

На правах рукописи



Иов Иван Алексеевич

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
РЕДУКТОРОВ МОЩНЫХ ШАГАЮЩИХ ЭКСКАВАТОРОВ
В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ**

05.05.06 – Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Иркутск – 2014

Работа выполнена на кафедре ГМ и ЭМС
ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет»

Научный руководитель:

Шадрин Александр Иванович

доктор технических наук, профессор кафедры «Горные машины и электромеханические системы», ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет»;

Махно Дмитрий Евсеевич

доктор технических наук, профессор кафедры «Горные машины и электромеханические системы», ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет»;

Официальные оппоненты:

Комиссаров Анатолий Павлович

доктор технических наук, профессор кафедры «Горные машины и комплексы», ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»;

Демченко Игорь Иванович

доктор технических наук, профессор кафедры «Горные машины и комплексы», ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет»

Ведущая организация:

ФГБОУ ВПО «Кузбасский государственный технический университет»

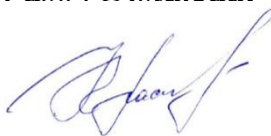
Защита состоится **27 ноября 2014 г. в 10:00** часов на заседании диссертационного совета Д 212.073.04 при ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет» по адресу: 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, корпус «К», конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный технический университет» и на сайте <http://www.istu.edu/structure/54/1319/1189/>

Автореферат диссертации разослан: 26.09.2014.

Отзывы на автореферат (два экземпляра, заверенные организацией) направлять в адрес диссертационного совета: 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Д 212.073.04; e-mail: ds04@istu.edu; Факс: (3952) 40-58-69.

Ученый секретарь
диссертационного совета



С.Ю. Красноштанов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Горнодобывающая промышленность является основной базой промышленного потенциала страны, весомую часть которой составляет разработка и добыча бурых и каменных углей. Поэтому технико-экономические показатели предприятий, занимающихся разработкой угольных месторождений, влияют на отрасль и экономику страны в целом.

На настоящее время большинство угольных предприятий расположено в районах Сибири и Крайнего Севера с суровыми климатическими условиями. Основным видом машин, используемых на вскрыши, являются мощные шагающие экскаваторы, составляющие весомую часть в парке оборудования горных предприятий. При эксплуатации экскаваторов в суровых климатических условиях наблюдается снижение надежности редукторов тягового и подъемного механизмов. Так, простои шагающих экскаваторов, связанные с техническим обслуживанием и ремонтом на предприятии ООО «Черемховуголь», составляют до 35 % календарного времени.

Основным фактором, влияющим на эксплуатационную надежность экскаваторов в зимнее время года, являются динамические нагрузки, величина которых зависит от качества подготовки забоя и умения машиниста управлять копающими механизмами экскаватора. При низких отрицательных температурах снижение надежности механического оборудования связано с уменьшением значений ударной вязкости сталей. В тоже время возрастает уровень динамической нагруженности механизма в связи с ухудшением качества забоя. Так, например, количество отказов редукторов тяги и подъема ковша экскаватора ЭШ 20.90 в зимнее время года увеличивается в среднем в 1,5...2 раза. В связи с этим, анализ работы редукторов копающих механизмов шагающих экскаваторов, эксплуатирующихся в экстремальных условиях, и поиск технических решений повышения их надежности является актуальной задачей.

Цель работы. Повышение эффективности работы редуктора шагающего экскаватора при эксплуатации в экстремальных условиях за счет снижения динамических нагрузок в его наиболее слабых узлах.

Идея работы заключается в том, что поддержание ресурса редукторов мощных шагающих экскаваторов, эксплуатирующихся в экстремальных условиях, обеспечивается регулированием момента на валу двигателя в зависимости от скорости механизма и предельных нагрузок в канатах.

Задачи исследования:

– установить влияние условий эксплуатации на надежность редуктора тяги шагающего экскаватора-драглайна и определить его наиболее слабый узел;

– разработать методику оценки ресурса узла редуктора и предложения по ограничению нагрузок и увеличению срока безаварийной эксплуатации;

– разработать способ снижения динамических нагрузок, возникающих в механизме тяги, с помощью регулирования момента на валу двигателя в зависимости от скорости механизма и усилий в канатах.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

– эксплуатационная надежность редуктора тяги определяется работоспособностью валов-шестерней, динамические нагрузки на которых достигают максимального значения в режиме жесткого стопорения ковша;

– увеличение ресурса элементов редуктора тяги путем ограничения перегрузок в валах-шестернях, возможно за счет регулирования момента на валу двигателя по предлагаемому алгоритму;

– снижение опасного уровня динамических нагрузок в редукторе тяги достигается за счет регулирования загрузки приводного двигателя в зависимости от скорости ковша, момента на валу и усилий в канатах.

Научная новизна работы:

– разработана математическая модель привода тяги шагающего экскаватора, которая позволяет оценивать нагрузки на валах-шестернях в динамических режимах;

– выявлен предельный уровень перегрузок в редукторе тяги шагающих экскаваторов, основанный на предельно-допустимых нагрузках на валах-шестернях.

– обоснована целесообразность применения способа управления с регулированием момента на валу двигателя обратно пропорционально скорости ковша.

– предложен способ регулирования загрузки приводного двигателя механизма тяги с учетом скорости ковша, момента на валу и усилий в канатах.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций базируется на системном анализе процесса эксплуатации шагающих экскаваторов, использовании аппарата математической статистики, теории вероятности, методов математического моделирования.

Методика исследования. При выполнении работы использованы следующие методы исследования:

– экспериментальные исследования в производственных условиях, включающие сбор, анализ и обработку статистической информации по эксплуатации шагающих экскаваторов с анализом причин отказов;

– методы численного моделирования, аналитические методы исследований.

Реализация результатов работы. Разработан способ регулирования загрузки приводного двигателя с учетом скорости, момента на валу и усилий в канатах механизма тяги.

Выполненные исследования нагруженности редуктора тяги шагающего экскаватора позволили определить, что максимальные нагрузки в редукторе возникают на валу-шестерне $z = 20$, $m = 26$, ограничение которых возможно путем регулирования момента приводного двигателя обратно пропорционально скорости ковша с учетом усилий в канатах в режимах стопорения рабочего органа. Основные результаты диссертации приняты к реализации на предприятии ООО «Черемховуголь» при сезонной наладке электроприводов механизма тяги шагающих экскаваторов (приложение 3). Выполненная работа соответствует паспорту специальности 05.05.06 – «Горные машины» согласно пунктам 1, 2, 3, 4, 5.

