

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ
ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

На правах рукописи

СИРИГОС Павел Аристидович

**УСТАНОВЛЕНИЕ НАГРУЗОК И РАЦИОНАЛЬНЫХ
ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДСИСТЕМ ПОДВЕСКИ
И ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ
ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ**

Специальность 05.05.06 — «Горные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Диссертация является рукописью.

Работа выполнена в Донецком государственном техническом университете.

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор *Горбатов П. А.*

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор *Франчук В. П.*; кандидат технических наук *Святный Н. А.*

Ведущее предприятие — Горловский машиностроительный завод им. Кирова.

Защита диссертации состоится «*17*» *декабрь* 1993 г. в «*12*» час. на заседании специализированного совета Д 068.20.02 при Донецком государственном техническом университете: 340000, Донецк, ул. Артема, 58.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Донецкого государственного технического университета.

Автореферат разослан «*17*» *ноябрь* 1993 года.

Ученый секретарь
специализированного совета
профессор, докт. техн. наук



В. И. ЧЕРНЯЕВ

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00802304 (H)

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Процесс перехода современной экономики

к рыночным отношениям предъявляет высокие требования к горным машинам, в том числе к очистным комбайнам, с позиции их технического уровня и конкурентоспособности. В соответствии с концепцией развития комбайновой выемки и конвейерной доставки в очистных забоях на период до 2000 г. предусматривается повышение ресурса очистных комбайнов в 1,5...2 раза, увеличение к.п. производительности на 30...40 %.

Обеспечение указанных требований делает весьма важными дальнейшие разработки в области оптимизации динамических параметров силовых подсистем комбайнов. Несмотря на имеющиеся достижения в этой области, до настоящего времени явно недостаточно исследованы особенности динамических процессов в обладающих низким уровнем расстройки собственных частот силовых подсистемах, что во многих случаях является отличительной особенностью тяжелых очистных комбайнов с жесткими тяговыми органами. Слабо изучено воздействие внутренних источников возмущений в резонансных зонах на процессы, протекающие в силовых подсистемах. Практически не изучены закономерности поведения подсистемы подвески исполнительных органов в процессе срабатывания предохранительных клапанов гидроцилиндров регулирования. Отсутствуют эффективные виброзащитные устройства для современных подсистем привода шнеков при наличии планетарных передач, расположенных в местах сопряжений поворотных редукторов и исполнительных органов, требуют совершенствования методики, позволяющие устанавливать исходные данные для проектирования и рациональные динамические параметры подсистем подвески и привода шнековых органов. Таким образом, исследования, направленные на повышение технического уровня тяжелых очистных комбайнов с жесткими тяговыми органами за счет улучшения динамических свойств подсистем подвески и привода исполнительных органов, являются актуальными.

Работа выполнена в рамках госбюджетной темы Г2-88 (вошла в перечень заданий во исполнение постановления Совмина Украины №272 от 11.07.85 г.) и хозяйственной темы Х86-90 (включена в республиканскую комплексную научно-техническую программу РН.Ц.003 "Материалоёмкость").

Цель работы: установление закономерностей формирования динамических нагрузок и рациональных параметров подсистем подвески и

привода исполнительных органов тяжелых очистных комбайнов с жесткими тяговыми органами.

Идея работы заключается в корректировке динамических свойств исследуемых подсистем, обеспечивающей улучшение их функционирования в стационарных и нестационарных режимах работы.

Научные положения, разработанные лично соискателем, и их научная новизна :

- установлено, что разработанные нелинейные математические модели силовых подсистем комбайна, отражающие доминирующие внутренние и внешние связи и отличающиеся учетом внутренних источников возмущений и динамических свойств виброзащитных устройств пружинно-винтового типа и предохранительных клапанов гидроцилиндров регулирования шнеков, позволяют достаточно полно отражать специфику процессов, формирующихся в подсистемах подвески и привода тяжелых очистных комбайнов;
- впервые выявлено, что наличие низкой степени расстройки собственных частот силовых подсистем не достаточно для обеспечения высокого уровня взаимодействия их между собой; важнейшим условием такого взаимодействия также является наличие в зоне резонансных частот весомой дисперсии составляющих внешней нагрузки на все взаимосвязанные подсистемы;
- впервые установлены основные закономерности формирования динамических процессов в подсистеме подвески опережающего шнека при нестационарных режимах работы. Показано, что снижение давления настройки предохранительного клапана гидроцилиндра регулирования приводит к существенному повышению присечки пород кровли, увеличение сопротивляемости резанию пород кровли и уменьшение давления настройки клапана обуславливают повышение для подсистемы привода и снижение для подсистемы подвески средних уровней составляющих внешней нагрузки; выявлены количественные оценки влияния указанных факторов;
- установлено, что использование предложенного виброзащитного устройства с рекомендуемыми параметрами обеспечивает снижение среднеквадратических отклонений крутящих моментов в редукторах подсистемы привода с планетарной передачей не менее чем в 1,3 раза.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций диссертационной работы подтверждаются :

