

Література

1. Тихонов, А. Н. Уравнения математической физики [Текст] / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский - 5-е изд. - М. : Наука, 1977. - 735 с.
2. Головки, Л. Ф. Моделирование процесса бесконтактной лазерной деформации адаптивным методом [Текст] / Л. Ф. Головки, С. О. Лукьяненко, И. Ю. Михайлова, В. А. Третьяк // Электронное моделирование / Институт проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины. - 2011. - Вып. 3, Том 33. - С. 71-84.
3. Лук'яненко, С.О. Адаптивні обчислювальні методи моделювання об'єктів з розподіленими параметрами [Текст] / С.О. Лук'яненко - К. : ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. - 236 с.

Abstract

The article concerns the methods of numerical and computer modelling of the laser noncontact deformation by using two laser beams, brought to the one and opposite sides of the thin metal plate. The aim of this work is to determine the relation between the mutual arrangement of the lasers and the homogeneity of the deformation. To model this process the heat conduction equation is used. The location of the lasers is taken into account using boundary conditions. The computer modelling of the noncontact laser deformation using two lasers, brought to the one and opposite sides of the thin metal plate, showed that in case of the identical power value of the laser for different experiments, the mutual location of lasers with respect to each other and to the plate does not affect the value of the bend angle, but affects the homogeneity of deformation. In case of the lasers locations on different sides of the plate the most uniform bending occurs when at first the lower laser with lower density of power distribution is turned on, and then the laser with greater value of the parameter is turned on. In case of the lasers location on one side of the plate it does not matter whether the plate is heated by the laser with lower density of power distribution or not, before the laser with the greater value of the parameter is turned on. The results can be used by engineers and mechanics to prepare for the controlled noncontact laser deformation, as well as for choosing the optimal location of the lasers relative to the plate

Keywords: two-beam laser deformation, modelling of the temperature field, heat conduction equation

Наведено теоретичне дослідження та наукове обґрунтування визначення критичного зусилля для бурової штанги машини для розкриття чавунної лютки доменної печі з урахуванням прикладеного обертового моменту та кутової швидкості обертання штанги

Ключові слова: машина для розкриття чавунної лютки, доменна піч, сталість, бурова штанга, критична сила

Приведено теоретическое исследование и научное обоснование определения критического усилия для буровой штанги машины для вскрытия чугуновой летки доменной печи с учетом приложенного крутящего момента и угловой скорости вращения штанги

Ключевые слова: машина для вскрытия чугуновой летки, доменная печь, устойчивость, буровая штанга, критическая сила

УДК 669.162.266.21:669.02/.09

УСТОЙЧИВОСТЬ БУРОВОЙ ШТАНГИ СОВРЕМЕННОЙ МАШИНЫ ВСКРЫТИЯ ЧУГУННОЙ ЛЕТКИ

А.Н. Селегей

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра теоретической и строительной механики
Национальная металлургическая академия Украины
пр. Гагарина, 4, г. Днепропетровск, Украина, 49000
Контактный тел.: (056) 374-83-17
E-mail: selegey@ua.fm

1. Введение

Для безопасности обслуживающего персонала и повышения качества выпуска жидкого чугуна из до-

менной печи необходимо, чтобы канал вскрываемой летки имел прямолинейную ось и постоянный диаметр вдоль длины летки. Эти показатели напрямую зависят от устойчивости штанги, которая удерживает

буровую коронку. Поэтому буровая штанга машины для вскрытия чугунной летки доменной печи является основным узлом, от которого зависит правильность операции вскрытия и безотказность машины в целом. Если не будет обеспечена устойчивость буровой штанги, канал летки будет криволинейным, и при движении жидкого чугуна будут возникать турбулентные завихрения, которые являются причиной значительного перемешивания чугуна и шлака, что ухудшает их дальнейшее разделение, и, как следствие, ухудшает качество выпускаемого чугуна. Кроме того, турбулентный выход жидкотекучих продуктов плавки из доменной печи уменьшает срок службы механического оборудования, обслуживающего литейный двор. Поэтому ось пробуриваемой летки должна быть прямолинейной. В источнике [1] рассмотрена устойчивость буровой штанги, однако не учтено, что штанга неразрезная. Кроме этого, опытом эксплуатации установлено, что при соблюдении условия достаточного охлаждения, слагаемое, учитывающее температуру можно не учитывать. Поэтому нижеследующая методика рассмотрена для штанги, средняя температура которой остается постоянной для всего процесса вскрытия чугунной летки доменной печи.

