

УДК 669.184

*д.т.н. Еронько С. П.,
к.т.н. Ошовская Е. В.,
Стародубцев Б. И.
(ДонНТУ, г. Донецк, ДНР)*

РАСЧЁТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ВРАЩЕНИЯ КОРПУСА КОНВЕРТЕРА ОТНОСИТЕЛЬНО НАКЛОННОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ОСИ

Приведена методика расчёта энергосиловых параметров привода механизма вращения корпуса кислородного конвертера для переработки шихты с повышенным содержанием вредных примесей. Данная методика учитывает характер взаимодействия твёрдой и жидкой составляющих шихты, установленный экспериментальным путём на физической модели исследуемого плавильного агрегата. Расхождение между расчётными и измеренными значениями крутящего момента, преодолеваемого приводом модели конвертера, находится в пределах 5–10 %.

Ключевые слова: кислородный конвертер, зубчатый венец, центрирующая цапфа, центр масс, суммарный момент, жидкий чугу́н, тяжеловесный лом.

Насущная необходимость переработки накапливающихся металлосодержащих отходов, обусловленная требованием экологической безопасности, а также экономической выгодой возможности получения из них полезной продукции, послужила мотивацией начала исследований, связанных с созданием плавильных мини-агрегатов для реализации специальных технологических процессов утилизации побочных промышленных материалов. По данным источников технической информации, в настоящее время успешно применяют доменные печи с полезным объёмом 128–135 м³ и кислородные вагранки с часовой производительностью 15 т, позволяющие выплавлять товарный и передельный чугун приемлемого качества из металлургических и угольных шламов [1–3].

На кафедре механического оборудования заводов чёрной металлургии Донецкого национального технического университета, в соответствии с программой развития Донбасса на период до 2020 года, ведутся комплексные исследования, направленные на решение задач конструирования и обоснования параметров мини-конвертера, предназначенного для производства стали из шихты, содержащей значительное количество вредных примесей. Как уже ранее сообщалось, прототипом создаваемому агрегату послужил конвертер Кал-До, промышленное

применение которого в ряде стран (Швеция, Япония, Франция, Англия, США), несмотря на возможность переработки высокофосфористого чугуна и некачественного лома, было прекращено, что связано с безуспешными попытками устранения выявленных у него конструктивных недостатков. Главная из них — несовершенство механизма вращения корпуса агрегата относительно продольной оси, располагаемой во время ведения процесса под углом 17–20° к горизонтальной плоскости. Размещение привода данного механизма на поворотной системе корпуса конвертера не только значительно усложнило его ремонт и обслуживание, но и увеличивало массу подвижной части агрегата, что влекло за собой необходимость повышения мощности привода механизма поворота корпуса относительно оси опорных цапф [4].

В связи с этим сотрудниками кафедры МОЗЧМ ДонНТУ была предложена новая конструкция механизма вращения корпуса конвертера (рис. 1), отличающаяся тем, что двигатель и редуктор его привода размещены стационарно на рабочей площадке со стороны второй, свободной, опорной цапфы. При этом в её теле выполнен соосный цилиндрический канал, через который проходит промежуточный вал, передающий крутящий момент от редуктора привода к валу с установленной на его нижнем хво-

стовике прямозубой шестерней, находящейся в зацеплении с зубчатым венцом, закреплённым на нижней части корпуса агрегата. Сам корпус опоясан бандажом и обкатывается им по двухрёберным роликам, свободно вращающимся на осях, консольно закреплённых на несущем поясе. С ним также посредством шарниров связаны четыре кронштейна, удерживающие самоустанавливающую подшипниковую опору, в которой размещена нижняя центрирующая цапфа корпуса конвертера [5, 6].