применением современных методов теории колебаний, статистической динамики и структурно-параметрической оптимизации динамических систем; использованием при натуральных экспериментах измерительной аппаратуры, отвечающей условиям безискаженной передачи информации в рассматриваемом частотном диапазоне; достаточностью для решения поставленных задач объема материала, полученного при натурном и вычислительном экспериментах; приемлемой степени адекватности разработанных математических моделей реальным физическим объектам, установленной сравнительным анализом результатов натурального эксперимента и моделирования (максимальные расхождения основных статистических характеристик не превышают 20 %).

Значение работы. Научное значение диссертации заключается в развитии теории работы и совершенствовании подсистем подвески и привода исполнительных органов тяжелых очистных комбайнов с жестким тяговым органом как динамических объектов.

Практическое значение работы состоит в возможности использования при создании, совершенствовании и исследовании очистных комбайнов: разработанных математических моделей динамического поведения подсистем подвески и привода исполнительных органов при стационарных и нестационарных режимах работы; методик установления нагрузок и выбора рациональных параметров подсистем подвески и привода, реализованных в виде нормативных документов; конструктивной схемы виброзащитного устройства для подсистемы привода с планетарной передачей, расположенной в месте сопряжения поворотного редуктора и шнека; оценок статистических характеристик нагрузок и основных закономерностей формирования динамических процессов; значений динамических параметров исследуемых силовых подсистем.

Реализация выводов и рекомендаций работы. Основные результаты исследований с выводами и рекомендациями переданы Горловскому машзаводу им. Кирова, ПНИИ и другим организациям и использованы: при расчете нагрузок и установлении рациональных параметров подсистем подвески и привода комбайнов типа 2ПШ63Б и 2РКУ120; при разработке нормативных документов СТП-50-0137-90 "Система подвески и регулирования исполнительных органов. Выбор параметров и расчет максимальных нагрузок", СТП-50-0135-90 "Система привода исполнительных органов с виброзащитными устройствами. Выбор рациональных динамических и конструктивных параметров виброзащитных устройств", РД42.046-90 "Определение нагрузок и рациональ-

ных динамических параметров системы привода"; при выполнении научно-исследовательских работ и в учебном процессе ДТУ.

Апробация работы. Основные положения диссертации и ее отдельные разделы докладывались и обсуждались на научно-технических советах Горловского машзавода им. Кирова в 1989...1993 гг., в ДНИИ в 1990 г., на кафедре "Торные машины" ДТУ в 1990, 1993 гг., на расширенном заседании кафедры "Торные машины" ДТУ в 1993 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 статей и получено 2 авторских свидетельства на изобретения.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и приложений. Работа изложена на 147 страницах машинописного текста, содержит 76 рисунков, 23 таблицы, список литературы из 193 наименований и 17 приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Исследованию динамики очистных комбайнов и решению актуальной задачи повышения их технического уровня посвящены работы Донгипроуглемаша, ИГД им. А.А.Скочинского, ГМЗ им. Кирова, Гипроуглемаша, ДНИИ, ИГТМ АН Украины, Автоматгормаша, ДонУТИ, МГИ, Санкт-Петербургского ГИ, ГТА Украины, ТПИ, КарПИ, КузПИ, ДТУ, ДИИ и других организаций. Выполненные экспериментальные и теоретические исследования для очистных комбайнов с жесткими тяговыми органами (ЖТО) позволили в сравнительно полной степени установить нагрузки и закономерности формирования их динамических составляющих в силовых подсистемах. Вместе с тем, как свидетельствует анализ литературных данных применительно к исследованиям динамики подсистем подвески (ПРО) и привода исполнительных органов (ППО) тяжелых очистных комбайнов с ЖТО, в настоящее время не достаточно изучен ряд важных вопросов.

