

**К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГОВОООРУЖЕННОСТИ УДАРНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ И  
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИХ РЕСУРСА**

**A SELECTION OF THE PARAMETERS OF THE ENERGY POTENTIAL OF THE IMPACT EXECUTIVE BODIES  
AND THE PREDICTION OF THEIR RESOURCE**

*Victor NORDIN*

*Immanuel Kant State University of Russia*

**Резюме:**

В статье приведены полученные автором многофакторные модели разрушения материалов по технологической схеме, характерной для строительно-дорожных машин. Анализ моделей позволяет устанавливать рациональные соотношения между скоростным и массовым компонентами энергии удара для их использования в проектировании.

Получены выражения для определения рациональных значений рабочих напряжений, генерируемых на инструменте, в зависимости от прочностных свойств разрушаемого объекта. Используя выражение для определения скорости бойка при известной прочности разрушаемого материала, получена формула для прогнозирования ресурса подвижных соединений ударных исполнительных органов.

**Abstract:**

The article describes received by the author multifactorial models of fracture of materials according to the technological scheme typical for building and road machines. Analysis of the models allows to set a reasonable ratio between speed and mass impact energy components to their use in the design. The relationship was obtained to determine the reasonable value of operating voltages generated by the instrument, depending on the strength properties of a destroyed object. Using an expression to determine the speed of the striker with the well-known strength of a destroyed material, a formula was obtained for the prediction of the resource of mobile connections drums executive bodies.

*Ключевые слова:* ударный исполнительный орган, многофакторные модели, разрушение, прочностные свойства, прогнозирование ресурса, подвижные соединения узлов машин

*Key words:* impact executive body, multifactor models, destruction, strength properties, resource forecasting, mobile connections of knots of machines

**ВВЕДЕНИЕ**

Научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы, проводимые в России и в других странах, показывают, что для высокопроизводительного разрушения твердых материалов при строительно-дорожных и горных работах перспективными являются направления, связанные с применением ударных исполнительных органов, обеспечивающих за счёт концентрации напряжений в ограниченной зоне массива и больших величин развиваемых усилий повышение эффективности отбойки. Однако в настоящее время сделать обобщающие выводы о производительности ударного способа разрушения затруднительно из-за того, что работы по созданию машин с такими исполнительными органами не вышли из стадии экспериментальных разработок. Тем не менее, имеющиеся сведения свидетельствуют о больших потенциальных возможностях таких машин.

Не достаточно исследованной также является проблема работоспособности и надежности машин с ударными исполнительными органами. Поэтому прогнозирование ресурса таких машин представляет большие трудности, что в условиях рыночной экономики затрудняет взаимоотношения заказчиков и разработчиков.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗРУШЕНИЯ МАССИВА  
УДАРНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ**

Для высокопроизводительного процесса разрушения необходимо установление оптимальных значений параметров ударного исполнительного органа и рациональных соотношений между различными влияющими факторами с учётом прочностных свойств разрушаемого массива. Как показали исследования автора [1], эффективным направлением для этого являются модельные исследования с использованием

теорий размерности, моделирования и многофакторного планирования эксперимента.

Процесс разрушения твердых материалов ударным инструментом характеризуется влиянием на него большого числа факторов. Отколу куска породы предшествует внедрение инструмента в массив, сопровождающееся формированием его напряженного состояния, которое зависит от параметров ударной нагрузки, технологической схемы, свойств разрушаемого материала, параметров разрушения и геометрии инструмента, а также соотношения масс ударной системы.