Отсутствие в открытых источниках технической информации методик расчёта конструктивных и энергосиловых параметров механизма вращения корпуса Кал-До конвертера, с одной стороны, и невозможность использования в этих целях известных полуэмпирических и эмпирических моделей, разработанных для барабанных мельниц, смесителей грохотов, печей, сушилок, грануляторов и окомкователей, с другой стороны, требуют получения зависимостей, позволяющих рассчитать основные характеристики модернизированного сталеплавильного агрегата. Первостепенной задачей, которую при этом необходимо решить, являлось получение информации о характере взаимодействия твёрдой и жидкой составляющих шихты в ванне конвертера во время вращения его корпуса с различной угловой скоростью с учётом изменения в ходе реализации технологического процесса соотношения объёмов компонентов, находящихся в разных агрегатных состояниях. С этой целью предварительно провели лабораторные эксперименты на физической модели 10-тонного мини-конвертера, на основании которых удалось установить особенности взаимодействия имитаторов жидкой и твёрдой составляющих шихты при различных вариантах ведения моделируемого процесса выплавки стали [7]. В частности, по результатам видеоконтроля гидродинамических процессов, протекавших в полости модели конвертера во время вращения её корпуса с частотой 10–40 об/мин, зафиксировано отклонение свободной поверхности жидкой ванны от горизонтальной плоскости по ходу

вращения на угол $\gamma = 2\text{--}5^\circ$, а также изменение в пределах $45\text{--}75^\circ$ угла отклонения от вертикали биссектрисы центрального угла, соответствующего дуге контакта имитатора тяжеловесного лома с внутренней поверхностью корпуса модели конвертера. Вследствие этого смещается центр масс тяжеловесного лома и увеличивается плечо его силы тяжести относительно оси вращения корпуса плавильного агрегата.

С учётом изложенного суммарный момент сопротивления вращению корпуса конвертера относительно продольной оси, наклонённой к горизонту при установившемся режиме работы механизма, можно найти из выражения:

$$M_0 = M_{\text{тр}} + M_M + M_p,$$

где $M_{\text{тр}}$ — момент сил трения в опорах, поддерживающих корпус агрегата; M_M — момент, вызванный смещением центра тяжести тяжеловесного лома относительно продольной оси вращающегося корпуса конвертера; M_p — момент, вызванный смещением центра тяжести объёма расплава относительно продольной оси вращающегося корпуса конвертера.

Расчётная схема для определения указанных составляющих общего момента сопротивления, преодолеваемого приводом, показаны на рисунке 1. Для начала силового расчёта необходимо вычислить координаты центра тяжести корпуса конвертера и находящихся в нём объёмов жидкого чугуна и металлического лома. В первом случае с использованием геометрических формул находят координаты центров тяжести x_{k_i} , y_{k_i} , z_{k_i} отдельных узлов и элементов корпуса и футеровки. На основании полученных результатов определяем общий центр тяжести порожнего конвертера:

$$x_k = \frac{\sum m_{k_i} x_{k_i}}{\sum m_{k_i}}, \quad y_k = \frac{\sum m_{k_i} y_{k_i}}{\sum m_{k_i}}, \quad z_k = \frac{\sum m_{k_i} z_{k_i}}{\sum m_{k_i}}.$$

В точке C_k с этими координатами прикладывают силу тяжести порожнего конвертера G_k .