Не достаточно исследованы особенности динамического функционирования силовых подсистем, обладающих низкой расстройкой собственных частот, что в ряде случаев может обуславливать их высокий уровень взаимодействия между собой. Установлено, что для характерных горно-технических условий применения тяжелых очистных комбайнов с ЖТО может иметь место достаточно высокая близость собственных частот электродвигателя, механической части ППО, опережающей ПРО и подсистемы подачи. Так, например, значения этих частот (в Гц) составляют соответственно для машин: 2ГН68Б - 11, 13,5, 16,9, 11,4; для 2РКУ120 - 9,5, 11, 9,2, 9,8. Весьма важным является изучение

влияния возмущений, обусловленных работой тихоходных зубчатых передач поворотных редукторов, с частотами, лежащими в резонансных зонах, на динамические процессы во взаимосвязанных подсистемах (например, для комбайна 2ГШ68Б - 15 Гц).

Вследствие практического отсутствия исследований закономерностей динамического поведения ПРО в процессе срабатывания предохранительных клапанов гидроцилиндров регулирования выбор давления их настройки, как правило, осуществляется на основе статических подходов.

Повышенные динамические нагрузки, формирующиеся в элементах подсистем тяжелых комбайнов, обуславливают низкие показатели надежности этих машин. Для ряда таких комбайнов характерным является наличие в ППО планетарной передачи, расположенной в месте сопряжения поворотного редуктора и шнека. Такая компоновка не позволяет использовать известные конструкции эффективных виброзащитных устройств (ВЗУ) в исполнительных органах и требует создания новых устройств для снижения высоких динамических нагрузок. Необходимы дальнейшие разработки по совершенствованию инженерных методов установления исходных данных для проектирования и выбора параметров ПРО и ППО, так как существующие в настоящее время, как правило, не в должной мере учитывают динамические свойства этих подсистем и особенности внешних нагрузок на исполнительных органах.

Исходя из изложенного, для достижения поставленной в работе цели решались следующие основные задачи: исследовать в составе очистного комбайна особенности динамического функционирования в стационарных рабочих режимах взаимодействующих ПРО и ППО, обладающих низким уровнем расстройки собственных частот между собой и по отношению к другим подсистемам и имеющих внутренние источники возмущений в резонансных зонах; исследовать закономерности формирования динамических процессов в подсистеме подвески в нестационарных рабочих режимах, обусловленных процессом срабатывания предохранительного клапана гидроцилиндра регулирования шнека; разработать средства снижения динамических нагрузок в элементах ППО при наличии планетарной передачи в кинематической цепи, обосновать их рациональные параметры на основе решения многокритериальной задачи оптимизации и установить степень эффективности ВЗУ; разработать и внедрить инженерные методики для установления исходных данных для проектирования и выбора параметров ПРО и ППО.

В качестве основных объектов исследований были приняты тяжелые комбайны типа 2ГШ68Б и 2РКУП20, оснащаемые ЖТО.

При разработке эквивалентных расчетных схем (см. рис. I) и математических моделей динамического поведения исследуемых подсистем в стационарных рабочих режимах учитывались динамические свойства ВЗУ, внутренние возмущения в редукторах с частотой основной гармоники f_k , обусловленные работой тихоходных зубчатых передач, зависимость составляющих внешней нагрузки на исполнительных органах от ряда обобщенных координат и их производных, возможность совместной и раздельной работы электродвигателей ПЮ. При этом реализованы следующие основные допущения : динамическое поведение рассматриваемых объектов, состоящих из четырех взаимодействующих через внутренние и внешние связи подсистем (подвески, привода, корпусной и подачи), достаточно полно описывается с помощью представленных на рис. I обобщенных координат; управляющие воздействия на силовые подсистемы отсутствуют; силами, обусловленными погрузкой горной массы шнеками достаточно больших диаметров, пренебрегаем; приводное колесо подсистемы подачи (при наличии двух двигателей - эквивалентное приводное колесо) вращается равномерно; ВЗУ работают на линейном участке рабочей характеристики; диссипативные элементы рассматриваются как линейные.

