

рости износа опорного кольца связано с увеличенной вибрацией и динамической нагрузкой.

Выводы

1. На основании анализа видов механического износа установлено, что основными причинами повреждений опорного кольца механизма поворота свода электродуговой печи являются: абразивный износ в результате нарушения режимов смазывания и накопления продуктов износа в смазочном материале; осповидный износ из-за возникающих динамических сил при работе электрической дуги.

2. Параметры износа колец позволили определить закономерности распределения нагрузки в опорном кольце между телами качения и рассчитать фактические напряжения в зоне контакта. Контактные напряжения наиболее нагруженных роликов опорного кольца в статическом режиме не превышают допустимых значений.

3. Полученные результаты измерения временного сигнала виброускорения на опорном кольце механизма поворота при повороте свода показали увеличение значений виброускорения при увеличении скорости износа от 1,0 м/с² до 6,0-9,0 м/с²; возможность определения затухающих колебаний при начале движения, задевания при повороте, движения исправного и неисправного опорного кольца.

4. Проведены измерения вибрационных параметров на опорном кольце во время плавки и воздействия электрической дуги. Увеличение скорости износа опорного кольца может быть связано с увеличенной вибрацией и соответственно, динамической нагрузкой. Амплитуда виброускорения при начале и

окончании плавки отличается в 10 раз. Контроль вибрации в процессе плавки позволит контролировать накопление повреждений в металлоконструкциях и деталях опорного кольца.

5. Снижение вибрационных параметров и скорости износа опорного кольца возможно при изменении конструкции люльки и крепления опорного кольца, использовании амортизирующих материалов, обеспечении равномерной затяжки резьбовых соединений в процессе эксплуатации.

Библиографический список

1. Сидоров В.А., Аввакумов С.И., Шепель В.М., Золкин И.Г. Определение характера распределения нагрузок в элементах металлургических машин по износу деталей // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* - 2006. - № 1. - С. 99-102.

2. Сидоров В.А. Оценка состояния механизма поворота свода электродуговой печи // *Главный механик.* - 2010. - № 2. - С. 39-47.

3. Rothe Erde GmbH. D-44137. Dortmund. 2004. - 172 с.

4. ГОСТ 18854-94. Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. Введ. с 01.09. 1996. - М.: ИПК Издательство стандартов, 1996. - 18 с.

5. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. Под ред. Б.В.Гнеденко. - М.: Советское радио, 1966. - 166 с.

Поступила 03.04.2013

УДК 621.879

Койнаш В.А., Крупко В.Г. /к.т.н./
Донбасская ГМА

Наука

Теоретические исследования влияния геометрических параметров гусеничных звеньев на работоспособность ходового оборудования землеройных машин

Разработана математическая модель и программное обеспечение для исследования силовых и кинематических параметров в гусеничных звеньях землеройных машин. Показана эффективность применения гусеничных звеньев с модифицированной опорной поверхностью для снижения скорости износа проушин и амплитуды колебаний нагрузок на катки. Ил. 5. Библиогр.: 5 назв.

Ключевые слова: гусеничное звено, землеройная машина, математическая модель, износ, нагрузка

The mathematical model and the software for the research of power and kinematic parameters of track links of the diggers moving equipment are elaborated. There have been shown the efficiency of application of track links with the modified support surface for reducing the rate of wear out eyelets and the amplitude of vibration and loads upon rollers.

Keywords: track link, digger, mathematical model, wear, load

Введение

Благодаря известным преимуществам, гусенич-

ный ход является наиболее распространенным ходовым оборудованием для такого класса землеройных

машин как строительные и карьерные одноковшовые экскаваторы. Условия работы данных машин существенно отличаются от условий работы гусеничных транспортных машин, прежде всего значительными массами и небольшими скоростями перемещения. Несмотря на большое количество исследований, существует ряд вопросов, решение которых имеет интерес как с точки зрения теории гусеничного хода землеройных машин, так и с точки зрения инженерной практики. Одним из таких вопросов является обоснование рациональных геометрических параметров гусеничных звеньев с целью снижения скорости их износа и обеспечения более равномерного распределения давления на грунт. Решение данной задачи не возможно без учета кинематических и силовых взаимодействий элементов хода между собой и внешней средой.

