во времени в датчике № 4

Таким образом, можно утверждать, что в целом предложенный подход к определению сил ударного взаимодействия в ВУС получил экспериментальное подтверждение по характеру изменения во времени. Дополнительного исследования требует оценка количественного соответствия результатов численных и экспериментальных исследований. Кроме того, из проведенных исследований следует, что в данном случае наиболее проблемными элементами конструкции являются подрешетные балки, в которых напряжения достигают значительных величин (100 МПа и более) при многоцикловом воздействии.

**Заключение.** Таким образом, в статье предложен полный цикл исследований для расчетно-экспериментального метода идентификации параметров выбивной машины. Получены обобщенные зависимости для определения сил ударного взаимодействия в виброударной системе. Данные зависимости позволили уточнить расчетную схему для исследования НДС металлоконструкции корпуса ВМ. Благодаря этому получено удовлетворительное соответствие численных и экспериментальных результатов. Исходя из изложенных выше выкладок, предложенный подход является приемлемым для исследования виброударных систем, в частности выбивной машины для крупнотоннажного вагонного литья.

Литература: 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматической линии литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 551с. 2. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Под ред. Блехмана И.И. Т. 2: Колебания нелинейных механических систем. – М: Машиностроение, 1979. – 351 с. 3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Под ред. Диментберга Ф.М. и Колесникова К.С. Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов. – М: Машиностроение, 1980. – 544 с. 4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Под ред. Лавендела Э.Э. Т. 4: Вибрационные процессы и машины. – М: Машиностроение, 1981. – 510 с. 5. Барчан Е.Н., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – №3. – С.17-23. 6. Барчан Е.Н., Шкода В.А., Просянок В.В., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. –2007. – №23. – С.26-32. 7. Грабовский А.В. Методы исследования динамики инерционных вибромашин и определение действующих нагрузок

в виброударной системе // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №12. – С.61-80. 8. Барчан Е.Н. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва // Дисс. канд. техн. наук: 05.02.02. – Мариуполь. – 2008. – 178 с. 9. Отчет по хоз. договору №12765 "Разработка математической, геометрической и конечно-элементной модели для исследования динамики и напряженно-деформированного состояния выбивной машины". – 2008 г. 10. Барчан Е.Н., Грабовский А.В. Верификация численных моделей при исследовании выбивной машины с помощью современных САПР // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2008. – №2. – С.8-13. 11. Грабовский А.В., Барчан Е.Н. Исследование динамического поведения и напряженно-деформированного состояния в элементах выбивной машины при динамических быстроизменяющихся процессах // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2008. – №9. – С.29-35.

Грабовський А.В.

ПРО РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ  
ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМАХ

У статті наведений повний цикл розрахунків та дослідження міцності металоко-нструкції та роботи великотоннажної вибивної машини з дебалансним приводом для великогабаритного вагонного литва. Було досліджено її динамічну поведінку в процесі роботи. Побудовані основні характеристики машини, що складається з абсолютно твердих тіл, показані внутрішні зусилля, що виникають від удару литва з машиною. Проведено експериментальне дослідження машини, отримані осцилограми напружень у різних елементах конструкції. Досліджено напружено-деформований стан за допомогою скінчено-елементного комплексу.

Grabovskiy A.V.

ABOUT COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL MODELING OF DYNAMIC  
PROCESSES IN VIBROIMPACT SYSTEMS

In the paper the complete cycle of computations and research of strength of metalware and work of great-tonnage shake-out machine with unbalance drive for the large-size carriage casting is resulted. Its dynamic behavior was investigated in the process of work. Basic descriptions of machine which consists of absolutely solids are built, internal efforts which arise up from the blow of casting with a machine are shown. Experimental research of machine was conducted, oscillograms of tensions were got in the different elements of construction. Also stressed and deformed state was investigated by finite-element complex.

---