На рис. I обозначены : $O_X Y Z$; $O_C X_C Y_C Z_C$; $O' X' Y' Z'$; $O'' X'' Y'' Z''$ - системы координат, оси которых проходят через неподвижную точку O_n , центр масс O_c очистного комбайна и точки O' и O'' пересечения осей сопряжения основных и поворотных редукторов с завальной плоскостью комбайна; $u_1 \dots u_{12}$ - обобщенные координаты, характеризующие поведение исследуемых подсистем с традиционными структурами; $u_{13} \dots u_{16}$ - обобщенные координаты, описывающие поведение ВЗУ в редукторах привода при наличии планетарных передач; G_1, G_2 и G_3, G_4 и G_5 - соответственно силы тяжести комбайна, поворотных редукторов и исполнительных органов; R_{aq}, R_{bq}, R_{cq} - составляющие внешней нагрузки на q -м ($q=1,2$) исполнительном органе; $\alpha_{пл}$ - угол наклона вынимаемого пласта; $\bar{\omega}$ - средняя частота вращения шнека; $I \dots 4$ - опоры комбайна.

Нагрузки на шнеках определялись в результате векторного сложения усилий, действующих на каждый резец. Усилия, формирующиеся на резаках, рассчитывались на основе разработанных ДТУ методик и алгоритмов в функции фактических толщин стружки, задних углов, углов резания и проекций площадок затупления режущего инструмента, зависящих от обобщенных координат $u_1 \dots u_6, u_8, u_9$ и их производных $\dot{u}_1 \dots \dot{u}_6, \dot{u}_8, \dot{u}_9$, с учетом случайных составляющих нагрузок, обусловленных элементарными сколами.

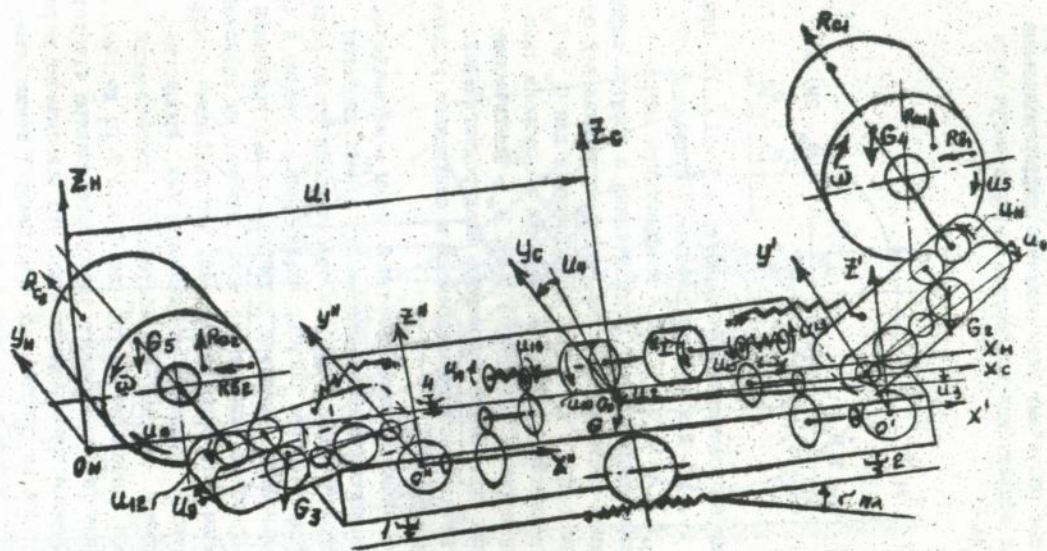


Рис. 1. Эквивалентная расчетная схема исследуемых объектов

С использованием уравнений Лагранжа II рода на базе разработанных эквивалентных расчетных схем получены дифференциальные уравнения движения исследуемых подсистем, которые могут быть представлены в виде :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_j (A_{sj} \ddot{u}_j + E_{sj} \dot{u}_j + H_{sj} u_j) = Q_s; \\ (I + T_{\omega} \frac{d}{dt}) \left[\frac{S_k (M_{\omega} + T_{\omega} \dot{M}_{\omega})}{I - (\dot{u}_{\omega} - \dot{u}_s) \omega_0^{-1}} \right] + \frac{I - (\dot{u}_{\omega} - \dot{u}_s) \omega_0^{-1}}{S_k} M_{\omega} - 2M_k = 0. \end{array} \right. \quad (I)$$

При отсутствии виброзащитного устройства $s, j = 1 \dots 12$, при наличии ВЗУ $s, j = 1 \dots 16$. Для двухдвигательного привода $\omega = 7, 10$.