Постановка задачи

В данной работе ставится задача на основе разработанной математической модели, алгоритмов и программного обеспечения показать целесообразность модификации опорной поверхности гусеничных звеньев землеройных машин с целью уменьшения локального давления на грунт в зоне шарниров и износа проушин.

Анализ литературных источников

Основные фундаментальные теоретические и экспериментальные исследования в области гусеничного ходового оборудования, выполненные в 1950-1980-х гг., раскрыли основные закономерности процессов формирования нагрузок, и зависимостей скорости износа от конструктивных параметров и условий эксплуатации. Это позволило проектировать машины, удовлетворяющие требованиям того времени. Однако значительные сложности математической части и небольшие вычислительные возможности не позволяли исследовать процесс взаимодействия элементов гусеничного хода между собой и внешней средой с учетом пространственной картины нагружения, кинематических ограничений и параметров жесткости. В [1, 5] раскрыты основные аспекты построения моделей гусеничного хода экскаваторов используя принципы имитационного математического моделирования и объектно-ориентированного подхода при построении сложных систем. В [1] раскрыты основные аспекты программного обеспечения для моделирования взаимодействия гусеничного хода с внешней средой. При этом математическим аппаратом для разрешения задачи взаимосвязи нагрузок и перемещений был выбран метод конечных элементов. В [3, 4] предложено и обосновано использование гусеничных звеньев с опорной поверхностью, части которой выступают за оси проушин, благодаря чему уменьшается локальное давление в зоне шарниров. Однако, необходимы теоретические исследования работы гусеничных элементов с модифицированной опорной поверхностью в составе гусеничной цепи и оценка результатов в сравнении с базовой конструкцией.

Изложение материала

Для исследования кинематических и силовых

параметров гусеничного хода была составлена расчетная схема, состоящая из гусеничных элементов, рамы и элементов, моделирующих работу катков. На рис. 1 представлены упрощенные модели базовой конструкции гусеничного звена (рис. 1а) экскаватора ЭКГ-10 и с модифицированной опорной поверхностью (рис. 1б) [2]. Опорная поверхность звена базовой конструкции представляет собой прямоугольную область $ABCD$ (рис. 1а), расположенную между осями проушин 1 и 2. Опорная поверхность гусеничного звена предлагаемой конструкции представляет собой многоугольник (в данном случае $ABCDEFGHJKLM$), часть конура которого смещена за ось проушины 1 (рис. 2б). При этом выполняется эквивалентный сдвиг со стороны противоположных проушин (ось 2). Следует отметить, что суммарная площадь опорной поверхности как отдельных гусеничных звеньев в обоих случаях одинакова.

Разница в схеме нагружения заключается в том, что в предлагаемой конструкции усилия в проушинах действуют внутри опорного контура $AFGM$ (рис. 1б), а в базовой конструкции эти усилия находятся вне опорного контура $ABCD$ (рис. 1а). Исходными данными для формирования моделей гусеничных звеньев является информация об узлах и их связях в концепции метода конечных элементов. На рис. 1 представлена визуальная модель конечно-элементной сетки в разработанной программе моделирования после анализа геометрии.

Согласно методу конечных элементов система уравнений для каждого звена расчетной схемы имеет вид

$$[K]\{U\} = \{P\},$$

где K – матрица жесткости элемента системы, определяемая как сумма $[K] = \sum [k_i^{(e)}]$, здесь $[k_i^{(e)}]$ – матрица жесткости конечного элемента; $[I_i^{(e)}]$ – матрица соответствия; $\{U\}$ – вектор неизвестных перемещений; $\{P\}$ – вектор внешних нагрузок.

Матрица жесткости изопараметрических элементов вычисляется как

$$k^{(e)} = \iiint_V [B]^T [D][B] dV = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D][B] \cdot \det[J] dr ds dt,$$

где $[B]$ – матрица дифференцирования; $[D]$ – матрица упругости; $[J]$ – матрица Якоби, связывающая локальные и естественные координаты.