2. Цель

Цель работы – определение критического усилия для буровой штанги современной машины для вскрытия чугунной летки доменной печи с учетом таких факторов как тип закрепления штанги, приложенный крутящий момент и угловая скорость вращения штанги.

3. Задачи

В связи с вышеизложенным, возникает задача математического описания устойчивости буровой штанги машины для вскрытия чугунной летки доменной печи и научного обоснования расчета критического усилия.

4. Основная часть

Исследование устойчивости в этом случае проведем на примере машины для вскрытия чугунной летки, установленной на литейном дворе ДП-2 ПАО «Запорожсталь». На рис. 1 изображена расчетная схема этого типа закрепления буровой штанги. Размер А получен вычитанием от полной длины буровой штанги машины вскрытия толщины промежуточной опоры и расстояния В от опоры до переднего фронта чугунной летки.

Рассматривается неразрезная балка, имеющая три опоры. Закрепление в патроне (левая часть балки) выбрано шарнирным на основании того, что на указанных выше машинах для вскрытия летки при приложении нагрузки наблюдается деформация крепления бурового механизма, что влечет изменение угла наклона крепежного патрона вместе со штангой. Средняя опора (передняя плита) выбрана также шарнирной

по причине малой длины (30-40мм) промежуточной опоры, поэтому имеет место некоторый угол поворота. Опора на буровой коронке (правая опора) имеет такой вид вследствие несовершенства бурового инструмента (пики или простейшей коронки).

Как пример рассмотрим конструкцию машины вскрытия производства ЧАО ДнепроГидроМаш, для которой длина штанги равна 3950 мм.

При решении дифференциального уравнения изогнутой оси штанги, необходимо, чтобы определитель, составленный из соответствующих коэффициентов, был равен нулю. Для того, чтобы не получить тривиального решения необходимо сначала найти пространственную функцию $y(\alpha, L)$, которая зависит от параметра α и глубины бурения L .

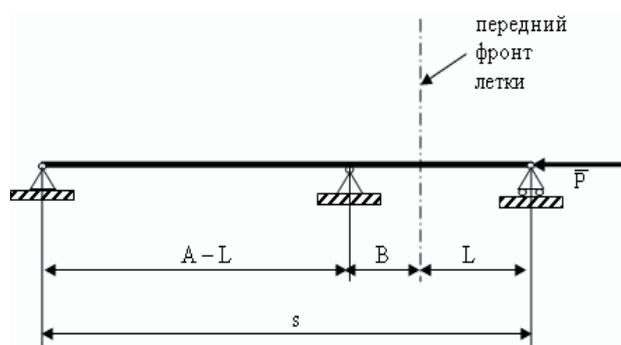


Рис. 1. Схема закрепления во втором случае

Из теории о продольном изгибе многопролетных стержней [2] для неразрезного стержня с двумя пролетами известна такая зависимость:

$$-\theta_1 l_1 \cdot \theta_2 l_2 \sin(\theta_1 l_1 + \theta_2 l_2) = (\theta_1 l_1 + \theta_2 l_2) \sin \theta_1 l_1 \cdot \sin \theta_2 l_2, \quad (1)$$

где $\theta_1 = \sqrt{\frac{P}{EI_1}}$, $\theta_2 = \sqrt{\frac{P}{EI_2}}$,

P – критическая сила,
 E – модуль упругости,
 I – момент инерции поперечного сечения стержня,
 l_1, l_2 – длины пролетов стержня.

Для случая, рассмотренного в работе, сечение штанги не изменяется, поэтому $\theta_1 = \theta_2$.

