

Моделирование процесса виброударной обрубки точного литья по выплавляемым моделям

© В.Э. Еремьянц

Кыргызско-Российский Славянский университет имени Первого Президента
России Б.Н. Ельцина, Бишкек, 720000, Кыргызская Республика

Рассмотрено отделение отливок от центрального литникового стержня — стояка, что является одной из наиболее трудоемких операций при точном литье по выплавляемым моделям. Как показывает практика, перспективным способом выполнения этой операции признан виброударный, который позволяет не только повысить производительность при осуществлении этой операции, но и уменьшить затраты времени и материальных средств на последующих операциях, а некоторые операции вовсе исключить. Для согласования характеристики ударной нагрузки, обеспечивающей наилучшее отделение отливок — без повреждения центрального стержня, с параметрами блока отливок необходимо разработать и проанализировать динамические процессы, протекающие в блоке отливок при ударе. Предложена модель блока отливок в виде оснащенного стержня с распределенными параметрами. Приведено математическое описание динамических процессов, протекающих в блоке, и установлены зависимости усилия и напряжения в сечениях центрального стержня и в питателях, соединяющих отливки с центральным стержнем, от различных факторов. Полученные закономерности позволяют обоснованно подходить к проектированию блоков отливок и выбору параметров ударной нагрузки.

Ключевые слова: точное литье, блок отливок, литниковый стержень, питатели, отливки, модель, оснащенный стержень, удар, напряжения

Введение. Одним из эффективных способов отделения отливок от литниковых стержней при точном литье по выплавляемым моделям является виброударный способ [1]. Его суть заключается в следующем. Литейный блок устанавливается на опору (рис. 1, а), и по его центральному литниковому стержню 1 наносятся удары бойком виброударного механизма с частотой 30...50 уд/с. Экспериментальные исследования [2] показали, что при каждом ударе в стержне генерируются продольные волны деформаций, которые перемещают его сечения и возбуждают колебания (вибрации) отливок 2, связанных со стержнем питателями 3.

При колебаниях в питателях возникают знакопеременные напряжения, приводящие к их малоцикловому разрушению и отделению отливок от стержня. Для того чтобы разрушение питателя происходило у отливки, в этом месте делают концентратор напряжений в виде надреза питателя. В зависимости от размеров и массы отливок в одном блоке может быть расположено до 15 рядов, каждый из которых содержит до 12 отливок.

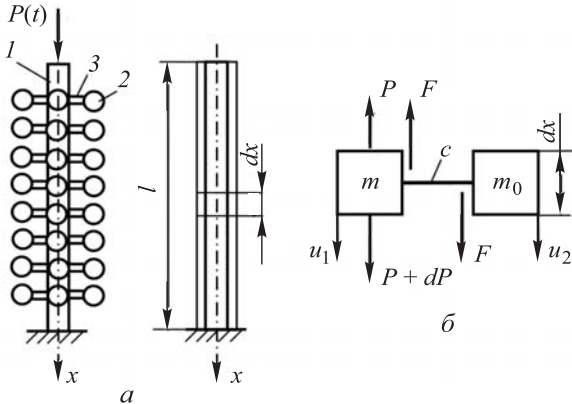


Рис. 1. Блок отливок (а) и его модель с распределенными параметрами (б):

l — центральный литниковый стержень; 2 — отливки; 3 — питатели; x — координата сечения стержня; l — длина стержня; P — усилие в сечениях стержня; F — усилие, действующее со стороны питателя на стержень и отливку; m — распределенная масса центрального стержня; m_0 — распределенная масса отливок; c — распределенный коэффициент жесткости питателей; u_1 — перемещение сечения стержня; u_2 — перемещение сечения распределенной массы отливок; dx — длина элементарного участка стержня

Учитывая положительные результаты первых экспериментов [1, 2], в кратчайшие сроки были разработаны гидравлические [3] и пневматические [4] виброударные установки, опытные образцы и партии которых в 1986–1990 гг. успешно прошли промышленные испытания на ПАО «Завод имени И.А. Лихачёва» (АМО ЗИЛ) [5].

По результатам промышленных испытаний были заложены основы теории виброударной обрубки литья, основные положения которой изложены в работах [6, 7]. Дальнейшее развитие этой теории было связано с необходимостью разработки модели, описывающей динамические процессы, протекающие в литейном блоке при ударе, в целях выявления их основных закономерностей.