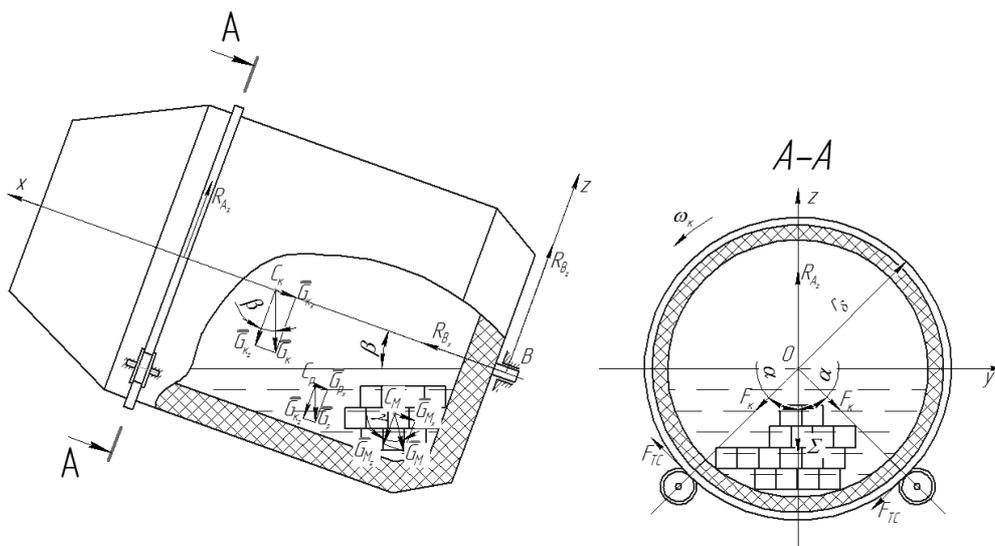


Рисунок 1 Расчётная схема для определения момента сопротивления вращению корпуса конвертера

Координаты центров тяжести объёма расплава и тяжеловесного лома рассчитываем аналогично.

$$x_p = \frac{\sum m_{p_i} x_{p_i}}{\sum m_{p_i}}, y_p = \frac{\sum m_{p_i} y_{p_i}}{\sum m_{p_i}}, z_p = \frac{\sum m_{p_i} z_{p_i}}{\sum m_{p_i}}$$

$$x_M = \frac{\sum m_{M_i} x_{M_i}}{\sum m_{M_i}}, y_M = \frac{\sum m_{M_i} y_{M_i}}{\sum m_{M_i}},$$

$$z_M = \frac{\sum m_{M_i} z_{M_i}}{\sum m_{M_i}}.$$

В точках C_p и C_M с расчётными координатами необходимо приложить силу тяжести объёма жидкого чугуна на $\overline{G_p}$ и равнодействующую сил тяжести тяжеловесного лома $\overline{G_M}$. При этом, предполагая, что тяжеловесный металлический лом после его завалки в полость конвертера будет равномерно распределён, вектор его силы тяжести следует расположить в вертикальной плоскости симметрии агрегата. В этой же плоскости будет находиться и вектор силы тяжести жидкого чугуна $\overline{G_p}$ и вектор равнодействующей сил реакции опорных катков $\overline{R_{Az}}$, т. е. на корпус конвертера действует плоская система сил.

Рассматривая условия равновесия плоской системы сил в первой форме относительно опоры B конвертера

$$\sum_{i=1}^n F_{i_x} = 0; \sum_{i=1}^n F_{i_z} = 0; \sum_{i=1}^n M_B(\overline{F}_i) = 0,$$

определяем силы реакций, действующие в опорах:

$$\sum_{i=1}^n M_B(\overline{F}_i) = 0 ;$$

$$R_{A_z} = \frac{G_{k_z} \cdot x_{c_k} + G_{p_z} \cdot x_{c_p} + G_{M_x} \cdot x_{c_M}}{x_A} + \frac{G_{p_x} \cdot z_{c_p} + G_{M_x} \cdot z_{c_M}}{x_A} ;$$

$$R_{A_z} = \frac{G_{k_z} \cdot x_{c_k} + G_{p_z} \cdot x_{c_p} + G_{M_x} \cdot x_{c_M}}{x_A} + \frac{G_{p_x} \cdot z_{c_p} + G_{M_x} \cdot z_{c_M}}{x_A} ;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_z} = 0; R_{B_z} = G_{k_z} + G_{p_z} + G_{M_z} - R_{A_z} ;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_x} = 0; R_{B_x} = G_{k_x} + G_{R_x} + G_{M_x}.$$

По найденному значению R_{A_z} , используя правило параллелограмма, находим

силу, действующую на каждый из двух опорных катков:

$$\begin{aligned} R_{A_z} &= \sqrt{F_k^2 + F_k^2 + 2F_k \cdot F_k \cos 2a} = \\ &= \sqrt{2F_k^2 + 2F_k^2 \cos 2a} = \\ &= F_k \sqrt{2(1 + \cos 2a)}; \quad F_k = \frac{R_{A_z}}{\sqrt{2(1 + \cos 2a)}}. \end{aligned}$$

Момент сил трения в опорах, поддерживающих корпус конвертера:

$$M_{\text{тр}} = M_1 + M_2 + M_3,$$

где M_1 — момент сил трения скольжения в цапфах катков; M_2 — момент сил трения качения бандажа по каткам; M_3 — момент сил трения в подшипниковой опоре задней центрирующей цапфы.