В результате эксперимента, проведенного в соответствии с нелинейными матрицами планирования второго порядка, после статистической обработки его результатов получены полиномиальные уравнения процесса ударного разрушения твердых материалов, выражающие зависимости отделяемых за удар объемов породы и удельных энергозатрат от влияющих факторов при технологической схеме, характерной для строительно-дорожных работ:

$$V_p = k_V \cdot \left[ 0,21 + 1,83 \cdot \left( \frac{\sigma}{P_{к\lambda}} \right) - 0,06 \cdot \left( \frac{m_1}{m_2} \right) \right] \quad (1)$$

$$H_w \cdot 10^{-6} = k_H \cdot \left[ 37 - 50 \cdot \left( \frac{\sigma}{P_{к\lambda}} \right)^2 - 0,6 \cdot \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 + 36,3 \cdot \left( \frac{\sigma}{P_{к\lambda}} \right) \right] + 2 \cdot \left( \frac{m_1}{m_2} \right) + 5,5 \cdot \left( \frac{m_1}{m_2} \right) \cdot \left( \frac{\sigma}{P_{к\lambda}} \right) \quad (2)$$

здесь:

$V_p$  – объем материала, отделяемый за удар от основного массива,

$H_w$  – удельные энергозатраты на разрушение,

$k_V$  – эмпирический коэффициент влияния геометрических характеристик инструмента и массива на объем разрушения за удар,

$\sigma/P_{к\lambda}$  – соотношение силового напряжения, генерируемого на инструменте, и контактной динамической прочности разрушаемого материала,

$m_1/m_2$  – соотношение ударных масс (бойка и инструмента) исполнительного органа,

$k_H$  – эмпирический коэффициент влияния геометрических характеристик инструмента и массива на удельные энергозатраты разрушения.

Контактная динамическая прочность разрушаемого материала в соответствии с предложенным способом [2] определяется по формуле:

$$P_{к\lambda} = k_1 \cdot \frac{\sigma_{max}}{l_{вн}^2} \quad (3)$$

где:

$k_1$  – эмпирический коэффициент, зависящий от геометрических характеристик испытательного индентора и структуры разрушаемого материала,

$\sigma_{max}$  – максимальное напряжение при внедрении индентора,

$l_{вн}$  – глубина динамического внедрения индентора.

Для достижения наибольшей эффективности процесса ударного разрушения необходимо выдерживать

рациональные соотношения между скоростным  $\sigma/P_{к\lambda}$  и массовым  $m_1/m_2$  компонентами энергии удара. Как показал анализ вышеприведенных моделей, наиболее эффективно процесс разрушения происходит при скоростном компоненте энергии, равном 0,68 и массовом компоненте – 2,5, или наоборот – при скоростном компоненте, равном 0,28 и массовом компоненте – 5,5. Однако из-за требований к ограничению габаритов исполнительного органа предпочтение следует отдать первому варианту, в котором соотношение масс, а, следовательно, и величина бойка импульсного устройства имеет меньшую величину. Это подтверждается и результатами других исследований [3].

### ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ УДАРНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

Приведенные полиномиальные модели процесса ударного разрушения твердых материалов (1) и (2), выражающие зависимости отделяемых за удар объемов породы и удельных энергозатрат от влияющих факторов при технологической схеме, характерной для строительно-дорожных работ. Из них могут быть получены выражения для определения рациональных значений рабочих напряжений, генерируемых на инструменте, в зависимости от прочностных свойств разрушаемого объекта. В общем виде их можно записать следующим образом:

$$\sigma = f \cdot \left( K_V, \frac{m_1}{m_2}, V_p \right) \cdot P_{к\lambda} \quad (4)$$

$$\sigma = f \cdot \left( K_H, \frac{m_1}{m_2}, H_w \right) \cdot P_{к\lambda} \quad (5)$$

В соответствии с ударной волновой теорией [4] напряжение на рабочем инструменте определяется:

$$\sigma = \frac{V_{\sigma} \cdot \rho c \cdot d_1^2}{(d_1^2 + d_2^2)} \quad (6)$$

где:

$V_{\sigma}$  – скорость бойка в момент удара по инструмента,

$\rho c$  – акустическая жесткость материала инструмента,

$d_1$  и  $d_2$  – диаметры бойка и инструмента.