Апробация работы. Основное содержание работы и ее научные положения докладывались на научно-практических конференциях «Игошинские чтения» (Иркутск, 2011–2013 гг.), а также на заседаниях кафедры ГМ и ЭМС НИ ИрГТУ и производственном совещании на предприятии ООО «Черемховуголь».

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 2 работы в изданиях рекомендованного перечня ВАК.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении определена цель и идея работы, изложена научная новизна и практическая значимость результатов проведенных исследований.

В первой главе проведен анализ состояния вопроса и результатов научных исследований, направленных на повышение надежности редукторов горных машин, эксплуатируемых в экстремальных условиях, определены цели и задачи исследования.

Во второй главе выполнен анализ отказов редуктора тяги шагающего экскаватора, выявлен наиболее слабый узел. Определены причины выхода его из строя и внешние факторы, воздействующие на него в процессе эксплуатации.

В третьей главе разработана модель электромеханической системы привода тяги шагающего экскаватора. Модель позволяет исследовать нагрузки, возникающие на валах-шестернях в редукторе тяги. Проведены исследования нагруженности валов-шестерней. Установлено, что наиболее нагруженным элементом в редукторе является вал-шестерня $z = 20$, $m = 26$. Разработана конечно-элементная модель вала-шестерни, определены места опасной концентрации напряжений.

В четвертой главе выполнен расчет напряжений на валу-шестерне в местах их опасной концентрации. Предложен способ расчета ресурса вала-шестерни, учитывающий концентрацию напряжений и влияние динамических нагрузок. Выявлена зависимость влияния динамических нагрузок на ресурс вала-шестерни. Предложен способ регулирования динамических

нагрузок в элементах редуктора в процессе экскавации горной массы и обоснована целесообразность его применения.

В пятой главе предложена техническая реализация способа ограничения динамических нагрузок в элементах редуктора. На основе моделирования обоснованы технические решения, направленные на повышение надежности редукторов тяги мощных шагающих экскаваторов. Выполнен расчет ожидаемого экономического эффекта от реализации предлагаемого способа управления экскаватором.

На основании поставленной цели и задач исследования в диссертационной работе защищаются следующие научные положения.

1. Эксплуатационная надежность редуктора тяги определяется работоспособностью валов-шестерней, динамические нагрузки на которых достигают максимальных значений в режиме жесткого стопорения ковша.

Опыт эксплуатации мощных шагающих экскаваторов-драглайнов в суровых климатических условиях Сибири показывает, что наиболее нагруженными и подверженными выходу из строя элементами в редукторе тяги являются валы-шестерни $z = 20, m = 26$ и $z = 32, m = 12$, доли отказов которых составляют 40 % и 21 % от общего числа соответственно (рис. 1).

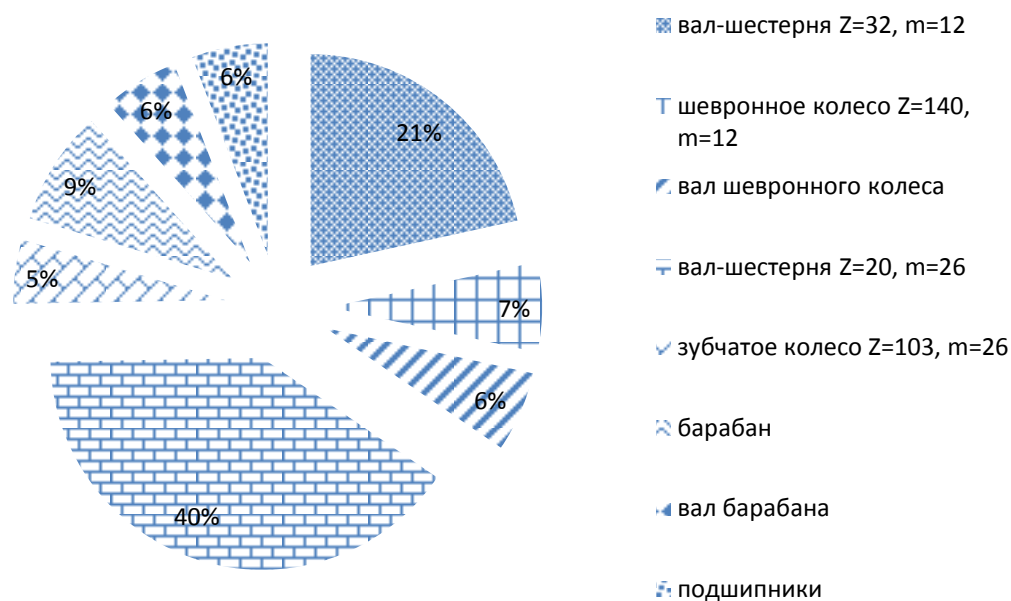


Рис. 1. Распределение отказов редуктора тяги по элементам

За период 2000–2010 гг. при эксплуатации шести экскаваторов ЭШ 20.90 отмечено 63 отказа валов-шестерней, из которых 60 % произошли внезапно и связаны с разрушением вала в связи с образованием и развитием трещин в местах опасной концентрации напряжений.

Работа механизма тяги в основном происходит в динамических режимах. Преобразование электрической энергии в механическую на двига-

теле, выполнение работ по экскавации и перемещению ковша сопровождается интенсивным преобразованием кинетической энергии в потенциальную и наоборот. Обмен энергиями приводит к появлению динамических нагрузок в элементах механизма, величина которых зависят от скорости механизма, усилия создаваемого приводом и режима нагружения. Для анализа динамических режимов работы механизма, применим трехмассовую расчетную схему. При этом будем рассматривать механизм как единую электромеханическую систему, в которой механическая часть с упругими элементами и электрическая часть находятся в непрерывном взаимодействии. Согласно предложенному подходу представим механизм тяги экскаватора ЭШ 20.90 (рис. 2, а) трехмассовой расчетной схемой (рис. 2, б). При разработке математической модели примем следующие, общепринятые допущения:

- а) механические связи (вал, канат) не имеют массы;
- б) массы сосредоточены;
- в) жесткость механических связей постоянна;
- г) зазоры в механизме отсутствуют.