Здесь $A_{sj} = A_{js}$; $E_{sj} = E_{js}$; $H_{sj} = H_{js}$ - коэффициенты, отражающие соответственно инерционные, диссипативные и упругие характеристики исследуемой системы; Q_s - сила, соответствующая s -й обобщенной координате (при $s = 11$ и 12 в выражениях для Q_{11} и Q_{12} учтены параметры основной гармоники возмущений со стороны тихоходных передач поворотных редукторов); S_k, M_k - фактические значения критических скольжений и моментов электродвигателей; T_{ω}, ω_0 - электромагнитная постоянная времени и синхронная угловая скорость электродвигателей.

При разработке эквивалентной расчетной схемы и математической модели динамического функционирования ПРО в нестационарных режимах работы, обусловленных процессом срабатывания предохранительного клапана гидроцилиндра регулирования, использование в качестве базы для дальнейшего развития дифференциальных уравнений движения (I), как показали выполненные исследования, не представляется целесообразным. Это обусловлено тем, что указанные режимы работы характеризуются наличием в динамических процессах в силовых подсистемах весомых колебательных составляющих с сильно отличающимися значениями частот (от 0,5... 2 Гц до 240... 340 Гц). Рассмотрение такого широкого частотного спектра требует громадных затрат времени при моделировании, что практически отрицает реализацию моделей на современных ЭВМ. Следует также отметить, что для решения поставленных задач учет взаимодействия 4-х силовых динамических подсистем в рассматриваемых режимах может в первом приближении не учитываться.

На рис. 2 представлены расчетная и гидравличес-

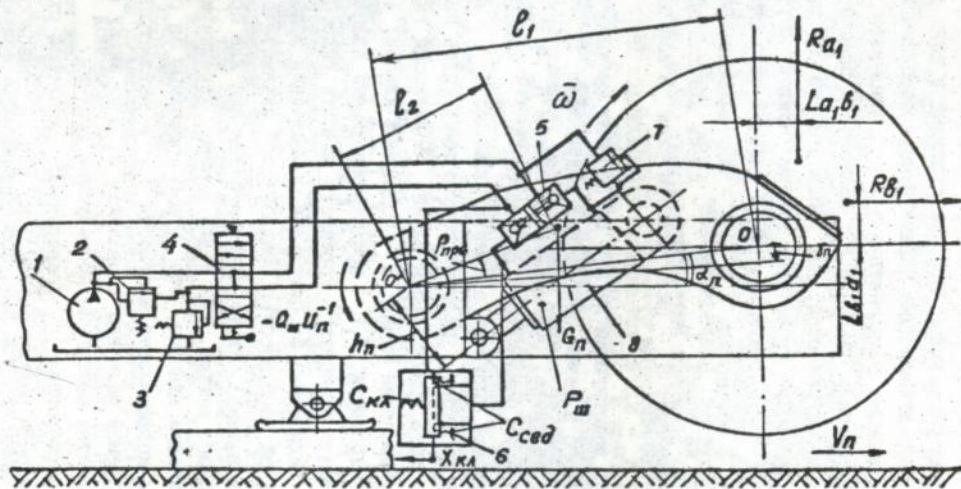


Рис. 2. Расчетная и гидравлическая схемы подсистемы подвески при нестационарных режимах работы

кая схемы ПРО, позволяющие исследовать динамические процессы в нестационарном режиме работы, обусловленном срабатыванием предохранительного клапана. При этом реализованы следующие основные допущения: угловая скорость органа и скорость подачи комбайна V_{Π} постоянные; рассматривается гидросистема, обеспечивающая работу обеих полостей гидроцилиндра ПРО при отсутствии их связи с линиями гидросистемы управления; ПРО представлена в виде динамического объекта с сосредоточенными параметрами, состояние которого описывается обобщенными координатами γ_{Π} , $x_{кл}$, давлением в более нагруженной полости гидроцилиндра P_{Π} ; волновые процессы в гидросистеме ПРО не рассматриваются; все диссипативные и упругие элементы обладают линейными свойствами внутри каждой структуры "клапан закрыт" и "осуществляется сброс рабочей жидкости через клапан". На рис. 2 обозначены: R_{a1} , R_{b1} - составляющие вектора внешней нагрузки на шнеке; L_{a1b1} , L_{b1a1} - плечи приложения сил R_{a1} , R_{b1} соответственно; G_{Π} - сила тяжести узла "поворотный редуктор - шнек"; h_{Π} - плечо установки гидроцилиндра ПРО; $-Q_{\Pi} \omega_{\Pi}^{-1}$ - крутящий момент, действующий на ПРО со стороны зубчатого колеса ППО, расположенного в месте сопряжения редукторов; Q_{Π} - внешний момент кручения на шнеке, обусловленный силами R_{a1} и R_{b1} ; ω_{Π} - передаточное отношение поворотного редуктора; $C_{кл}$ - коэффициент продольной жесткости упругого элемента клапана; $C_{сед}$ - коэффициент характеризующий жесткость (включая контактную) седла клапана; 1 - гидронасос; 2 - предохранительный клапан, защищающий гидронасос 1 в процессе регулирования шнека; 3 - подпорный клапан; 4 - распределитель; 5 - гидрозамок; 6, 7 - предохранительные клапаны, защищающие соответственно штоковую и поршневую полости гидроцилиндра 8 при закрыто гидрозамке 5. Остальные обозначения ясны из рис. 2.