Цель работы — установление взаимосвязей напряженного состояния элементов блока с его параметрами и условиями нагружения и их использование для повышения эффективности виброударной обрубки литья.

В работе [8] описана трансформация продольной упругой волны в составном стержне с упругоподвешенными сосредоточенными массами. Такие стержни, по предложению профессора Я.Г. Пановко, названы оснащенными стержнями. При определенных допущениях они применимы и для блока отливок, но только при ограниченном количестве присоединенных масс. Впоследствии были апробированы [9, 10] различные модели оснащенных стержней, в которых сосредоточенные массы соединялись упругими связями с упругим стержнем.

Недостаток апробированных моделей заключался в необходимости записи граничных и начальных условий для каждого ряда отливок и решения большого числа дифференциальных уравнений движения. Расчет по этим моделям выглядел громоздким, а значит, неудобным для практического применения.

Постановка задачи. Совершенствование процесса виброударного отделения отливок предполагает исследование ударных процессов в оснащенных стержнях в целях поиска оптимальных параметров как самого блока, так и условий его нагружения. Под оптимальными следует понимать условия, при которых обеспечивается наилучшее отделение отливок при сохранении целостности центрального стержня. Они определяются напряжениями, возникающими в стержне и в питателях, которые связывают отливки со стержнем. Поскольку громоздкость предшествующего математического аппарата описания колебаний оснащенного стержня затрудняла анализ процессов, протекающих в блоке при ударе, нами была поставлена задача поиска возможностей упрощения этой модели и ее математического описания.

Методы исследования. Экспериментальные исследования [2] показали, что при одиночном ударе бойком ударной машины по торцу центрального стержня литейного блока затухание колебаний отливок происходит через 6...8 мс. При частоте ударов 50 уд/с время между ударами составляет 20 мс. Отсюда следует, что в модели можно рассматривать процесс вибраций отливок при единичном ударе, поскольку последующий удар будет происходить при тех же начальных условиях, что и предыдущий.

Предложена модель [11], в которой множество сосредоточенных масс, равномерно распределенных по длине стержня, как бы «размазывается» по его длине, т. е. заменяется распределенной массой, а связи этих масс со стержнем заменяются распределенными связями.

Такой подход использовался [12] для математического описания виброударных процессов в цепной системе с присоединенными осцилляторами ударного действия.

При составлении уравнений движения оснащенного стержня в нем выделялся элементарный участок длиной dx с массой mdx (рис. 1, б), где m — погонная масса самого стержня. Этот участок связан с сосредоточенной массой величиной m_0dx упругим элементом с жесткостью cdx , где m_0 — величина сосредоточенных масс, приходящихся на единицу длины стержня; c — жесткость всех упругих связей, расположенных на единичной длине стержня. При этом на массу m_0dx действуют только силы упругой связи и силы инерции, т. е. она не связана с другими элементарными массами m_0dx . В этом заключается одна из особенностей предлагаемой модели.

Если масса центрального стержня m_1 , величина одной сосредоточенной массы m_2 , а жесткость одной упругой связи сосредоточенной

массы со стержнем c_0 , то параметры модели будут связаны с параметрами оснащенного стержня соотношениями

$$m = \frac{m_1}{l} = \rho S, \quad m_0 = \frac{nm_2}{l}, \quad c = \frac{nc_0}{l},$$

где m — распределенная масса центрального стержня; m_1 — масса всего стержня; ρ — плотность материала стержня; l , S — соответственно длина стержня и площадь поперечного сечения; m_0 — распределенная по длине стержня масса отливок; m_2 — масса одной отливки; n — количество сосредоточенных масс (отливок); c — распределенный по длине стержня коэффициент жесткости питателей; c_0 — коэффициент жесткости упругой связи одной сосредоточенной массы со стержнем (коэффициент жесткости одного питателя).

Записывая сумму сил, действующих на массы, включая силы инерции, получаем следующие уравнения движения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + k^2 (u_1 - u_2) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} - k_0^2 (u_1 - u_2) = 0, \quad (2)$$

где $u_1(x, t)$ — перемещение сечений центрального стержня; $u_2(x, t)$ — перемещения присоединенных масс; x — координата сечения, отсчитываемая от верхнего конца стержня; a — скорость распространения волны деформации в гладком упругом стержне; k , k_0 — отношение распределенного коэффициента жесткости питателей к распределенной массе соответственно стержня и отливок:

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad k^2 = \frac{c}{m}; \quad k_0^2 = \frac{c}{m_0},$$

где E — модуль упругости материала стержня.