В связи с этим (1) приобретает вид:

$$-\theta^2 l_1 \cdot l_2 \sin(\theta l_1 + \theta l_2) = \theta(l_1 + l_2) \sin \theta l_1 \cdot \sin \theta l_2. \quad (2)$$

Разделив уравнение на θ получим:

$$-\theta \cdot l_1 \cdot l_2 \sin(\theta l_1 + \theta l_2) = (l_1 + l_2) \sin \theta l_1 \cdot \sin \theta l_2. \quad (3)$$

Далее необходимо ввести коэффициент α . Он связан с критической силой и длиной штанги s следующей зависимостью:

$$\alpha^2 = \frac{Ps^2}{EI}. \quad (4)$$

Поскольку $\theta = \sqrt{\frac{P}{EI}}$, то $\alpha^2 = \theta^2 s^2$, $\alpha = \theta s$ учитывая это, а также, что $l_1 + l_2 = s$, выражение (4) принимает вид:

$$-\frac{\alpha \cdot l_1 \cdot l_2 \sin(\alpha)}{s} = s \cdot \sin(\theta_1) \sin(\theta_2). \tag{5}$$

Разделим уравнение (3.43) на s , учитывая, что $\theta = \frac{\alpha}{s}$, получим:

$$-\frac{\alpha \cdot l_1 \cdot l_2 \sin(\alpha)}{s^2} = \sin\left(\frac{\alpha}{s} l_1\right) \sin\left(\frac{\alpha}{s} l_2\right). \tag{6}$$

Длины соответствующих пролетов буровой штанги согласно схеме равны:

$$l_1 = A - L \text{ м}, \quad l_2 = L + B \text{ м},$$

где L - глубина бурения, м,

$$A = 3,468 \text{ м},$$

$$B = 0,432 \text{ м}.$$

После этого вводится функция $y(\alpha, L)$, которая должна равняться нулю, чтобы не нарушалось выражение (1).

С учетом вышеуказанных выкладок получено выражение:

$$y(\alpha, L) - \sin\left(\frac{\alpha \cdot (A - L)}{s}\right) \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot (L + B)}{s}\right) - \alpha \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{(A - L) \cdot (L + B)}{s^2} = 0. \tag{7}$$

На рис. 2 показан график функции $y(\alpha, L)$ (поверхность). По вертикальной оси откладываются значения функции $y(\alpha, L)$, по горизонтальным осям – значения параметра α и глубина бурения L . Значение P будет критическим в тех точках, где функция двойного аргумента $y(\alpha, L)$ равна нулю и превышения критических значений силы P вызывают потерю устойчивости буровой штанги. На рис. 2 горизонтальная плоскость проходит через нулевой уровень. Уравнение (7) решается графически, следовательно, в местах пересечения поверхности и горизонтальной плоскости значения силы P достигают критических.

Найдя значения функции $y(\alpha, L)$ для точек пересечения поверхности, определяемой уравнением (7) и горизонтальной плоскости, учитывая зависимость (4), находится критическое усилие $P_{кр}$ с учетом изменения глубины внедрения бурового инструмента в канал чугунной летки доменной печи. Далее с учетом (4,7) и рис. 2 строится график зависимости критического усилия от глубины подачи бурового инструмента в чугунную летку, он представлен на рис. 3. Из графика следует, что критическое усилие при продвижении бурового инструмента в летку возрастает до максимального значения, которое соответствует глубине бурения приблизительно 1,5 метра, а затем снижается по мере забуривания.

Аналитическое нахождение зависимости критического усилия на буровой штанге от глубины бурения летки в этом случае закрепительно, поскольку для каждой точки графика функции $y(\alpha, L)$ необходимо задать конкретные значения параметра α и глубины L . В связи с этим аналитическое решение является весьма громоздким, т.к. большинство точек не удовлетворяют условию $y(\alpha, L) = 0$.

Предложенный автором работы новый способ нахождения зависимости критического усилия от глу-

бины бурения выгодно отличается простотой при условии обеспечения необходимой точности решения. Литературный поиск показал, что такая методика определения критического усилия вскрытия чугунной летки ранее не использовалась, является новой и позволяет учитывать изменение глубины бурения в процессе вскрытия чугунной летки доменной печи.