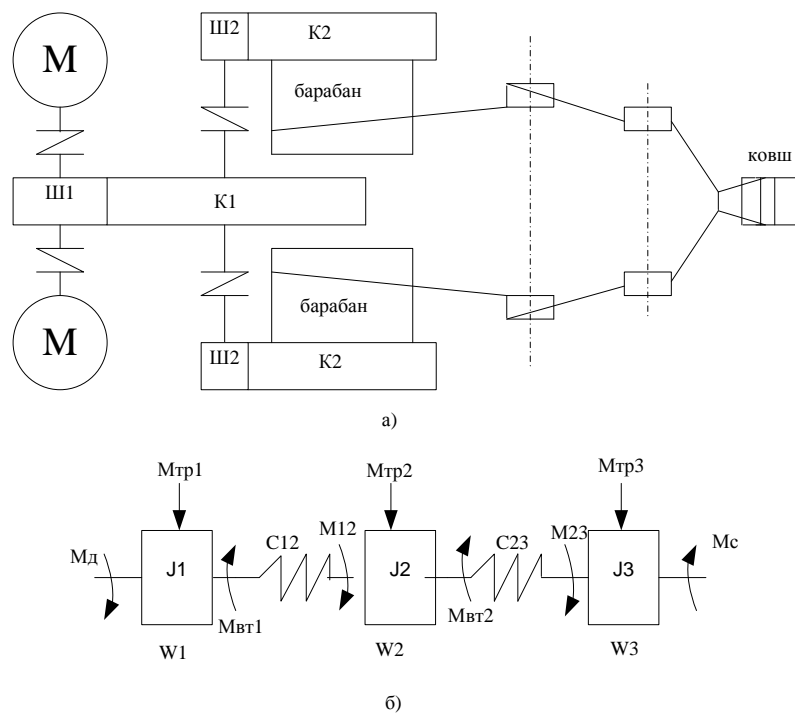


Рис. 2. Кинематическая (а) и расчетная (б) схема механизма тяги ЭШ 20.90

Обозначения, применяемые на схеме: М – электродвигатель МПЭ-1000/600; Ш1 – моторная вал-шестерня $z = 32$, $m = 12$; К1 – шевронное колесо $z = 140$, $m = 12$; Ш2 – промежуточная вал-шестерня $z = 20$, $m = 26$; К2 – зубчатое колесо $z = 103$, $m = 26$; M_d – суммарный момент двух двигателей; J_1 – суммарный момент инерции двух якорей двигателей, вала-шестерни Ш1 и колеса К1; J_2 – момент инерции 2-х валов-шестерней Ш2,

2-х колес К2 и 2-х барабанов; J_3 – момент инерции ковша, приведенный к скорости двигателя; w_1, w_2, w_3 – угловые скорости масс; M_{BT1}, M_{BT2} – моменты вязкого трения; $M_{TP1}, M_{TP2}, M_{TP3}$ – моменты внутреннего трения масс; C_{12} и C_{23} – упругие механические связи; M_{12}, M_{23} – упругие моменты передаваемые по упругим звеньям между массами; M_c – момент сопротивления (нагрузки). Моменты инерции сформированы таким образом, что позволяют исследовать нагрузки на наиболее слабом элементе редуктора – валу-шестерне $z = 20, m = 26$.

Система дифференциальных уравнений в операторной форме для рассмотренной трёхмассовой расчетной схемы имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 p w_1 = M_d - M_{12} - M_{TP1} - M_{BT1} \\ J_2 p w_2 = M_{12} - M_{23} - M_{TP2} + M_{BT1} - M_{BT2} \\ J_3 p w_3 = M_{23} - M_{TP3} + M_{BT1} - M_c \end{array} \right\},$$

где p – оператор Лапласа.

На основании дифференциальных уравнений составим структурную электромеханическую схему (рис. 3). Расчеты электрических параметров схемы генератор-двигатель и регуляторов производились по стандартной методике.

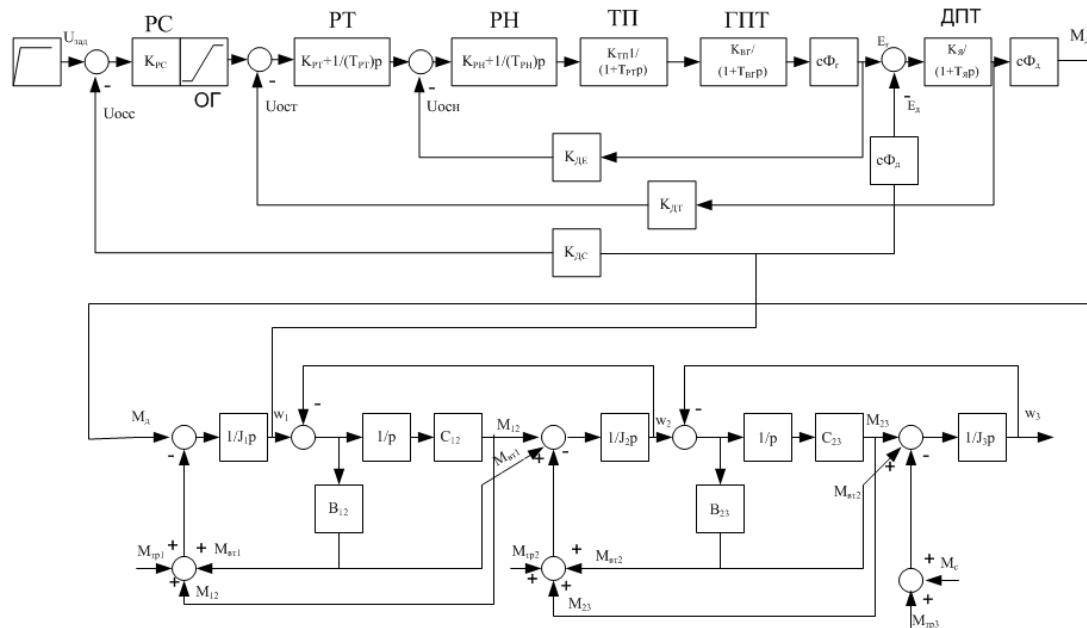


Рис. 3. Структурная электромеханическая схема механизма тяги ЭШ 20.90

Обозначения, применяемые на структурной схеме: $U_{зад}$ – задатчик скорости; РС, РТ, РН – регуляторы скорости, тока и напряжения соответственно; ТП – передаточное звено тиристорного преобразователя; ГПТ и ДПТ, $c\Phi_r$ и $c\Phi_d$ – передаточные звенья и конструктивные постоянные генератора и двигателя соответственно; ДС, ДТ, ДН – датчики скорости, тока

и напряжения; сосредоточенные массы J_1 (2·М, Ш1, К1), J_2 (Ш2, К2, барабан) и J_3 (ковш); и упругие связи C_{12} , C_{23} , нагрузка M_c .