Для преодоления сопротивления в центрах каждого из двух опорных катков требуется сила:

$$F_{\text{тс}} = \mu_{\text{ц}} \cdot F_k \cdot \frac{r_{\text{ц}}}{r_{\text{к}}},$$

где $\mu_{\text{ц}}$ — коэффициент трения скольжения в цапфе; $r_{\text{ц}}$ — радиус цапфы катка; $r_{\text{к}}$ — радиус катка.

Тогда момент сопротивления вращению корпуса конвертера, обусловленный моментом сил трения в цапфах двух катков:

$$M_1 = 2F_{\text{тс}} \cdot r_{\text{б}},$$

где $r_{\text{б}}$ — радиус бандажа корпуса конвертера;

$$M_1 = \frac{2\mu_{\text{ц}} F_k r_{\text{ц}} r_{\text{б}}}{r_{\text{к}}}.$$

Момент силы трения качения бандажа по опорному катку в соответствии со схемой приложения сил на рисунке 2:

$$F_1 = \frac{F_k f}{r_{\text{к}}},$$

где f — коэффициент трение качения бандажа по катку.

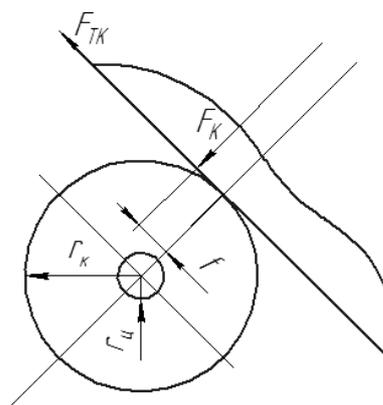


Рисунок 2 Схема приложения сил к опорному катку

Тогда момент сопротивления, вызванный силой трения качения бандажа по двум опорным каткам:

$$M_2 = 2F_k f r_{\text{б}} / r_{\text{к}}.$$

Момент сил трения в подшипниковых опорах задней цапфы:

$$M_3 = R_{B_z} \cdot \mu_{\text{ц}} \cdot r_{\text{вц}} + R_{B_x} \cdot \mu_{\text{уп}} \cdot r_{\text{уп}},$$

где $\mu_{\text{ц}}$ — коэффициент трения скольжения в задней цапфе; $r_{\text{вц}}$ — радиус задней цапфы; $\mu_{\text{уп}}$ — коэффициент трения в упорном подшипнике; $r_{\text{уп}}$ — радиус упорного подшипника.

Дополнительные моменты сопротивления, действующие на корпус конвертера во время его вращения в установившемся режиме и обусловленные смещением центров масс жидкой ванны и объема тяжеловесного лома относительно продольной оси агрегата (рис. 3), могут быть определены по формулам:

$$M_p = G_p \cdot h_1 \quad \text{и} \quad M_M = k G_M \cdot h_2,$$

где G_p и G_M — силы тяжести объемов жидкого чугуна и тяжелого металлолома соответственно; h_1 и h_2 — смещение центров масс жидкой и твердой частей шихты относительно оси вращения корпуса конвертера; k — коэффициент, учитывающий действие выталкивающей силы Архимеда на куски металлолома.

Рекомендуемые значения смещений центров масс h_1 и h_2 в зависимости от частоты вращения корпуса конвертера n_k и радиуса его внутренней полости R_k приведены в таблице 1 в соответствии с обозначениями

рисунка 3, на котором зафиксировано верхнее положение тяжеловесного лома, совершающего челночное движение относительно внутренней поверхности агрегата.