Матрица жесткости стержневых элементов строится исходя из функционала полной потенциальной энергии

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^L \left[EI_y(x) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + EI_z(x) \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 + EA(x) \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + GI_{sp}(x) \alpha^2 \right] dx - \int_0^L \left[p_x(x)u + p_y(x)v + p_z(x)w + m_x \alpha + m_y \beta + m_z \gamma \right] dx,$$

где u, v, w – линейные перемещения по области стержня вдоль осей x, y, z ; α, β, γ – угловые перемещения по области стержня относительно осей x, y, z ; E – модуль упругости материала; $I_y(x), I_z(x), I_{sp}(x)$ – моменты инерции сечения стержня относительно

осей y, z и x .

Вектор внешних нагрузок определяется как

$$\{P\} = \sum_i [I_i^{(e)}] (\{P_V^{(e)}\} + \{P_S^{(e)}\} + \{P_\varepsilon^{(e)}\} + \{f_k^{(e)}\}),$$

где $\{P_V^{(e)}\}, \{P_S^{(e)}\}, \{f_k^{(e)}\}, \{P_\varepsilon^{(e)}\}$ – объемные, поверхностные, сосредоточенные нагрузки и нагрузки от деформаций, приведенные к узловым для каждого конечного элемента.

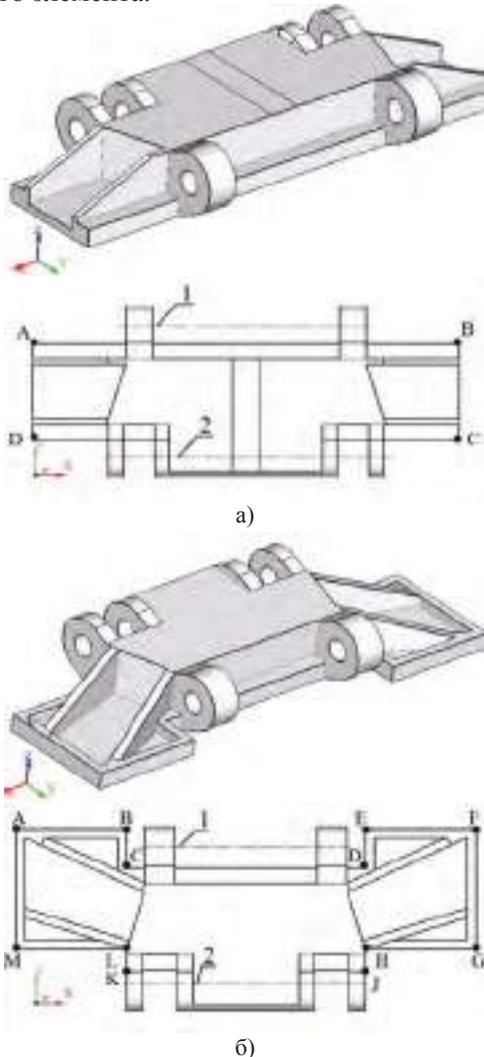


Рис. 1. Модели гусеничных звеньев

Первоначально расчетная схема гусеничного хода автоматически генерируется на основе информации о количестве, расположении и размерах катков, геометрических параметрах гусеничных звеньев. При этом верхняя часть гусеничной ленты состоит из линий провисания, сбегающих с катков (рис. 2а).

Параметры линии провисания определяются исходя из расчетной схемы на рис. 2б, при этом в качестве заданной величины считаем отношение натяжения цепи к распределенному весу (коэффициент a)

$$y = y_a + a \cdot \left(\cosh \left(\frac{x - x_0 - x_a}{a} \right) - 1 \right),$$

где a – отношение горизонтальной составляющей натяжения к распределенному весу гусеничной ленты.