Оценка нагруженности элементов редуктора производилась по следующим показателям:

– $M_{dmax} = \max|M_d(t)|$ – максимальная нагрузка;

– $\int M_d = \frac{1}{T} \int_0^T |M_d(t)| dt$ – интегральная нагрузка.

Значение M_{dmax} отражает максимальную величину динамического момента в рассматриваемом узле, а интегральная величина $\int M_d$ – продолжительность его воздействия. Значения моментов измерялись в относительных величинах, приведены к номинальному моменту двигателя.

Исследования проводились в два этапа.

Первый этап: пуск двигателя на скорость $0,5\omega_{ном}$ с моментом нагрузки $M_c = 0,3 \cdot M_{ном}$ (летнее время года, легкие условия экскавации) и стопорение механизма с $M_{стоп} = 2 \cdot M_{ном}$. Регистрировались максимальные M_{dmax} и интегральные $\int M_d$ значения моментов на двигателе M_d , валу-шестерне Ш2 $M_{в-ш} = M_{12}$ и на рабочем органе $M_{ро} = M_{23}$. Время до полной остановки двигателя составило 1,5 сек (табл. 1).

Второй этап: пуск двигателя на скорость $0,5\omega_{ном}$ с моментом нагрузки $M_c = M_{ном}$ (зимнее время года, тяжелые условия экскавации) и стопорение с $M_{стоп} = 2 \cdot M_{ном}$. Время остановки двигателя – 1 сек (табл. 2). Измерения моментов выполнялось аналогично первому этапу исследования.

Таблица 1

п/п	M_{dmax}	$\int M_d$	$M_{в-шmax}$	$\int M_{в-ш}$	$M_{роmax}$	$\int M_{ро}$
пуск	1,05	0,86	0,5	0,33	0,45	0,29
стоп.	2,05	2,49	2,35	2,876	2,5	3,09

Таблица 2

п/п	M_{dmax}	$\int M_d$	$M_{в-шmax}$	$\int M_{в-ш}$	$M_{роmax}$	$\int M_{ро}$
пуск	1,4	1,1	1,15	0,65	1,17	0,7
стоп.	2,3	1,78	3	2,35	3,1	2,55

Результаты исследования режимов пуска и стопорения с разной нагрузкой позволяют сделать следующие выводы:

– в режиме пуска с $M_c = 0,3 \cdot M_{ном}$ нагрузка на двигателе по интегральным и максимальным значениям является наибольшей;

– при пуске с $M_c = M_{ном}$ нагрузка на двигателе наибольшая, минимальное значение нагрузки на валу-шестерне Ш2;

– нагрузки, возникающие на валу-шестерне Ш2 и рабочем органе в режимах пуска с $M_c = 0,3 \cdot M_{ном}$ и $M_c = M_{ном}$, соизмеримы и практически не отличаются;

– интегральные показатели момента нагрузки в узле Ш2 в режиме стопорения выше на 15–30 % по сравнению с двигателем и зависят от момента нагрузки на рабочем органе;

– интегральная нагрузка на валу-шестерне Ш2 меньше, чем на рабочем органе, разница составляет 7 %. Величина максимальной нагрузки на валу-шестерне Ш2 меньше, чем на рабочем органе на 3 %.

Установлено, что нагрузки, возникающие на валу-шестерне $z = 20$, $m = 26$ в динамических режимах соизмеримы с нагрузками на рабочем органе и максимальны в ротационных элементах редуктора. В связи с тем, что вал-шестерня $z = 20$, $m = 26$ является наиболее слабым узлом в редукторе и испытывает максимальные нагрузки в динамических режимах работы, необходимо разработать принцип регулирования загрузки привода, который позволил бы ограничивать максимальный уровень нагрузки и сократить время его опасного воздействия.

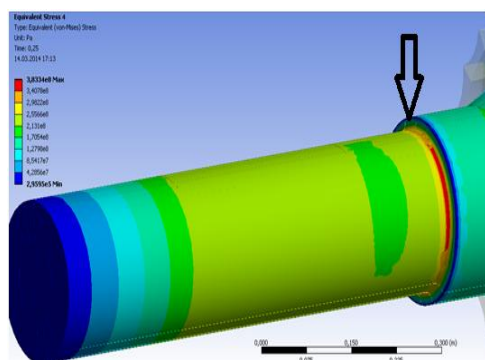


Рис. 4. Место концентрации напряжений на валу-шестерне $z = 20$, $m = 26$

2. Увеличение ресурса элементов редуктора тяги, путем ограничения перегрузок в валах-шестернях, возможно за счет регулирования момента на валу двигателя по предлагаемому алгоритму.

Основные причины отказов вала-шестерни $z = 20$, $m = 26$ связаны с разрушением вала вследствие зарождения и развития усталостных трещин в местах опасной концентрации напряжений, которые составляют 60 % от общего количества отказов и 85 % случаев внезапных отказов. Для оценки наиболее нагруженных сече-

ний разработана конечно-элементная модель вала-шестерни в программной среде Ansys Workbench в расчетном модуле Static Structural. Проведенный расчет показал наличие значительной концентрации напряжений в месте галтели, перехода с диаметра 200 мм на диаметр 230 мм (рис. 4). Значения напряжений на галтели в зависимости от нагрузок на валу-шестерне представлено в табл. 3.

Таблица 3

k_d	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6
$M_{в-ш}, Н \cdot м$	78000	102000	130000	150000	180300	200200
$\sigma_{ЭКВ}, МПа$	170	213	257	291	343	380

В связи с тем, что галтель является концентратором напряжений и большая часть отказов связана именно с ней, целесообразно контролировать ее ресурс. Способ расчета ресурса должен учитывать наличие опасных концентраций напряжений и случайный характер возникающих нагрузок.

Наиболее полно выдвинутым требованиям соответствует скорректированная линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений при нерегулярном нагружении, учитывающая наличие мест концентрации напряжений через значение среднего предела выносливости:

$$\sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i} = a_p \quad (1)$$

при условии $\sigma_{ai} > \sigma_{-1}$, где n_i – число циклов повторения напряжений амплитудой σ_{ai} в блоке нагружения; N_i – число циклов до разрушения, вычисляемое по кривой усталости при напряжении амплитудой σ_{ai} ; σ_{-1} – среднее значение предела выносливости.

$$a_p = \frac{\sigma_{amax} \cdot \varepsilon - 0,5 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{amax} - 0,5 \cdot \sigma_{-1}}, \quad (2)$$

где σ_{amax} – максимальное значение напряжения в блоке нагружения.