Для аппроксимации и получения функциональной зависимости критического усилия от глубины бурения разобьем кривую, изображенную на рис. 3, на два участка. Первый $0 < L < 1,5$ м и второй $1,5 < L < 4$ м. Найдем функциональную зависимость критического усилия на штанге от глубины внедрения бурового инструмента в чугунную летку на первом участке. Точечные значения и график изменения критического усилия без учета крутящего момента на штанге и ее частоты вращения показаны на рис. 4. Коэффициент корреляции равен 0,992, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

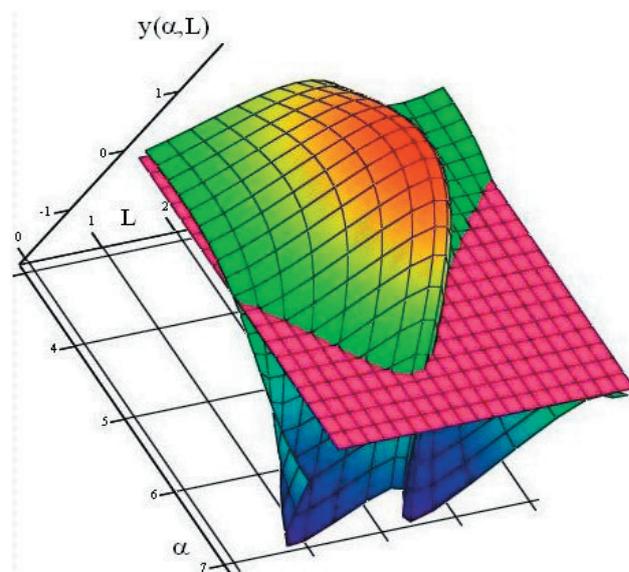


Рис. 2. График функции $y(\alpha, L)$

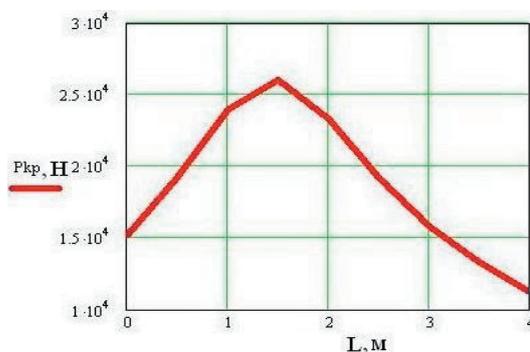


Рис. 3. Зависимость критического усилия $P_{кр}$ от глубины бурения L без учета приложенных вращательного момента и частоты вращения

Зависимость критического усилия $P_{кр}$ от глубины бурения чугунной летки L имеет вид:

$$P_{кр}(L) = 1,553 \cdot 10^4 + 7,654 \cdot 10^3 \cdot L. \tag{8}$$

Зависимость критического осевого усилия от глубины бурения летки при данном способе закрепления имеет вид:

$$P_{kp}(L) = 1,553 \cdot 10^4 + 7,654 \cdot 10^3 \cdot L - \frac{M^2}{4EI} - \frac{q\omega^2 s}{\pi^2 \cdot 9,81} \quad (9)$$

Подставив значения крутящего момента и частоты вращения, окончательно получим:

$$P_{kp}(L) = 6,453 \cdot 10^3 + 7,654 \cdot 10^3 \cdot L \quad (10)$$

График зависимости (10) представлен на рис. 5.