С учетом выражений (4) и (5) из формулы (6) получаем:

$$V_{\sigma} = f \cdot \frac{\left( K_V, \frac{m_1}{m_2}, V_p \right) \cdot P_{к\lambda} \cdot (d_1^2 + d_2^2)}{\rho c \cdot d_1^2} \quad (7)$$

$$V_{\sigma} = f \cdot \frac{\left( K_H, \frac{m_1}{m_2}, H_w \right) \cdot P_{к\lambda} \cdot (d_1^2 + d_2^2)}{\rho c \cdot d_1^2} \quad (8)$$

Известно, что ресурсоемкость узлов и механизмов ударных и вибрационных машин значительно меньше, чем машин, работающих в отрегулированных статистических или квазистатистических условиях нагружения.

В настоящее время довольно полно разработаны триботехнические характеристики и методы расчета сил

трения и интенсивностей изнашивания контактирующих поверхностей в условиях статического нагружения и стационарных температурных полей [5], позволяющих достаточно точно прогнозировать ресурс на основе «кривых нормального износа». Для соединений, работающих в условиях динамического или вибрационного нагружения, прогнозируемый ресурс определяется из следующего выражения [6]:

$$R = 11,1 \cdot [K_y (1,63 + 2,2S_{\min}) - S_{\max}] \cdot \frac{K_c}{(1 - K_c) \cdot V_{\sigma}^{-0,46}} \quad (9)$$

где:

$K_y$  – коэффициент, учитывающий условия в зоне контакта взаимодействующих поверхностей деталей, по оценкам  $K_y = 3-4$  [7],

$S_{\min}$  – минимально допустимый конструктивный зазор, обеспечивающий незаклинивание подвижных соединений машин,

$S_{\max}$  – максимальный конструктивный зазор, определяемый из необходимого ресурса соединения,

$K_c$  – коэффициент соотношения скоростей изнашивания поверхностей двух сопрягаемых деталей, который может быть принят равным соотношению их твердостей.

В выражение (9) входит значение минимально необходимого конструктивного зазора  $S_{\min}$ , обеспечивающего условие незаклинивания двух контактирующих деталей с диаметром соединения  $d_{12}$ , работающих в условиях динамического нагружения, которое определяется [7] как:

$$S_{\min} \geq \frac{\mu \cdot d_{12} (\sigma_{\max 1} + \sigma_{\max 2})}{E + K_3 (R_{Z1} + R_{Z2})} \quad (10)$$

где:

$\mu$  и  $E$  – коэффициент Пуассона и модуль упругости материалов двух контактирующих деталей, которые могут быть приняты одинаковыми для стальных деталей,

$\sigma_{\max 1}$ ,  $\sigma_{\max 2}$  – максимальные напряжения соответственно в охватываемой и охватывающей деталях, определяемые по ударной волновой теории [4],

$K_3$  – коэффициент запаса подвижности соединения [7],

$R_{Z1}$ ,  $R_{Z2}$  – шероховатости поверхностей двух контактирующих поверхностей.

Максимальный зазор  $S_{\max}$ , как было указано выше, из необходимого ресурса соединения, в то же время должен соответствовать стандартным посадкам подвижных соединений, устанавливаемым по известным методам [5, 6, 7]. Значение максимального зазора в конкретном соединении определяется технологическими возможностями при изготовлении, и для не бракованного соединения имеет статистический разброс в пределах допуска, определяемого чаще всего из нормального закона распределения. Из выражения (6) следует, что чем меньше значение  $S_{\max}$ , тем больше ресурс соединения. По предварительным расчетам, приближение значения  $S_{\max}$  на 30% от крайнего максимального значения, обеспечиваемого стандартными посадками, к минимально допустимому конструктивному зазору  $S_{\min}$ , повышает ресурсоёмкость

динамически нагруженного соединения более чем на 50%.

Качество изделий, в том числе и динамически нагруженных машин, определяется большим числом показателей, объединяемых в десять групп в соответствии с классификацией ИСО. Если принять ресурсоёмкость подвижного соединения за один из основных показателей его качества, то возможна оценка вышеуказанного приближения максимального зазора  $S_{\max}$  к минимально допустимому конструктивному зазору  $S_{\min}$  исходя из экономических соображений, базирующихся на статистических методах Г. Тагучи [8].