Эти уравнения отличаются от приведенных в работе [12] тем, что они не содержат функций, связанных с ударными силами в осцилляторах и, как будет показано ниже, решаются при иных граничных и начальных условиях.

Уравнения (1), (2) могут быть сведены к одному уравнению относительно координаты $u_1(x, t)$:

$$\frac{\partial^4 u_1}{\partial t^4} - a^2 \frac{\partial^4 u_1}{\partial x^2 \partial t^2} + (k_0^2 + k^2) \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - k_0^2 a^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} = 0. \quad (3)$$

Решая уравнение (3), можно найти функцию $u_1(x, t)$, а затем из уравнения (1) определить функцию $u_2(x, t)$. При известных функциях u_1 и u_2 усилия и напряжения в сечениях центрального стержня, а также усилия и напряжения в упругих связях определяются как

$$P(x, t) = ES \frac{\partial u_1}{\partial x}; \quad F(x, t) = c_0 [u_1(x, t) - u_2(x, t)]; \quad (4)$$

$$\sigma_c(x, t) = \frac{P}{S}; \quad \sigma_y(x, t) = \frac{FL}{W}, \quad (5)$$

где P — усилия в сечениях центрального стержня; F — усилия в упругих связях; σ_c — напряжения в сечениях центрального стержня; σ_y — напряжения в упругих связях; L — расстояние от центра тяжести присоединенной массы до места разрушения упругой связи; W — момент сопротивления изгибу в месте разрушения связи.

В работе [13] приведено сравнение собственных форм и частот колебаний оснащенного стержня, получаемых по этой модели и по модели с сосредоточенными массами. Показано преимущество модели с распределенными параметрами.

Решение уравнения (3) зависит от граничных и начальных условий задачи. В качестве примера рассмотрим два случая.

1. *Колебания оснащенного стержня при ударе по жесткой преграде.* В этом случае с начала касания стержнем преграды происходят его свободные колебания с собственными частотами, которые зависят от граничных условий задачи. При расположении начала оси x на свободном торце стержня граничные и начальные условия имеют вид

$$\frac{\partial u_1}{\partial x}(0, t) = 0; \quad u_1(l, t) = 0; \quad (6)$$

$$u_1(x, 0) = u_2(x, 0) = 0; \quad \dot{u}_1(x, 0) = \dot{u}_2(x, 0) = V_0, \quad (7)$$

где V_0 — скорость стержня в момент касания преграды.

Принимаем решение уравнения (3) в виде

$$u_1(x, t) = X(x) \cos(pt + \varphi), \quad (8)$$

где $X(x)$ — амплитудная функция; $\cos(pt + \varphi)$ — главная координата; p , φ — соответственно собственная частота и начальная фаза колебаний; t — время.

Подставляя выражение (8) в уравнение (3), получаем уравнение для нахождения амплитудных функций и собственных частот:

$$X'' + \beta^2 X = 0, \quad (9)$$

где X'' — вторая производная от амплитудной функции по координате x ; β — коэффициент, определяемый по формуле

$$\beta^2 = \frac{p^2}{a^2} \left(1 - \frac{k^2}{p^2 - k_0^2} \right). \quad (10)$$

Равенство (9) справедливо при указанных граничных условиях, если

$$\beta_s = \frac{(2s-1)\pi}{2l}, \quad s = 1, 2, 3, \dots, \quad (11)$$

где s — номер формы колебаний.

Собственные частоты колебаний стержня определяют по выражению (10):

$$p_{s_i} = \sqrt{0,5(a^2\beta_s^2 + k_0^2 + k^2) \pm \sqrt{0,25(a^2\beta_s^2 + k_0^2 + k^2)^2 - a^2\beta_s^2 k_0^2}}. \quad (12)$$

Из формулы (12) следует, что существует два спектра собственных частот p_{s_1} и p_{s_2} . Нижний спектр p_{s_1} соответствует знаку минус в выражении (12) и определяется колебаниями присоединенных масс относительно центрального стержня. Верхний спектр частот p_{s_2} соответствует знаку плюс и определяется собственными колебаниями центрального стержня. При этом частоты нижнего спектра с увеличением номера гармоники практически не изменяются. В сущности, можно считать, что это одна частота, и при расчетах в разложениях функций перемещений и сил гармонику с низшей частотой необходимо учитывать только один раз. В противном случае ряд нижнего спектра частот получается расходящимся, что противоречит физическому смыслу.