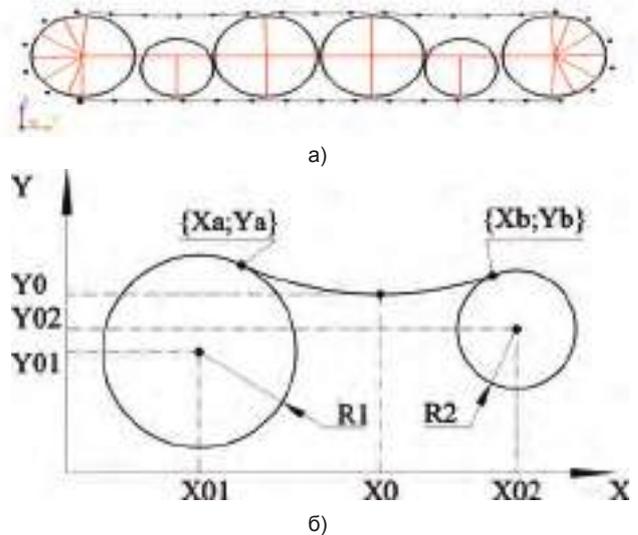


Рис. 2. К определению геометрии гусеничного обвода

Неизвестные координаты контакта с катками (X_a, Y_a, X_b, Y_b), координаты экстремума (X_0, Y_0) и длина цепной линии L являются решением системы семи нелинейных трансцендентных уравнений

$$(X_a - X_{01})^2 + (Y_a - Y_{01})^2 = R_1^2,$$

$$(X_b - X_{02})^2 + (Y_b - Y_{02})^2 = R_2^2,$$

$$y_2(X_a, X_a, X_0, Y_0, a) - y_1(x_a) = 0,$$

$$y_2(X_b, X_a, X_0, Y_0, a) - y_3(x_b) = 0,$$

$$\frac{\partial y_2(X_a, X_a, X_0, Y_0, a)}{\partial x} - \frac{\partial y_1(x_a)}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{\partial y_2(X_b, X_a, X_0, Y_0, a)}{\partial x} - \frac{\partial y_3(x_b)}{\partial x} = 0,$$

$$L - \int_{x_a}^{x_b} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial y_2(X_a, X_a, X_0, Y_0, a)}{\partial x} \right)^2} dx = 0,$$

$$R_1 \cdot \arcsin\left(\frac{X_a - X_{01}}{R_1}\right) - R_2 \cdot \arcsin\left(\frac{X_{02} - X_b}{R_2}\right) = 0,$$

где $y_1(X)$ – уравнение дуги окружности первого катка

$$y_1(X) = \sqrt{R_1^2 - (X - X_{01})^2} + Y_{01};$$

$y_2(X, X_a, X_0, Y_0, a)$ – уравнение цепной линии

$$y_2(X, X_a, X_0, Y_0, a) = Y_0 + a \cdot \left(\cosh \left(\frac{X - X_0 - X_a}{a} \right) - 1 \right);$$

$y_3(X)$ – уравнение дуги окружности второго катка

$$y_3(X) = \sqrt{R_2^2 - (X - X_{02})^2} + Y_{02}.$$

Первые два уравнения системы ограничивают область контакта цепной линии с окружностями катков. Вторая пара уравнений обеспечивает равенство зна-

чений функций в точках контакта. Третья пара уравнений обеспечивает равенство первых производных в точках контакта (сопряжение по касательной). Последнее уравнение определяет общую длину линии провисания с учетом облегания катков.

Результат формирования первоначального гусеничного обвода представлен на рис. 3, при этом стрела провисания зависит от заданного натяжения в ходовом механизме.

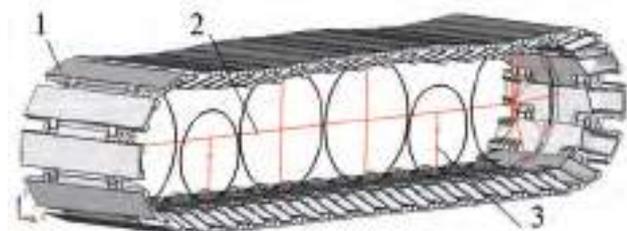


Рис. 3. Расчетная схема гусеничного механизма: 1 – гусеничные звенья; 2 – стержневая система гусеничной рамы; 3 – стержневые элементы, моделирующие работу катков

Для работы элементов расчетной схемы как единой системы, перед формированием разрешающих уравнений, выполняется процедура объединений линейных и угловых перемещений соответствующих узлов (рамы, стержней моделирующих работу катков, проушин звеньев и др.). Вследствие этого обеспечиваются кинематические ограничения и совместность работы гусеничных звеньев, а также передача на них реакций со стороны рамы (рис. 4).