Таблица 1

Значение смещений центров масс жидкой и твёрдой составляющих шихты в зависимости от частоты вращения конвертера n_k и радиуса его полости R_k

n_k , об/мин	δ , град	γ , град	OC_p , м	OC_M , м	h_1 , м	h_2 , м
10	45	2	$0,65R_k$	$0,69R_k$	$0,02R_k$	$0,49R_k$
20	60	3	$0,65R_k$	$0,65R_k$	$0,03R_k$	$0,56R_k$
40	75	5	$0,65R_k$	$0,62R_k$	$0,05R_k$	$0,60R_k$

Во время пуска привода механизма вращения на корпус конвертера будет действовать динамический момент, определяемый по формуле:

$$M_{\text{дин}} = (I_k + I_{\text{тш}}) \varepsilon,$$

где I_k — момент инерции корпуса порожнего конвертера относительно его оси вращения; $I_{\text{тш}}$ — момент инерции твёрдой части шихты относительно оси вращения корпуса конвертера; ε — угловое ускорение вращающейся системы.

Момент инерции корпуса порожнего конвертера как сумма моментов двух полых коаксиально расположенных цилиндров и двух соосных дисков, имеющих соответствующие массы и толщину стенок:

$$I_k = \frac{1}{2} M_{\text{мц}} (R_{\text{кн}}^2 - R_{\text{кв}}^2) + \frac{1}{2} M_{\text{фц}} \cdot (R_{\text{фн}}^2 - R_{\text{фв}}^2) + \frac{1}{2} M_{\text{мд}} R_{\text{кн}}^2 + \frac{1}{2} M_{\text{фд}} \cdot R_{\text{фн}}^2,$$

где $M_{\text{мц}}$ — масса металлической цилиндрической части агрегата; $M_{\text{мд}}$ — масса металлического днища корпуса агрегата; $M_{\text{фц}}$ — масса цилиндрической футеровки агрегата; $M_{\text{фд}}$ — масса футеровки днища агрегата; $R_{\text{кн}}$ и $R_{\text{кв}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметр цилиндрической части корпуса конвертера; $R_{\text{фн}}$ и $R_{\text{фв}}$ — соответственно наружный и

внутренний диаметр слоя футеровки конвертера.

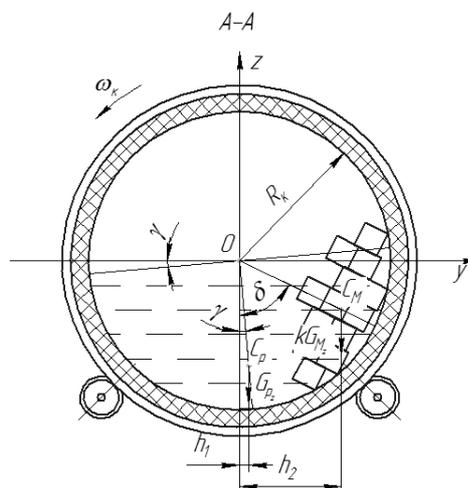


Рисунок 3 Схема расположения центра масс шихты в корпусе модели конвертера

Момент инерции твёрдой части шихты относительно оси вращения конвертера:

$$I_{\text{тш}} = M_{\text{тш}} \cdot OC^2,$$

где $M_{\text{тш}}$ — масса тяжеловесного металлолома; OC — расстояние от центра тяжести объёма металлолома до продольной оси конвертера.

Угловое ускорение, развиваемое корпусом конвертера при пуске механизма его вращения:

$$\varepsilon = \frac{\Omega_k}{\tau_{\text{п}}},$$

где ω_k — заданная скорость вращения конвертера в установившемся режиме; τ_n — время пуска привода.

После определения всех значений действующих моментов рассчитываем мощность приводного двигателя механизма вращения корпуса конвертера:

$$N_{дв} = \frac{M_0 \omega_k}{\eta_0},$$

где ω_k — максимальная угловая скорость корпуса конвертера; η_0 — общий КПД механизма, учитывающий потери мощности в зубчатых передачах, муфте и редукторе привода.

По расчётному значению мощности из каталога выбирают двигатель с заданной частотой вращения вала $n_{дв}$.

Тогда общее передаточное число механизма:

$$i_0 = \frac{n_{дв}}{n_k} = i_p \cdot i_{кп} \cdot i_{пп},$$

где i_p — передаточное число редуктора; $i_{кп}$ — передаточное число конической пары; $i_{пп}$ — передаточное число зацепления «шестерня – зубчатый венец корпуса конвертера».