Формы колебаний в безразмерном виде описываются одинаковой функцией, удовлетворяющей уравнению (9):

$$X_{s_1}(x) = X_{s_2}(x) = X_s(x) = \cos \beta_s x. \quad (13)$$

С учетом найденных форм и частот колебаний находим общие решения уравнений (1), (2) в виде сумм частных решений уравнения (8):

$$u_1(x, t) = \frac{2V_0}{l} B_1 \cos(\beta_1 x) \sin(p_{11} t) + \sum_{s=1}^{\infty} B_{s_2} \cos(\beta_s x) \sin(p_{s_2} t);$$

$$u_2(x, t) = \frac{2V_0}{l} B_1 \lambda_{11} \cos(\beta_1 x) \sin(p_{11} t) + \sum_{s=1}^{\infty} B_{s_2} \lambda_{s_2} \cos(\beta_s x) \sin(p_{s_2} t),$$

где B_1 , B_{s_2} , λ_{s_i} — коэффициенты, определяемые по формулам:

$$B_1 = \frac{(\lambda_{12} - 1)}{\beta_1 p_{11} (\lambda_{11} - \lambda_{12})}; \quad B_{s_2} = \frac{(\lambda_{11} - 1)}{\beta_s p_{s_2} (\lambda_{11} - \lambda_{s_2})};$$

$$\lambda_{s_i} = 1 + \frac{a^2 \beta_s^2 - p_{s_i}^2}{k^2}; \quad i = 1, 2.$$

Подстановкой этих решений в соотношения (4) можно определить усилия, а затем и напряжения (5) в сечениях стержня и в упругих связях.

На рис. 2 приведены диаграммы $P(t)$ в сечениях центрального стержня блока, расположенных на расстоянии 0,328 м (1); 0,164 м (2) и 0,041 м (3) от верхнего торца стержня. Усилия сжатия показаны с положительным знаком.

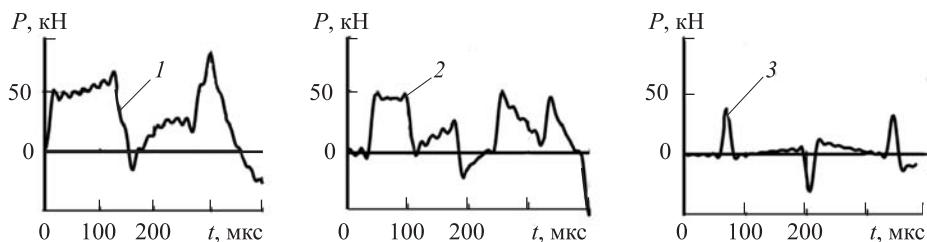


Рис. 2. Зависимость усилий в сечениях центрального стержня P от времени t при различном расстоянии сечения от верхнего торца стержня, м:
1 — 0,328; 2 — 0,164; 3 — 0,064

Стержень блока имеет диаметр 38 мм и длину 0,37 м. Блок содержит восемь рядов отливок. В каждом ряду расположено по восемь отливок массой 60 г каждая. При этом параметры модели следующие:

m , кг/м	8,898	c , Н/м ²	$1,114 \cdot 10^9$
m_0 , кг/м	10,378	c_0 , Н/м ²	$6,438 \cdot 10^6$
l , м	0,37	ρ , кг/м ³	7850
E , Па	$20,7 \cdot 10^{10}$		

Скорость стержня перед ударом 1 м/с.

При решении в разложениях сил учитывалось восемь первых гармоник, поскольку последующие гармоники не оказывали существенного влияния на результаты расчета.

По приведенным на рис. 2 данным прослеживается волновой характер распространения возмущений по стержню. Например, в сечении с координатой $x = 0,041$ м усилия появляются через время, равное 65 мкс. Это время необходимо для распространения возмущения от опоры до рассматриваемого сечения. Усилия в упругих связях, как отмечалось выше, определяются первой частотой низшего спектра и описываются функцией, близкой к синусоиде с частотой p_{11} .

Полученное решение справедливо до момента времени, в который усилия в контактном сечении стержня с опорой изменяются по знаку. Для дальнейшего анализа его колебаний необходимо изменить граничные условия на нижнем конце стержня, приняв, что он свободен.

2. Колебания оснащенного стержня при действии на его торец ударного импульса прямоугольной формы. Допустим, что на свободный торец оснащенного стержня, опирающегося на жесткую опору, действует ударный импульс прямоугольной формы, описываемый функцией

$$P(0,t) = P_0, \quad 0 < t < \tau;$$

$$P(0,t) = 0, \quad t > \tau,$$

где P_0 — усилие в прямоугольном ударном импульсе; τ — время его действия.