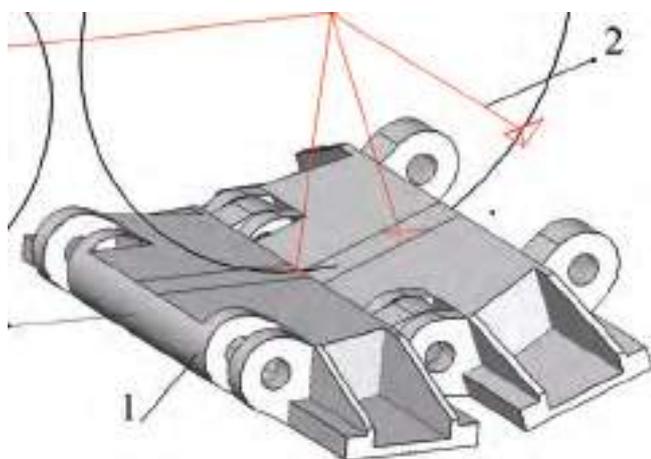


Рис. 4. Элемент расчетной схемы гусеничного механизма: 1 – гусеничное звено; 2 – стержневая система конечных элементов для моделирования работы катков

Реакция со стороны грунта на опорную площадку звеньев моделируется стержневыми конечными элементами, воспринимающими только сжимающие нагрузки. Жесткость каждого элемента назначается в зависимости от коэффициента сопротивления грунтов смятию k , Н/м³ по формуле

$$C = \sum A_i \cdot k \cdot f_i,$$

где A_i – площадь опорной поверхности, приходящаяся на i -й элемент; k – коэффициент сопротивления грунтов смятию, который в общем случае

зависит от истории нагружения и может иметь произвольное распределение по опорной поверхности звеньев; f_i – удельная площадь опорной поверхности, приходящаяся на каждый стержневой элемент и рассчитывается как

$$\{f\} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 H^T \cdot \bar{q} \, ds,$$

здесь H^T – функции формы конечного элемента; \bar{q} – интерполяция поверхностных нагрузок при помощи функций форм, $\bar{q} = \sum H \cdot \bar{q}_L$; \bar{q}_L – узловые значения поверхностных нагрузок.

Если принять величину давления опорной площадки гусеничного звена на грунт равную единице, вектор $\{f\}$ будет содержать удельные значения рассматриваемой площади, т.е. $\sum f_i = 1$. Умножив удельные значения на площадь поверхности элемента и просуммировав по всем поверхностям элементов, получим площади опорной поверхности, приходящиеся на каждый стержневой конечный элемент, которым моделируется грунт.

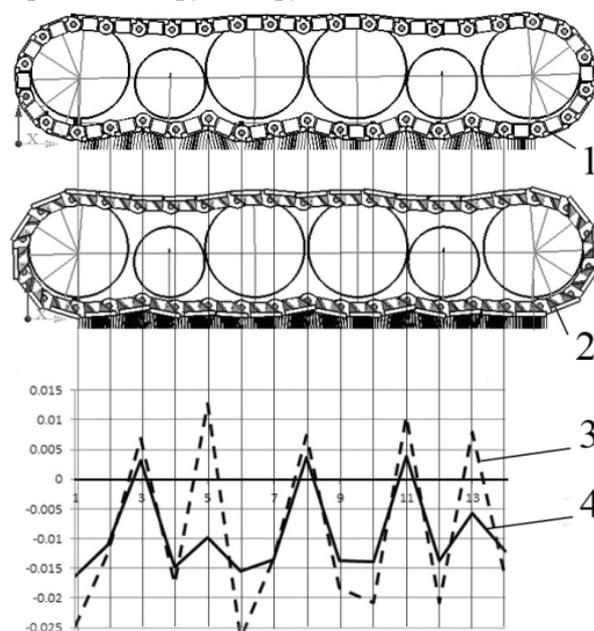


Рис. 5. Результат расчета взаимодействия гусеничного хода с грунтом: 1 – смещение гусеничных звеньев при базовой геометрии опорной площадки; 2 – смещение гусеничных звеньев при предлагаемой геометрии опорной площадки; 3, 4 – графики перемещений точек гусеничных звеньев базовой конструкции и конструкции со смещенной опорной площадкой

Полученные расчетные схемы были нагружены активными силами (приложенными к раме). При этом распределение нагрузок между катками, гусеничными звеньями и другими элементами расчетной схемы является результатом расчета и зависит от таких факторов, как геометрия и жесткость опорной поверхности грунта, положения катков на гусеничной ленте, величины и направления внешней силы, геометрических и жесткостных параметров всех составляющих гусеничного хода.