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^r (\sigma_{ai} / \sigma_{amax}) * t_i \quad (3)$$

при условии $\sigma_{ai} > 0,5 \cdot \sigma_{-1}$, где $t_i = \frac{v_{i6}}{v_6^*}$, (4)

здесь v_{i6} – число циклов в блоке нагружения с амплитудой σ_{ai} ; v_6^* – число циклов в блоке нагружения без учета амплитуд $\sigma_{ai} \leq 0,5 \cdot \sigma_{-1}$.

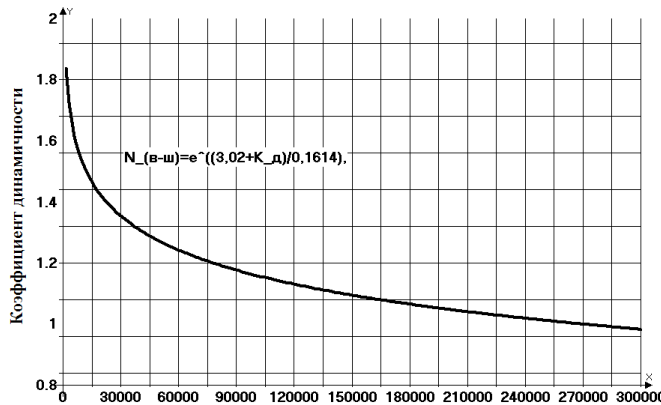


Рис. 5. Ресурс вала-шестерни в зависимости от коэффициента динамичности

При расчете значения ресурса вала-шестерни $z = 20$, $m = 26$ использовались вероятностные диаграммы усталости для стали 34ХН1М. Выполненные расчеты позволили установить, что зависимость ресурса от нагрузок описывается экспоненциальной зависимостью вида: $N_{в-ш} = e^{(-3,02 + K_d) / -0,1614}$ (рис. 5), а возникновение перегрузок в механизме тяги с коэффициентом динамичности 1,5 и выше, интенсивно снижают ресурс вала-шестерни.

Полученные результаты позволяют заключить, что необходимо стремиться к снижению величин динамических нагрузок на валу-шестерне, за верхний предел которых необходимо принять значения коэффициента динамичности равное 1,3.

Величина динамических нагрузок $F_{дин}$, возникающих в механизме тяги в режимах стопорения, зависит от скорости двигателя V_d , усилий,

создаваемых приводом F_d , и механической инерционности механизма k_v , определяется выражением

$$F_{\text{дин}} = F_d + k_v \cdot V_d \quad (5)$$

Из выражения (5) видно, что динамические нагрузки, возникающие в механизме в процессе стопорения, будут тем меньше, чем меньше усилия, развиваемые приводом и начальная скорость стопорения. Учитывая, что в процессе стопорения усилия снижаются, целесообразно ограничить первый пик $F_{\text{дин}}$ на уровне допустимого и дальнейшие нагрузки будут меньше. Одновременно с этим, в процессе заполнения ковша будет рационально уменьшать его скорость, чтобы динамическая добавка $k_v \cdot V_d$ была наименьшей. Указанным условиям удовлетворяет принцип регулирования момента на валу двигателя в зависимости от скорости механизма с поддержанием постоянной мощности двигателя. Механическая характеристика электропривода будет иметь следующий вид (рис. 6). Моделирование процесса стопорения рабочего органа показало, что предложенная система эффективно снижает нагрузки на валу-шестерне, которые не превышают значений 1,3.

Результаты моделирования представлены осциллограммой моментов на рабочем органе $M_{\text{ро}}$ и валу-шестерне $z = 20, m = 26 M_{\text{в-ш}}$ (рис. 7). Горизонтальная ось показывает время (сек). Сравнивается два способа регулирования: существующий (СТ) и предлагаемый (ПР). Нагрузки приведены к номинальному моменту двигателя и представлены в относительных единицах. Рассмотрен режим пуска привода на скорость $0,9 \cdot \omega_{\text{ном}}$ с номинальной нагрузкой и стопорение механизма усилием $3 \cdot M_{\text{ном}}$ (8 сек). Нагрузки на рабочем органе и валу-шестерне $z = 20, m = 26$ с применением предлагаемого способа регулирования снижаются на 24 % и 19 % соответственно, в сравнении с существующим способом.

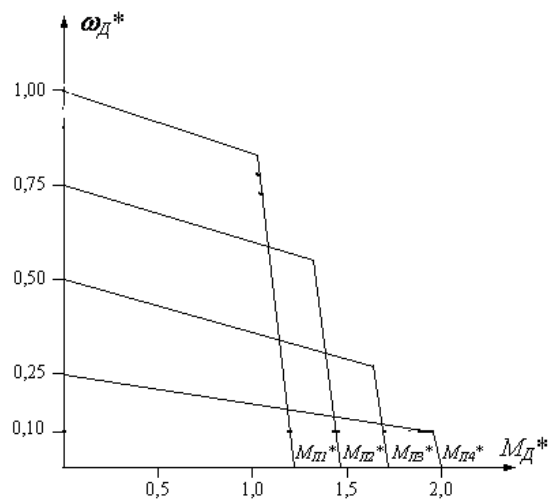


Рис. 6. Механические характеристики приводного двигателя: относительные величины моментов стопорения $M_{\text{ш1}}, M_{\text{ш2}}, M_{\text{ш3}}, M_{\text{ш4}}$ при различных заданиях скорости двигателя ω_d