Для решения задачи о вынужденных колебаниях стержня под действием этой силы был использован метод главных координат, позволяющий разложить движение сечений по собственным формам и частотам [14].

При вынужденных колебаниях стержня под действием внезапно приложенной постоянной силы P было принято, что решения уравнений движения (1), (2) на интервале времени $0 < t < \tau$ имеют вид

$$u_1(x,t) = \sum_{s=1}^{\infty} X_s(x) q_{s_1}(t) + q_{s_2}(t); \quad (14)$$

$$u_2(x,t) = \sum_{s=1}^{\infty} X_s(x) \lambda_{s_1} q_{s_1}(t) + \lambda_{s_2} q_{s_2}(t), \quad (15)$$

где $X_s(x)$ — амплитудная функция (см. выражение (13)); q_{s_1} , q_{s_2} — главные координаты, соответствующие собственным частотам p_{s_1} и p_{s_2} .

Главные координаты определяют по дифференциальным уравнениям

$$\ddot{q}_{s_1} + p_{s_1}^2 q_{s_1} = \frac{2P_0}{(m+m_0)l}; \quad \ddot{q}_{s_2} + p_{s_2}^2 q_{s_2} = \frac{2P_0}{(m+m_0)l}, \quad (16)$$

правая часть которых представляет собой обобщенную силу, поделенную на обобщенную массу.

Решениями этих уравнений при начальных условиях

$$q_{s_1}(0) = 0; \quad q_{s_2}(0) = 0; \quad \dot{q}_{s_1}(0) = 0; \quad \dot{q}_{s_2}(0) = 0$$

являются функции

$$q_{s_1}(t) = \frac{2P_0}{p_{s_1}^2 (m+m_0)l} (1 - \cos p_{s_1} t); \quad q_{s_2}(t) = \frac{2P_0}{p_{s_2}^2 (m+m_0)l} (1 - \cos p_{s_2} t).$$

Подставляя эти соотношения в решения уравнений (14), (15) и учитывая выражения (4), получаем закономерности изменения сил, действующих в стержне и в питателях:

$$P(x,t) = -\frac{4P_0ma^2}{(m+m_0)l} \frac{\beta_1}{p_{11}^2} \sin(\beta_1x) \sin^2 \frac{p_{11}}{2}t + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\beta_s}{p_{s2}^2} \sin(\beta_sx) \sin^2 \frac{p_{s2}}{2}t ;$$

$$F(x,t) = \frac{4P_0c_0}{(m+m_0)l} \frac{(1-\lambda_{11})}{p_{11}^2} \cos(\beta_1x) \sin^2 \frac{p_{11}}{2}t + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{(1-\lambda_{s2})}{p_{s2}^2} \cos(\beta_sx) \sin^2 \frac{p_{s2}}{2}t .$$

Полученное решение справедливо для интервала времени $0 < t < \tau$, пока на стержень действует внешняя сила P_0 . При $t > \tau$ стержень совершает свободные колебания с начальными условиями, определяемыми из формул (14), (15) при $t = \tau$.

Поскольку по окончании действия силы P_0 граничные условия не изменяются до тех пор, пока в сечении $x = l$ не появятся растягивающие силы, свидетельствующие об отходе стержня от опоры, решения уравнений движения при свободных колебаниях стержня по-прежнему будут иметь вид (14), (15), при этом главные координаты можно описать выражениями:

$$q_{s1} = \frac{2P_0}{(m+m_0)lp_{s1}^2} \cos p_{s1}(t-\tau) - \cos p_{s1}t ; \quad (17)$$

$$q_{s2} = \frac{2P_0}{(m+m_0)lp_{s2}^2} \cos p_{s2}(t-\tau) - \cos p_{s2}t , \quad (18)$$

а функции усилий в интервале времени $\tau < t < T$, где T — момент времени, соответствующий отскоку стержня от опоры, примут вид

$$P(x,t) = -\frac{2P_0ma^2}{(m+m_0)l} \frac{\beta_1}{p_{11}^2} \sin(\beta_1x) C_{11} + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{\beta_s}{p_{s2}^2} \sin(\beta_sx) C_{s2} ; \quad (19)$$

$$F(x,t) = \frac{2P_0c_0}{(m+m_0)l} \frac{1-\lambda_{11}}{p_{11}^2} \cos(\beta_1x) C_{11} + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{1-\lambda_{s2}}{p_{s2}^2} \cos(\beta_sx) C_{s2} , \quad (20)$$

где

$$C_{11} = \cos p_{11}(t-\tau) - \cos p_{11}t; \quad C_{s2} = \cos p_{s2}(t-\tau) - \cos p_{s2}t.$$

Полученные соотношения позволяют проводить анализ влияния различных факторов на колебания и прочность оснащенных стержней при импульсных нагрузках.