На рис. 5 приведено состояние гусеничных лент после нагружения. Для наглядности величина деформаций увеличена в пять раз. Как видно на рис. 5, ниж-

няя расчетная схема с модифицированной опорной поверхностью имеет значительно меньшую амплитуду перемещений шарниров. График распределения вертикальных перемещений показывает, что осадка грунта под шарнирами гусеничных звеньев со смещенной опорной площадкой на 30–40 % меньше, чем при тех же условиях для гусеничной ленты с классическими звеньями.

Выводы

Полученные результаты показывают целесообразность применения гусеничных звеньев со смещенной опорной площадкой для снижения концентрации давления на грунт гусеничной машины и уменьшения пути трения в шарнирах при циклических нагружениях как во время выполнения основного технологического процесса, так и при передвижении. Разработанное программное обеспечение может быть использовано как средство поддержки проектирования при обосновании параметров гусеничного хода с учетом физико-механических характеристик опорной площадки будущего места работы машины.

Библиографический список

1. Обоснование параметров гусеничного привода

на основе имитационного математического моделирования / В.А. Койнаш // Известия ТулГУ. (Россия). – 2009. – Вып. 2, ч. 1. – С. 92-97.

2. Пат. 59242 Украина, МПК(2009) E02F 3/00. Ланка гусеничного ланцюга / Койнаш В.О.; заявник та власник Донбаська державна машинобудівна академія. – № 4799/ЗУ/10; заявлено 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 9.

3. Койнаш В.А. Экспериментальные исследования процесса взаимодействия со средой гусеничных звеньев землеройных машин // Підйомно-транспортна техніка. – 2010. – № 1. – С. 23-29.

4. Повышение ресурса гусеничного ходового оборудования карьерных экскаваторов / В.А. Койнаш, В.Г. Крупко, А.В. Веснин // Вісник Криворізького технічного університету. – 2011. – № 27. – С. 181-184.

5. Койнаш В.А. Оптимизация конструктивных параметров гусеничных звеньев ходового оборудования землеройных машин // Вісник Донбаської ДМА. – 2011. – № 2(23). – С. 74-78.

Поступила 03.04.2013



К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ!

Поскольку наш журнал входит в перечень изданий, в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ по техническим (Бюл. ВАК №5, 1999) и экономическим (Бюл. ВАК №6, 2000) наукам, редакция обращается к Вам с просьбой при подготовке статей учитывать требования **Постановления Президиума ВАК Украины №7-05/1 от 15.01.2003 “ПРО ПІДВИЩЕННЯ ВИМОГ ДО ФАХОВИХ ВИДАНЬ, ВНЕСЕНИХ ДО ПЕРЕЛІКІВ ВАК УКРАЇНИ”** (Бюл. ВАК №1, 2003), которыми предписывается:

”...3. Редакційним колегіям організувати належне рецензування та ретельний відбір статей до друку. Зобов’язати їх приймати до друку у виданнях, що виходитимуть у 2003 році та у подальші роки, лише наукові статті, які мають такі необхідні елементи: постановка проблеми у загальному вигляді та її зв’язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв’язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

4. Спеціалізованим ученим радам при прийомі до захисту дисертаційних робіт захищувати статті, подані до друку, починаючи з лютого 2003 року, як фахові лише за умови дотримання вимог до них, викладених у п. 3 даної постанови...”

Журнал «Металлургическая и горнорудная промышленность» читают практически на всех предприятиях металлургического комплекса Украины и СНГ, в десятках ВУЗов и НИИ, а также в ряде зарубежных стран, поэтому редакция еще раз обращается к авторам с просьбой тщательно вычитывать материалы перед отправкой в редакцию.

Редакция журнала «Металлургическая и горнорудная промышленность» Тел. (0562) 46-12-95, отв. секретарь (056) 744-81-66. E-mail: metinfo@metinform.dp.ua; mgp@metalljournal.com.ua.