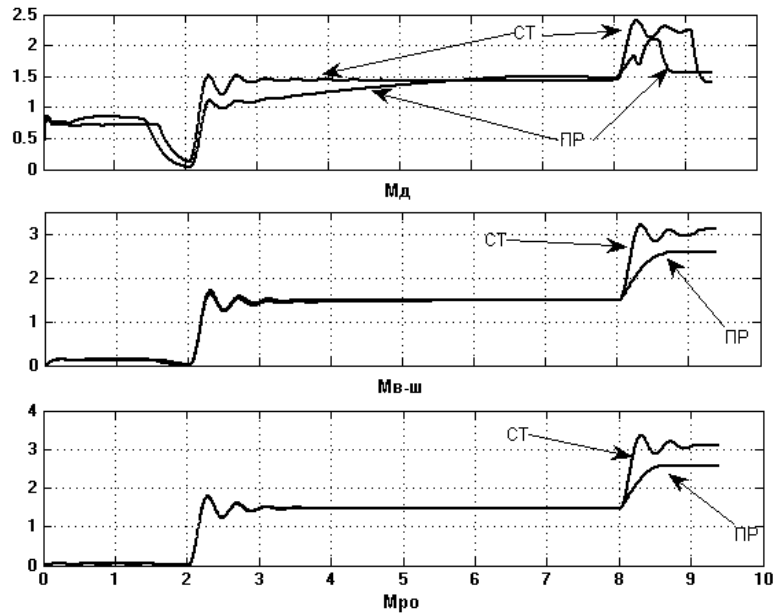


Рис. 7. Осциллограммы моментов на рабочем органе M_{po} , валу-шестерне $z = 20, m = 26 M_{в-ш}$ и двигателе M_d

Для сравнения эффективности ограничения перегрузок на уровне $1,3 \cdot K_d$ проведен расчет наработки вала-шестерни $z = 20, m = 26$ на отказ при двух вариантах нагрузок: существующей и предлагаемой. Блок нагружения составлен на основании 100000 циклов экскавации при стандартной механической характеристике и представлен табл. 4 (в случае предлагаемой характеристики число циклов n_i при $\sigma_{ai} > 315$ МПа равно нулю).

Таблица 4

σ_{ai} , МПа	205	219	243	258	278	300	315	334	351
$v_i \cdot 10^2$, цикл	216	210	240	20	90	27	9	5	3
$n_i \cdot 10^2$, цикл	216	210	240	200	900	270	90	5	3

Параметры для расчета ресурса вала-шестерни в области галтели составили:

для стандартной: $\sigma_{-1} = 200$ МПа; $\sigma_{amax} = 351$ МПа; $V_{\sigma}^* = 100000$ циклов;

для предлагаемой: $\sigma_{-1} = 200$ МПа; $\sigma_{amax} = 315$ МПа; $V_{\sigma}^* = 100000$ циклов.

Результат расчета представлен в табл. 5.

Таблица 5

Параметр	N(СТ)	N(ПР)
$\sum n_i / N_i$ (100000 циклов)	0,313	0,279
a_p	0,55	0,645

Ограничение нагрузок на уровне $1,3 \cdot K_d$ позволяет увеличить ресурс вала-шестерни в области галтели на 15 %, а с учетом снижения нагрузок на всех элементах редуктора увеличит ресурс каждого узла в отдельности.

3. Снижение опасного уровня динамических нагрузок в редукторе тяги достигается за счет регулирования загрузки приводного двигателя в зависимости от скорости ковша, момента на валу и усилий в канатах.

Результаты проведенных исследований показывают, что опасность разрушения элементов редуктора связана с высоким уровнем динамических нагрузок, величина которых в элементах механизма тяги в режимах стопорения (табл. 1) превышает значения нагрузок в статических режимах в 1,5...1,6 раза. Для повышения надежности элементов редуктора и снижения вероятности отказа в условиях низких отрицательных температур необходимо контролировать и ограничивать динамические нагрузки в элементах редуктора.

Как было отмечено выше, для ограничения уровня динамических нагрузок целесообразно регулировать момент на валу двигателя обратно пропорционально скорости ковша.

Учитывая что, $P_d = M_d \cdot \omega_d$ и $M_d = c\Phi_d \cdot I_{я}$ получим:

$$P_d = c\Phi_d \cdot I_{я} * \omega_d, \quad (6)$$

где P_d – мощность двигателя, Вт; M_d – момент развиваемый двигателем, Н·м; $c\Phi_d$ – магнитный поток двигателя, Вб; $I_{я}$ – ток якорной цепи, А; ω_d – угловая частота вращения двигателя рад/с.

Согласно выражения (6), регулирование момента двигателя обратно пропорционально скорости ковша возможно воздействием на магнитный поток двигателя $c\Phi_d$ при различных значениях нагрузки $I_{я}$ и скорости механизма ω_d , при этом мощность привода P_d будет поддерживаться постоянной. Статическая механическая характеристика привода при таком способе регулирования момента двигателя при значении скорости $\omega_{ном}$, показана на рис. 8.

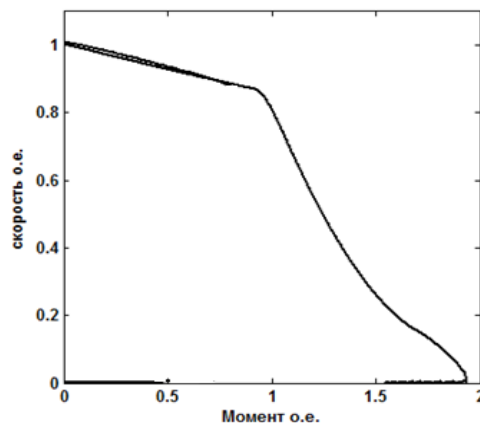


Рис. 8. Статическая механическая характеристика предлагаемого способа регулирования

В режимах жесткого стопорения рабочего органа необходимо контролировать усилия, создаваемые лебедкой, и ограничивать их на допустимом уровне. Поскольку выходным звеном кинематической цепи механизма тяги является канат, целесообразно контролировать упругое усилие в нем в режимах стопорения, поддерживая его на уровне стопорного значения. Усилие F_y в канатах вычисляется по формуле

$$F_y = F_d - m \cdot \frac{dV_d}{dt}, \quad (7)$$

где F_d – усилие создаваемое двигателем, Н; m – масса 2-х двигателей и прикрепленных к ним вращающихся частей механизма, кг; V_d – скорость двигателя, приведенная к рабочему органу, м/с.

На основании выше сказанного, способ регулирования загрузки привода представляет собой следующее: в режиме заполнения ковша, когда усилия в канатах не превышают стопорных, регулирование момента на валу двигателя производится обратно пропорционально его скорости путем ослабления магнитного поля, по выражению: $\Phi_d = \Phi_{ном} - A\omega$, где Φ_d – магнитный поток двигателя; $\Phi_{ном}$ – номинальный поток; A – коэффициент ослабления поля; ω – скорость двигателя. При встрече ковша с препятствием усилия в канатах возрастают и достигают стопорного значения. С этого момента времени система управления ограничивает скорость величиной $0,2 \cdot \omega_{ном}$ и плавно увеличивает ток возбуждения двигателя. Момент двигателя возрастает до стопорного значения, тем самым обеспечивая требуемое усилие в канатах.