На рис. 3 представлены графики зависимости максимальных усилий в сечениях центрального стержня и в питателях блока отливок головок торцовых ключей № 14 от номера ряда отливок (рис. 3, а) и зависимости максимальных усилий в среднем ряду блока ($x = 0,164$ м) от длительности ударного импульса (рис. 3, б). При их построении принято $P_0 = 1000$ Н, остальные данные такие же, как и в предыдущих примерах.

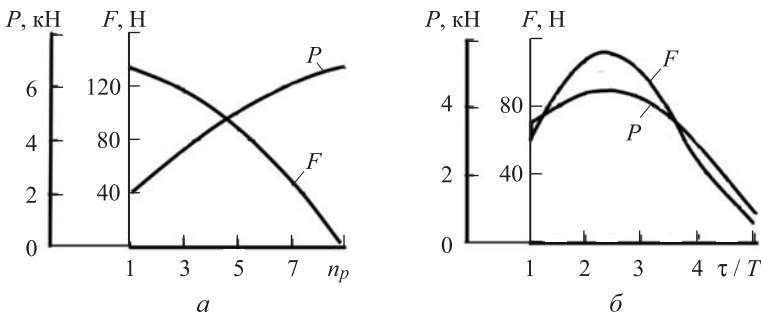


Рис. 3. Графики зависимости усилий P в сечениях центрального стержня и усилий в питателях F от номера ряда отливок n_p (а) и от отношения длительности ударного импульса τ к периоду собственных колебаний центрального стержня T (б)

По полученным графикам видно (см. рис. 3), что по мере приближения сечений стержня к жесткой опоре усилия в упругих связях масс со стержнем уменьшаются, а усилия в сечениях самого стержня возрастают. Отсюда следует, что отделение отливок от стержня должно начинаться с верхних рядов, а поломки стержня наиболее частые в его нижней части. Это подтверждается практикой и результатами экспериментов [2].

Зависимость максимальных усилий от времени действия ударного импульса (см. рис. 3, б) имеет экстремальный характер. Существует определенная длительность импульса, при которой эти усилия наибольшие. В рассматриваемом примере она составляет 2–3 периода собственных колебаний гладкого центрального стержня без отливок.

Заключение. При большом числе рядов отливок связанных с центральным литниковым стержнем упругими питателями, перспективной является модель, в которой массы отливок и упругие свойства питателей равномерно распределены («размазаны») по длине упругого стержня. Описана математическая модель такого стержня и установлены зависимости усилий, возникающих в сечениях центрального стержня и в питателях от времени, параметров блоков отливок и характеристики