По аналогии с функцией потерь качества, приведенной в [8], вводим функцию снижения ресурсоёмкости соединения, которая может быть интерпретирована нелинейной параболической функцией:

$$\Delta R = R_H - K_p \cdot (S - S_{\min})^2 \quad (11)$$

где:

$R_H$  – ресурс соединения, имеющего минимальный конструктивный зазор  $S_{\min}$ ,

$S$  – конкретный зазор, находящийся в пределах допуска для не бракованного соединения,

$K_p$  – коэффициент снижения ресурсоёмкости.

$$K_p = \frac{R_{\Pi}}{T_s^2} \quad (12)$$

где:

$R_{\Pi}$  – потеря ресурса соединения, имеющего максимальный зазор, по сравнению с соединением с минимальным конструктивным зазором,

$T_s$  – допуск зазора соединения, равный разности между максимально и минимально предельно допустимыми зазорами.

При количестве эксплуатируемых соединений  $n$  средние потери ресурса на одно соединение составят:

$$\overline{\Delta R} = R_H - K_p \cdot \frac{(S - S_{\min})^2}{n} \quad (13)$$

Если известны статистические данные о технологическом процессе изготовления соединений, то формулу (13) можно переписать в виде, позволяющем вычислять потери ресурса одного соединения с достаточной степенью точности:

$$\overline{\Delta R} = (R_H - K_p) \cdot \sigma_s^2 + (\bar{S} - S_{\min})^2 \quad (14)$$

где:

$\sigma_s$  – среднеквадратичное отклонение зазоров, получаемых при изготовлении соединений,

$\bar{S}$  – математическое ожидание зазора.

## ВЫВОДЫ

Проблема разрушения материалов, а также создания эффективных и надежных машин для дорожно-строительной и горной отраслей до настоящего времени остается не вполне исследованной. Для проектирования перспективных ударных исполнительных органов и выбора параметров их энерговооруженности предлагается использовать многофакторные модели разрушения. Выражения, полученные из этих моделей, в

соответствии с методами Г. Тагучи можно использовать для прогнозирования ресурса работы подвижных соединений ударных исполнительных органов.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Нордин В. В.: Исследование и выбор параметров импульсного исполнительного органа проходческого комбайна для разрушения твердых пропластков в смешанных забоях. - Дисс. канд. техн. наук. – Караганда 1982, с. 168.
- [2] Патент СССР 1346785 Способ определения контактной динамической прочности. Лазуткин А. Г., Ушаков Л. С., Нордин В. В.: Бюллетень изобретений. № 39, 1987.
- [3] Каманин Ю. Н.: Выбор рациональных параметров разрушения скальных пород ударно-скалывающим исполнительным органом СДМ. Автореферат дисс. канд. техн. Наук. Орел 2011, с. 16.
- [4] Инженерные методы исследования ударных процессов. Батуев Г. С. и др. М.: Машиностроение. 1977, с. 240.
- [5] Крагельский И. В., Михин Н. М.: Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение. 1984, с. 280.
- [6] Корягин С. И., Нордин В. В.: Квалиметрические оценки при исследовании ресурса динамически нагруженных подвижных соединений машин. Вибрационные машины и технологии: Сб. науч. тр. Курск: КГТУ, 2003, с. 122-125.
- [7] Бегагоен И. А., Бойко А. И.: Повышение точности и долговечности бурильных машин. М.: Недра. 1986, с. 213.
- [8] Чейз Р. Б., Эквилайн Н. Д., Якобс Р. Ф.: Производственный и операционный менеджмент. Пер. с англ. – 8 – е изд. – М.: Вильямс. 2001, с. 704.

---

prof. dr inż. Victor Nordin  
Immanuel Kant State University of Russia  
ul. A. Newskiego 14, 236041 Kaliningrad, Russia  
tel.: +84012 360321  
e-mail: nordin@gazinter.net