Структурная схема предложенного способа регулирования моментом двигателя представлена на рис. 9.

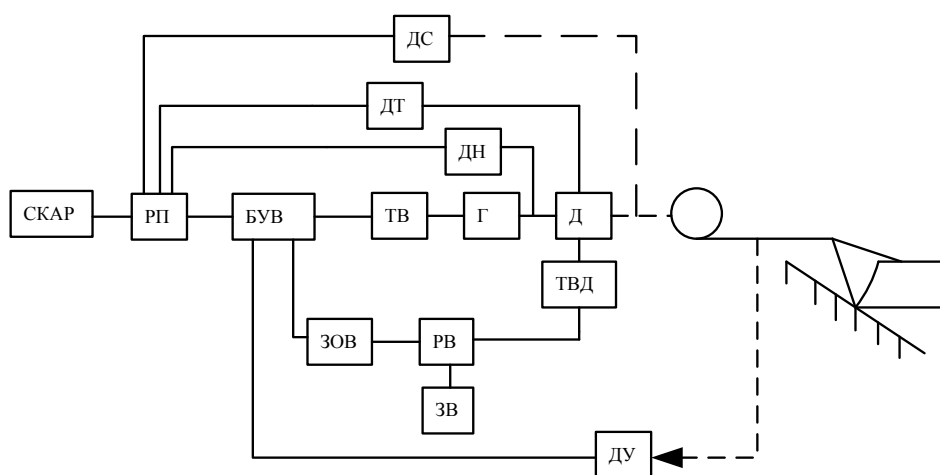


Рис. 9. Структурная схема предлагаемого способа регулирования

Устройство управления приводом механизма тяги экскаватора состоит из сельсинного командоаппарата СКАР, регуляторов привода РП, блока управления возбуждением генератора и двигателя БУВ, тиристорно-

го преобразователя возбуждения генератора ТВ, генератора Г, двигателя Д, тиристорного преобразователя возбуждения двигателя ТВД, датчика напряжения ДН, датчика тока ДТ, датчика усилия в канате ДУ, задатчика ослабления тока возбуждения двигателя ЗОВ, задатчика возбуждения двигателя ЗВ, регулятора возбуждения двигателя РВ.

Электропривод построен по системе подчиненного регулирования параметров с обратными связями по напряжению, току и скорости. Настройка дополнительного контура ослабления возбуждения двигателя выполняется следующим образом. Устанавливается заданный номинальный ток возбуждения двигателя в блоке ЗВ. В задатчике ослабления тока возбуждения ЗОВ формируется сигнал для ослабления тока возбуждения в функции скорости. В регуляторе РВ происходит суммирование двух величин и подается управляющее воздействие на преобразователь ТВД. Максимальный момент стопорения выбирается равным $1,9 - 2 \cdot M_{\text{ном}}$ (рис. 8) и не изменяется в диапазоне скоростей от $0 \dots 0,2 \cdot \omega_{\text{ном}}$ (поле двигателя не ослабляется), что обеспечивается выбором зоны нечувствительности. С увеличением скорости двигателя значение момента уменьшается (ослабляется магнитное поле двигателя) до минимального, равного $1 - 1,1 \cdot M_{\text{ном}}$, что позволяет обеспечить хорошее быстроедействие при маневрировании с заполненным ковшом. Устройство сравнения усилий, создаваемых лебедкой с величиной стопорного усилия в статическом режиме, расположено в блоке БУВ, уставка срабатывания выбирается из расчета максимального тягового усилия лебедки.

Рассмотрим пример работы привода тяги шагающего экскаватора с предлагаемой системой управления. В начале процесса копания машинист экскаватора устанавливая сельсинный командоаппарат (СКАР) в нужное положение, задает требуемую скорость привода. Привод разгоняется на заданную скорость, начинается заполнение ковша породой. Момент сопротивления постепенно увеличивается, скорость двигателя уменьшается согласно характеристики, представленной на рис. 8. Одновременно с этим непрерывно контролируется упругое усилие, создаваемое в канатах лебедки, определяемое по выражению (3). При встрече ковша с препятствием усилие в канатах возрастает и достигает стопорного значения. В этот момент устройство сравнения в блоке БУВ выдает сигнал на ограничение значения скорости двигателя величиной $0,2 \cdot \omega_{\text{ном}}$ и электропривод переходит на характеристику с максимальным тяговым усилием. Ток возбуждения двигателя плавно возрастает в связи со значительной электромагнитной постоянной обмотки возбуждения. Процесс стопорения происходит с меньшими динамическими нагрузками. Осциллограммы моментов на двигателе, валу-шестерне и рабочем органе, скорости двигателя и рабочего органа в режиме пуска на скорость $0,5 \cdot \omega_{\text{ном}}$, наброса нагрузки $M_c = 1,5 \cdot M_{\text{ном}}$ с последующим стопорением $M_{\text{стоп}} = 2 \cdot M_{\text{ном}}$ представлены ниже (рис. 10, а и б). Значения моментов нагрузки и скорости двигателя

показаны в относительных единицах и приведены к номинальным значениям скорости и момента двигателя. Сравнивается два способа регулирования: СТ – существующий и ПР – предлагаемый.