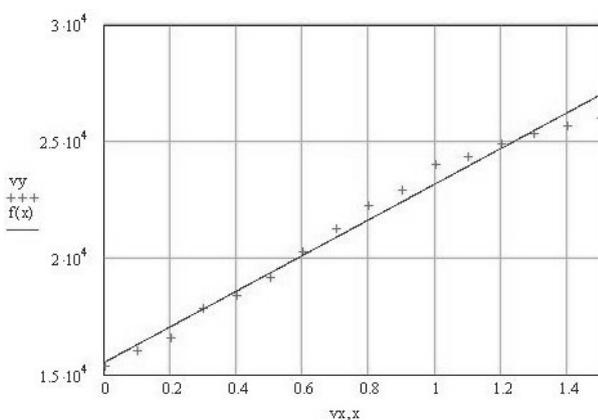


Рис. 4. Точечные значения и функция изменения критического усилия без учета крутящего момента и частоты вращения на первом участке

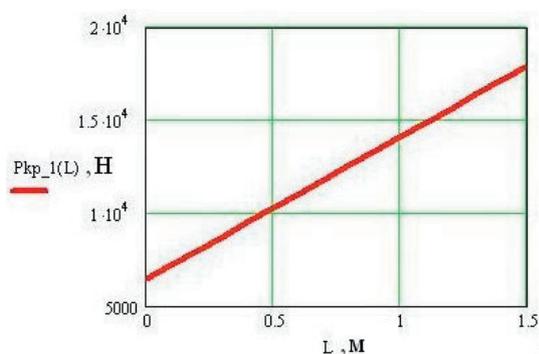


Рис. 5. График изменения критического усилия с учетом крутящего момента и частоты вращения L на первом участке

Таким образом, при закреплении штанги на трех опорах при изменении глубины бурения летки в пределах от 0 до 1,5 м критическая осевая нагрузка изменяется линейно, согласно закону (10) в пределах от 6,5 кН до 17,5 кН.

Аналогично поступим для второго участка (1,5 < L < 4 м). Распределение значений на втором участке и график изменения критического усилия без учета крутящего момента на штанге и ее частоты вращения показаны на рис. 6.

Коэффициент корреляции на втором участке равен – 0,997, что показывает хорошую сходимость значений. Зависимость критического усилия P_{kp} от глубины бурения чугунной летки L :

$$P_{kp}(L) = 3,44 \cdot 10^4 - 5,95 \cdot 10^3 \cdot L \quad (11)$$

Проведя аналогичные преобразования, получим:

$$P_{kp}(L) = 2,532 \cdot 10^4 - 5,95 \cdot 10^3 \cdot L \quad (12)$$

График изменения функциональной зависимости представлен на рис. 7.

Все числовые данные взяты из технических характеристик машины для вскрытия чугунной летки доменной печи, конструкции ЧАО ДНЕПРОГИДРОМАШ, установленной на литейном дворе доменной печи номер два ПАО «Запорожсталь» [3].

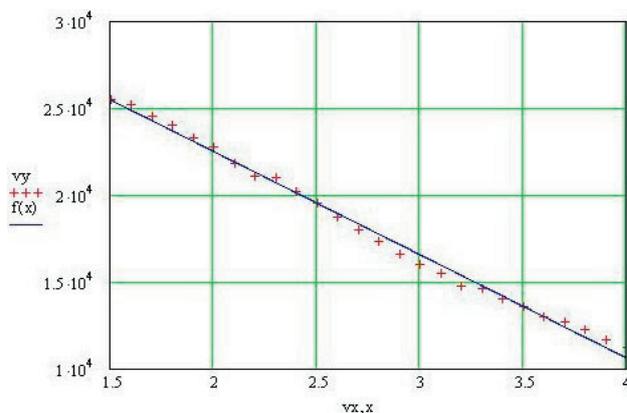


Рис. 6. Точечные значения и функция изменения критического усилия без учета крутящего момента и частоты вращения на втором участке

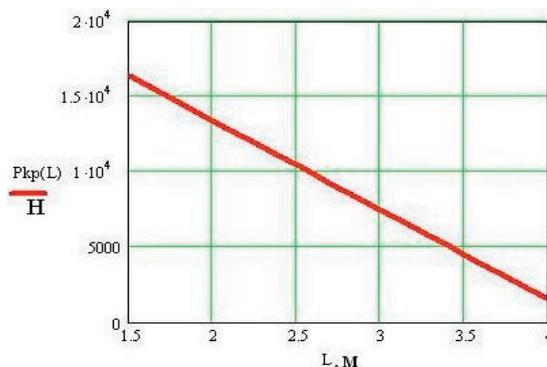


Рис. 7. График изменения критического усилия с учетом крутящего момента и частоты вращения на втором участке