Проверку корректности результатов расчёта значений крутящих моментов, действующих на корпус кислородного конвертера во время его вращения, выполнили экспериментальным путём на действующей модели сталеплавильного агрегата с использованием специальной контрольно-измерительной аппаратуры по методике, подробно описанной в работе [8]. В ходе лабораторных исследований с помощью тензометрического преобразователя измерили крутящий момент сопротивления вращению корпуса модели кислородного конвертера, действующего при различных угловых скоростях в случае, когда в неё предварительно загружали 60 % имитатора жидкого чугуна и 40 % имитатора тяжеловесного металлического лома.

Жидкий чугун моделировали водой с плотностью 1 кг/дм^3 , а металлический

лом — кубиками из материала, плотность которого составляла $1,1 \text{ кг/дм}^3$, т. е. соотношение плотностей имитаторов твёрдой и жидкой составляющих было таким же, как у тяжеловесного металлического лома и жидкого чугуна. При этом общая масса имитаторов шихты равнялась 5 кг, а масса модели конвертера — 3 кг. Результаты измерений крутящего момента для указанных условий проведения эксперимента приведены на рисунке 4, а данные, полученные расчётным путём с использованием разработанной методики — в таблице 2.

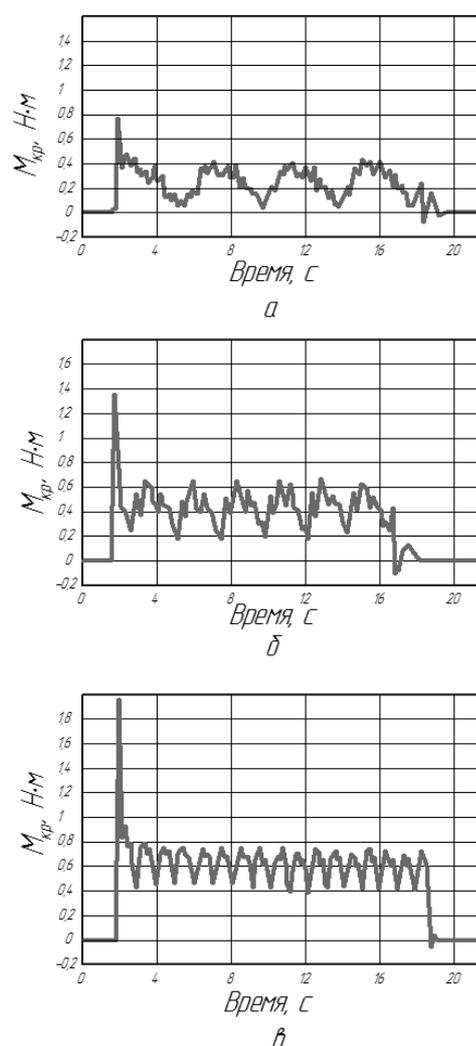


Рисунок 4 Зафиксированный крутящий момент, требуемый для вращения корпуса модели конвертера с загруженными имитаторами жидкой и твёрдой составляющих шихты в равных долях при частотах 10 об/мин (а), 20 об/мин (б) и 40 об/мин (в)

Таблица 2

Сравнительные результаты теоретических и экспериментальных данных о моменте сопротивления корпуса модели конвертера

n, об/мин	Состав имитаторов шихты, %		Значение момента сопротивления вращению корпуса модели конвертера, Н·м		Расхождение теоретических и экспериментальных значений момента, %
	Твёрдая часть	Жидкая часть	Расчётное	Измеренное	
10	40	60	0,44	0,40	9,1
20	40	60	0,68	0,65	4,5
40	40	60	0,82	0,78	4,8

Сопоставление теоретических и экспериментальных результатов свидетельствует о том, что расхождение между ними составляет 5–10 %, что приемлемо для инженерных расчётов.

Таким образом, предложенная методика расчёта энергосиловых параметров привода механизма вращения корпуса кислородного конвертера может быть использована при проектировании его опытно-промышленного образца.