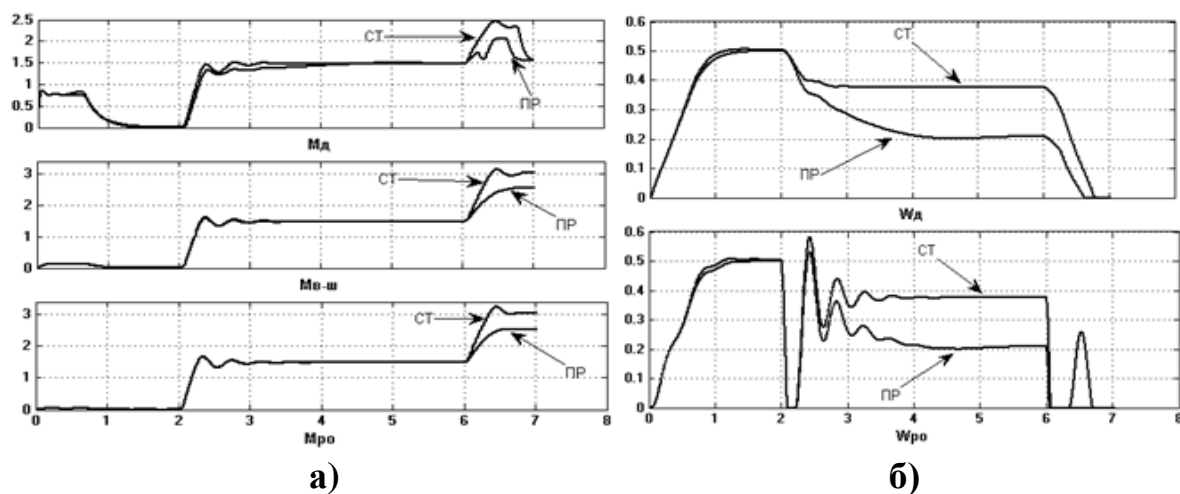


Рис. 10. Осциллограммы нагрузок (а) и скорости (б) при скорости $0,5 \cdot \omega_{НОМ}$, $M_c = 1,5 \cdot M_{НОМ}$ и $M_{стоп} = 2 \cdot M_{НОМ}$

Проведенные исследования нагруженности элементов редуктора и рабочего оборудования позволяют сделать следующие выводы:

1. В режимах пуска переходные процессы скорости предлагаемой и существующей систем управления не имеют отличий.

2. При набросе нагрузки колебания момента двигателя с предлагаемой системой управления практически отсутствуют, скорость нарастания момента незначительно отличается по сравнению с существующей системой.

3. Стопорение механизма происходит с меньшими показателями максимальных динамических нагрузок. При использовании предлагаемой системы управления нагрузки на двигателе, валу-шестерне и рабочем органе нагрузки снижаются на 16 %, 27 % и 20 % соответственно.

4. Интегральные показатели нагрузки (отражают время воздействия максимальной нагрузки на элемент трансмиссии или рабочее оборудование) для двигателя, вала-шестерни и рабочего органа в режимах жесткого стопорения снижаются на 35 %, 37 % и 37 % соответственно при использовании предлагаемой системы управления.

5. Применение предлагаемой системы управления позволяет исключить колебания в приводе тяги, возникающие вследствие упругости каната.

6. На рабочем органе сохраняется достаточная динамическая добавка, обеспечивающая увеличение режущего усилия на зубьях ковша, не превышающая рекомендованного значения коэффициента динамичности $k_d = 1,3$.

Применение предлагаемого способа регулирования позволяет снизить опасные динамические нагрузки в элементах редуктора до допустимых значений и ограничить время их воздействия, увеличить ресурс элементов редуктора и рабочего оборудования при эксплуатации в условиях низких отрицательных температур и плохо подготовленных забоев. Ожидаемый экономический эффект от внедрения предлагаемого способа управления составит 67641 рубль на один экскаватора за год эксплуатации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является законченной научно-квалификационной работой, в которой содержится решение актуальной научно-практической задачи повышения эффективности работы редукторов тяги экскаваторов-драглайнов в экстремальных условиях эксплуатации, имеющей существенное значение для совершенствования и развития горнодобывающей отрасли нашей страны.

Основные научные и практические результаты заключаются в следующем:

1. Исследование статистики отказов копающих механизмов экскаватора позволило установить, что частота отказов редуктора тяги в два раза превышает этот показатель по редуктору подъема. Большая часть простоев связана с выходом из строя редуктора тяги. Установлено, что наименее надежным узлом в редукторе является вал-шестерня $z = 20$, $m = 26$, с которой связано 40 % отказов. Основная причина отказов вала-шестерни – усталостное разрушение.

2. На разработанной трехмассовой модели механизма тяги, которая представляет собой единую электромеханическую систему и конечно-элементной модели вала-шестерни, исследованы динамические нагрузки узле редуктора тяги. Установлено, что вал-шестерня наиболее нагруженный элемент в редукторе.

3. На основании выбранной гипотезы расчета ресурса вала-шестерни обоснован уровень допустимых нагрузок для данного элемента, что позволяет продлить ресурс детали. Рассмотрены основные причины возникновения динамических нагрузок и, как рекомендацией к их снижению, предложен способ управления моментом двигателя, согласно предлагаемого алгоритма.

4. Техническая реализация предлагаемого способа управления осуществляется регулированием момента двигателя путем управления током якоря и магнитным потоком машины с учетом усилий, возникающих в канатах механизма тяги. Анализ результатов моделирования и сравнение нагрузок в элементах трансмиссии и рабочем оборудовании со стандартной системой управления позволяет судить об эффективности предлагаемого способа управления.

5. Результативность выполненных исследований подтверждается ожидаемым экономическим эффектом в размере 67641 рубль в год на один экскаватор, получаемых за счет уменьшения числа аварийных отказов механического оборудования и связанных с ними простоев экскаватора. Дополнительная прибыль будет получена за счет увеличения ресурса всех узлов механизма тяги, снижения затрат на приобретение запасных частей и сокращения численности ремонтного персонала.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в ведущих научных изданиях и журналах, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ

1. Иов И.А. Исследование надежности редукторов шагающих экскаваторов ЭШ 20.90 // Вестник ИрГТУ. – Иркутск : Изд-во ИрГТУ. – 2014. – № 5 (88). – С. 29–33.

2. Иов И.А. Снижение уровня динамических нагрузок в элементах редуктора привода тяги экскаваторов-драглайнов / И.А. Иов, А.В. Сорокин, А.С. Леоненко // Вестник ИрГТУ. – Иркутск : Изд-во ИрГТУ. – 2014. – № 8 (91). – С. 22–26.

Прочие публикации

1. Иов И.А. Анализ повреждаемости тягового и подъемного механизмов экскаваторов ЭШ 20.90 на разрезе «Черемховский» / И.А. Иов, А.А. Еньшин // Проблемы освоения минеральной базы Восточной Сибири : сб. науч. тр.; под ред. проф. Б.Л. Тальгамера. – Иркутск : Изд-во ИрГТУ. – 2012. – Вып. 12. – С. 64–68.

2. Иов И.А. Оценка загруженности трансмиссии привода тяги шагающего экскаватора ЭШ 20.90 // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2014. – № 3 (43). – С. 60–63.

Подписано в печать 24.09.2014. Формат 60 x 90 / 16.
Бумага офсетная. Печать цифровая. Усл. печ. л. 1,5.
Тираж 100 экз. Зак. 186. Поз. плана 12н.

Лицензия ИД № 06506 от 26.12.2001
Иркутский государственный технический университет
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83