5. Выводы

1. Получено новое решение задачи устойчивости бурового инструмента машины для вскрытия чугунной летки доменной печи.
2. На основании анализа устойчивости буровой штанги разработана методика для определения критического усилия для буровой штанги с учетом ее целостности. Это дало возможность выбрать наиболее рациональный вид закрепления буровой штанги.
3. Разработаны зависимости критического усилия от глубины внедрения бурового инструмента машины вскрытия в чугунную летку.

Литература

1. Грачев, К.Г. Об устойчивости штанги бурового инструмента машин для вскрытия чугуных леток доменных печей [Текст] / К.Г. Грачев, В.И. Пурис, А.Н. Селегей // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2006. – №1 – С.19-23.
2. Тимошенко С.П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек [Текст] / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1971., – 808 с. с ил.
3. Алымов Г.И. Эксплуатационные характеристики и надежность машин, обслуживающих чугуные летки доменных печей [Текст] / Г.И. Алымов, В.Т. Пиляев, А.Н. Селегей, С.Г. Сподин. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2005. – №4. – С.9-13.

Abstract

The article considers the stability of a drill rod of a machine for drilling of the blast furnace iron notch. A technique for determination of the critical effort for the drill-rod was developed, taking into account the applied torque, and the angular velocity of the instrument. The suggested approach is simple to use and provide reasonable accuracy in the calculation of the allowable pressure of the drill-rod from the side of the mechanism for moving the carriage of a machine. The article presents a graph of the critical effort for the drill-rod on the depth of penetration of drilling tools in the iron notch. Obtained dependences allow picking up the geometric characteristics of the drill-rod, holding the drill bit, at the design stage of modern machine for drilling of iron notch. The materials of the article can be used by design engineers of metallurgical equipment and students

Keywords: machine for drilling of iron notch, blast furnace, stability, drill-rod, critical force

Викладаються матеріали експериментальних і теоретичних досліджень параметрів збудженого стану, а також умов їх застосовності, які дозволяють оцінювати роботоспроможність РРД за фактором високочастотної стійкості процесів, які відбуваються у камері згоряння і газогенераторі

Ключові слова: високочастотна стійкість, параметри збудженого стану, РРД, середньоквадратичний розкид, довірча вірогідність

Излагаются материалы экспериментальных и теоретических исследований параметров возбужденного состояния, а также условий их применимости, позволяющих оценивать работоспособность ЖРД по фактору высокочастотной устойчивости процессов, происходящих в камере сгорания и газогенераторе

Ключевые слова: высокочастотная устойчивость, параметры возбужденного состояния, ЖРД, среднеквадратический разброс, доверительная вероятность

УДК 621.454

ПАРАМЕТРЫ ВОЗБУЖДЕННОГО СОСТОЯНИЯ КАК ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЖРД В ЧАСТИ ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ

А. Ю. Демедюк

Аспирант

Днепропетровский национальный университет
ул. Научная, 13, г. Днепропетровск, Украина, 49050

Контактный тел: 050-552-74-33

E-mail: demed861@mail.ru

1. Введение

Возможные задачи по оценке работоспособности ЖРД в части высокочастотной устойчивости по результатам испытаний можно свести к четырем основным:

а) оценка работоспособности единичных экземпляров ЖРД, целью которой является их разделение на работоспособные, характеризующиеся высокой вероятностью безотказной работы, и неработоспособные или склонные к потере работоспособности, то есть неустойчивые или характеризующиеся повышенной

вероятностью отказов из-за высокочастотной неустойчивости;

б) сравнительная оценка работоспособности ЖРД определенной конструкции при различных условиях (физических или конструктивных), что, по существу, является оценкой воздействия последних на устойчивость;

в) сравнительная оценка работоспособности ЖРД разных конструкций;

г) оценка надежности обеспечения не появления отказов двигателей при работе в заданных условиях.