ударной нагрузки. Полученные результаты можно использовать при проектировании и выборе рациональных параметров блоков отливок, а также параметров ударных систем машин для обрубки литья.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Алимов О.Д., Басов С.А., Еремьянц В.Э., Невенчаный Ю.В., Писаренко Н.Г. *Виброударный способ отделения отливок от блоков, получаемых литьем по выплавляемым моделям*. Фрунзе, Илим, 1986, 26 с.
- [2] Еремьянц В.Э., Невенчаный Ю.В., Писаренко Н.Г. *Ударное нагружение оснащенных стержней*. Фрунзе, Илим, 1987, 164 с.
- [3] Алимов О.Д., Невенчаный Ю.В., Писаренко Н.Г. Гидравлические станки виброударного действия для отделения отливок от блоков. *Повышение качества и эффективности литья по выплавляемым моделям: Материалы семинара*. Москва, МДНТП. 1986, с. 131–136.
- [4] Маслов В.С., Гребнев В.И., Мельниченко Г.Г. Установка для отделения отливок от стояков. *Литейное производство*, 1986, № 11, с. 34.
- [5] Еремьянц В.Э., Невенчаный Ю.В., Харченко А.К., Фесенко А.В. Виброударное отделение отливок от литниковых систем при литье по выплавляемым моделям. *Литейное производство*, 1991, № 1, с. 33–35.
- [6] Алимов О.Д., Еремьянц В.Э., Невенчаный Ю.В. К теории виброударного отделения отливок от литниковых систем. *Известия АН Кыргызской ССР. Физико-математические и технические науки*. 1988, № 4, с. 35–41.
- [7] Алимов О.Д., Еремьянц В.Э., Невенчаный Ю.В. Виброударное отделение отливок от стояков при литье по выплавляемым моделям. *Литейное производство*, 1989, № 11, с. 31–32.
- [8] Фабижевский К.Б. Трансформация продольной упругой волны в составном стержне с упруго подвешенными сосредоточенными массами. *Прикладная механика*, 1977, том XIII, № 6, с. 97–101.
- [9] Алимов О.Д., Еремьянц В.Э. Распространение волн деформаций в стержнях с сосредоточенными массами. *Известия АН Кыргызской ССР. Физико-математические и технические науки*. 1987, № 3, с. 24–32.
- [10] Еремьянц В.Э. Свободные колебания оснащенных стержней. *Известия АН Кыргызской ССР. Физико-технические и математические науки*. 1990, № 4, с. 40–47.
- [11] Еремьянц В.Э., Дроздова И.С. Модель оснащенного стержня с распределенными параметрами. *Современные проблемы механики сплошных сред, вып. 16*. Бишкек, Институт геомеханики и освоения недр АН Кыргызской Республики, 2012, с. 285–290.
- [12] Веприк А.М., Вознюк П.Д., Крупенин В.Л., Чирков И.М. *Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний*. К.М. Рагульскис, ред. Ленинград, Машиностроение, 1987, 78 с.
- [13] Еремьянц В.Э., Дроздова И.С., Муктарбекова Г.М. Расчет собственных форм и частот колебаний оснащенного стержня, описываемого различными моделями. *Современные проблемы механики сплошной среды. Труды XVI междунар. науч. конф.* (Ростов-на-Дону, 16–19 окт. 2012 г.) Бишкек, НАН КР, 2012, с. 374–378.
- [14] Еремьянц В.Э., Дроздова И.С. Колебания оснащенного стержня при действии на его торец ударного импульса прямоугольной формы. *Вестник КРСУ*, 2013, т. 13, № 7, с. 32–36.

Статья поступила в редакцию 18.12.2017

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Еремьянц В.Э. Моделирование процесса виброударной обрубки точного литья по выплавляемым моделям. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2018, вып. 1. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-1-1723>

Статья подготовлена по материалам доклада, представленного на Международной конференции «Фундаментальные и прикладные задачи механики FARM-2017», посвященной 170-летию со дня рождения великого русского ученого Николая Егоровича Жуковского, Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 24–27 октября 2017 г.

Еремьянц Виктор Эдуардович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Механика» Кыргызско-Российского Славянского университета имени Первого Президента России Б.Н. Ельцина. Область научных интересов: теория удара, динамика машин и механизмов ударного действия для различных отраслей промышленности.
e-mail: eremjants@inbox.ru

Simulating the process of vibroimpact cutting in precision investment casting

© V.E. Eremyants

Kyrgyz–Russian Slavic University named after B.N. Yeltsin,
Bishkek, 720000, Kyrgyz Republic

The article deals with separating castings from the central gate channel, that is, the sprue, which is one of the most labour-intensive operations in precision investment casting. In practice, the vibroimpact method is considered the most promising way of carrying out this operation, not only increasing operation efficiency, but also decreasing time spent and material lost over the course of subsequent operations, and making it possible to exclude certain operations whatsoever. In order to coordinate cluster parameters and impact load characteristics that ensure optimum casting separation without any damage to the sprue, it is necessary to investigate and analyse impact dynamics in the cluster. We suggest simulating the cluster as a rigged rod with distributed parameters. We provide a mathematical description of the dynamics inside the cluster and establish how loads and stresses in the sprue cross-sections and runners connecting castings to the sprue depend on various factors. The patterns revealed provide sound reasons to select certain approaches to designing clusters and specifying impact load parameters.