Библиографический список

1. Робин Винер. Переработка вторичного сырья [Текст] / Винер Робин // *Металлолом*. — 2011. — № 2. — С. 9.
2. Овчинников, А. М. Модернизация оборудования и реконструкция заводов чёрной металлургии за рубежом [Текст] / А. М. Овчинников // *Чёрная металлургия: бюл. ин-та “Черметинформация”*. — Москва, 2016. — № 2. — С. 96–100.
3. Электронный ресурс. — Режим доступа: <http://biz.liga.net/all/industria/novosti/2507657-makeevski-zavod>
4. Бойченко, Б. М. Конвертерное производство стали: теория, технология, качество стали, конструкции агрегатов, реконструкция материалов и экология [Текст] / Б. М. Бойченко, В. Б. Охотский, П. С. Харламин. — Днепропетровск : РВА “Днепро-ВАЛ”, 2006. — 454 с.
5. Мини-конвертер для переработки высокофосфористого чугуна [Текст] / С. П. Еронько, Д. И. Федяев, О. В. Афаукова и др. // *Металлургические процессы и оборудование: международный научно-технический и производственный журнал*. — Донецк, 2010. — № 3(21). — С. 40–46.
6. Еронько, С. П. Перспективы использования и проблематика создания мини-агрегата для переработки некачественной шихты и металлосодержащих отходов [Текст] / С. П. Еронько, Н. А. Климович // *Чёрная металлургия: бюл. ин-та “Черметинформация”*. — Москва, 2016. — № 5. — С. 26–31.
7. Еронько, С. П. Моделирование процессов движения шихты в полости конвертера с вращающимся корпусом [Текст] / С. П. Еронько, Е. В. Ошовская, Б. И. Стародубцев // *Чёрная металлургия: бюл. ин-та “Черметинформация”*. — Москва, 2017. — № 10. — С. 32–38.
8. Еронько, С. П. Расчёт и конструирование оборудования для внепечной обработки и разлива стали [Текст] / С. П. Еронько, С. В. Быковских, Е. В. Ошовская. — К. : Техніка, 2007. — 344 с.

© Еронько С. П.
 © Ошовская Е. В.
 © Стародубцев Б. И.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. каф. МОЗЧМ ДонНТУ Сидоровым В. А.,
д.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Харламовым Ю. А.*

Статья поступила в редакцию 02.10.17.

**д.т.н. Єронько С. П., к.т.н. Ошовська О. В., Стародубцев Б. І. (ДонНТУ, м. Донецьк, ДНР)
РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ КОРПУСУ
КОНВЕРТЕРА ВІДНОСНО ЙОГО ПОХИЛОЇ ПОЗДОВЖНЬОЇ ОСІ**

Наведено методику розрахунку енергосилових параметрів привода механізму обертання корпусу кисневого конвертера для переробки шихти з підвищеним вмістом шкідливих домішок. Дана методика враховує характер взаємодії твердої та рідкої складових шихти, який встановлено експериментальним шляхом на фізичній моделі плавильного агрегата, що досліджували. Розбіжність між значеннями крутного моменту, що розраховували та вимірювали, подоланого приводом моделі конвертера, знаходиться у межах 5–10 %.

Ключові слова: *кисневий конвертер, зубчастий вінець, центруюча цапфа, центр мас, сумарний момент, рідкий чавун, великоваговий брухт.*

Doctor of Tech. Sc. Eron'ko S. P., PhD Oshovskaya Ye. V, Starodubtsev B. I. (DonNTU, Donetsk, DPR)

CALCULATING THE DRIVE POWER OF MECHANISM FOR CONVERTER BODY ROTATION ABOUT THE INCLINED LONGITUDINAL AXIS

There has been given the calculation technique for the energy-power parameters of the drive mechanism of oxygen-blown vessel body rotation for processing the burden material with an increased concentration of harmful impurities. The given technique considers interaction nature for solid and liquid burden constituents discovered through the experiments on a physical model of the melting unit. The discrepancy between the calculated and measured torque values the vessel drive overcome is within 5–10%.

Key words: *oxygen-blown vessel, gear ring, centering journal, center of mass, total momentum, liquid cast iron, heavy scrap.*