Keywords: precision casting, cluster, sprue, runners, castings, model, rigged rod, impact, stresses

REFERENCES

- [1] Alimov O.D., Basov S.A., Eremyants V.E., Nevenchanny Yu.V., Pisarenko N.G. *Vibroudarnyy sposob otdeleniya otlivok ot blokov, poluchaemykh litem po vyplavlyaemym modelyam* [Vibroimpact method of separating castings from clusters in investment casting]. Frunze, Ilim Publ., 1986, 26 p.
- [2] Eremyants V.E., Nevenchanny Yu.V., Pisarenko N.G. *Udarnoe nagruzhenie osnashchennykh sterzhney* [Impact loading of rigged rods]. Frunze, Ilim Publ., 1987, 164 p.
- [3] Alimov O.D., Nevenchanny Yu.V., Pisarenko N.G. *Gidravlicheskie stanki vibroudarnogo deystviya dlya otdeleniya otlivok ot blokov* [Hydraulic vibroimpact machines for separating castings from clusters]. *Povyshenie kachestva i effektivnosti litya po vyplavlyaemym modelyam: Materialy seminara* [Increasing quality and efficiency of investment casting: Workshop materials]. Moscow, Moscow House of Scientific and Technical Propaganda Publ., 1986, pp. 131–136.
- [4] Maslov V.S., Grebnev V.I., Melnichenko G.G. *Liteynoe proizvodstvo — Foundry. Technologies and Equipment*, 1986, no. 11, pp. 34.
- [5] Eremyants V.E., Nevenchanny Yu.V., Kharchenko A.K., Fesenko A.V. *Liteynoe proizvodstvo — Foundry. Technologies and Equipment*, 1991, no. 1, pp. 33–35.
- [6] Alimov O.D., Eremyants V.E., Nevenchanny Yu.V. *Izvestiya AN Kirgizskoy SSR. Fiziko-matematicheskie i tekhnicheskie nauki (Proc. of the Academy of Sciences of Kyrgyz SSR. Physical, mathematical and technical sciences)*, 1988, no. 4, pp. 35–41.
- [7] Alimov O.D., Eremyants V.E., Nevenchanny Yu.V. *Liteynoe proizvodstvo — Foundry. Technologies and Equipment*, 1989, no. 11, pp. 31–32.

- [8] Fabizhevskiy K.B. *Prikladnaya mekhanika — International Applied Mechanics*, 1977, vol. XIII, no. 6, pp. 97–101.
- [9] Alimov O.D., Eremyants V.E. *Izvestiya AN Kirgizskoy SSR. Fiziko-matematicheskie i tekhnicheskie nauki (Proc. of the Academy of Sciences of Kyrgyz SSR. Physical, mathematical and technical sciences)*, 1987, no. 3, pp. 24–32.
- [10] Eremyants V.E. *Izvestiya AN Kirgizskoy SSR. Fiziko-matematicheskie i tekhnicheskie nauki (Proc. of the Academy of Sciences of Kyrgyz SSR. Physical, mathematical and technical sciences)*, 1990, no. 4, pp. 40–47.
- [11] Eremyants V.E., Drozdova I.S. Model osnashchennogo sterzhnya s raspredelennymi parametrami [Rigged rod model with distributed parameters]. *Sovremennye problemy mekhaniki sploshnykh sred* [Contemporary problems of continuum mechanics], no. 16. Bishkek, Institute of Geomechanics and Subsoil Development, 2012, pp. 285–290.
- [12] Vepruk A.M., Voznyuk P.D., Krupenin V.L., Chirkov I.M. *Shirokopolosnye vibroudarnye generatory mekhanicheskikh kolebaniy* [Broadband vibroimpact generators of mechanical vibrations]. Ragulskis K.M., ed. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987, 78 p.
- [13] Eremyants V.E., Drozdova I.S., Muktarbekova G.M. Raschet sobstvennykh form i chastot kolebaniy osnashchennogo sterzhnya, opisyvaemogo razlichnymi modelyami [Computing eigenforms and vibration frequencies in a rigged rod described by means of various models]. *Sovremennye problemy mekhaniki sploshnoy sredy. Trudy XVI mezhdunar. nauch. konf. (Rostov-na-Donu, 16–19 okt. 2012 g.)* [Contemporary problems of continuum mechanics. Proc. of the 16th International scientific conference (Rostov-on-Don, October 16–19th, 2012)]. Bishkek, National Academy of Sciences of the Republic of Kyrgyzstan Publ., 2012, pp. 374–378.
- [14] Eremyants V.E., Drozdova I.S. *Vestnik KRSU*, 2013, vol. 13, no. 7, pp. 32–36.

Eremyants V.E., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Mechanics, Kyrgyz–Russian Slavic University named after B.N. Yeltsin. Specialises in impact theory, dynamics of impact-based machines and mechanisms for various industries.
e-mail: eremjants@inbox.ru