Отличительной особенностью предлагаемой математической модели ПРО является возможность ее использования как для предшествующего стационарного режима, так и для режима, характеризующего процесс срабатывания клапана. Это стало возможным за счет предлагаемого учета коэффициента жесткости $C_{сед}$ и рассмотрения в качестве анализируемой величины координаты $x_{кл}$, по знаку изменения которой определяется состояние исследуемой системы.

В соответствии с приведенной расчетной схемой ПРО в нестационарном режиме работы (см. рис. 2) разработана ее математическая модель. Система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\begin{cases}
 I_{\Pi} \ddot{\gamma}_{\Pi} + \beta_{\Pi} \dot{\gamma}_{\Pi} - (P_{\text{ш}} - P_{\text{пш}}) S_{\text{ш}} h_{\Pi} = Q_{\Pi}; \\
 m_{\text{кл}} \ddot{x}_{\text{кл}} + \beta_{\text{кл}} \dot{x}_{\text{кл}} k_1 + C_{\text{сод}} x_{\text{кл}} k_2 + C_{\text{кл}} (x_{\text{кл}} + x_{\text{кдо}}) = \\
 = 0,25\pi d_{\text{кл}}^4 P_{\text{кл}} k_2 + 0,25\pi (d_{\text{кл}} - x_{\text{кл}} \sin \alpha)^4 (P_{\text{ш}} - P_{\text{сд}}) k_3; \\
 \dot{\gamma}_{\Pi} h S_{\text{ш}} = -\dot{P}_{\text{ш}} S_{\text{ш}}^2 C^{-1} - \mu \pi d_{\text{кл}} \sin \alpha / 2 (2/\rho (P_{\text{ш}} - P_{\text{сд}}))^{\alpha/2} x_{\text{кл}} k_3.
 \end{cases} \quad (2)$$

Здесь приняты следующие обозначения: I_{Π} - момент инерции ПРО; β_{Π} , $\beta_{\text{кл}}$ - интегральные коэффициенты сопротивления ПРО и предохранительного клапана; $P_{\text{пш}}$ - давление подпора в более нагруженной полости гидроцилиндра; Q_{Π} - обобщенная сила, действующая по координате γ_{Π} ; $m_{\text{кл}}$ - масса запорного элемента клапана с учетом приведенных к ней масс перемещающихся элементов; $x_{\text{кдо}}$ - предварительный натяг упругого элемента клапана; α , $d_{\text{кл}}$ - угол конусности запорного элемента и диаметр подклапанного отверстия соответственно; $P_{\text{сд}}$ - давление в гидрочлнии, в которую осуществляется сброс рабочей жидкости из клапана; $C_{\text{мш}}$ - коэффициент линейной жесткости условной механической связи, являющейся аналогом гидроцилиндра; μ - коэффициент расхода рабочей жидкости через клапан; ρ - плотность рабочей жидкости; $S_{\text{ш}}$ - площадь штоковой полости гидроцилиндра; k_1, k_2, k_3 - корректирующие коэффициенты.

Система (2) позволяет имитировать динамическое состояние ПРО как до, так и в процессе срабатывания клапана. При $x_{\text{кл}} \leq 0$ клапан закрыт и $k_1 = k_2 = 1$, а $k_3 = 0$, при $x_{\text{кл}} > 0$ клапан осуществляет сброс рабочей жидкости и $k_1 = 0$, $k_2 = 1$, а $k_3 = b$ (величина b зависит от конструктивных особенностей клапана и составляет 0,44 для клапана ПП68.00.21.090 и 0,6 для СТП 2075-81).

Обобщенные силы Q_{Π} и $Q_{\text{ш}}$ определялись аналогично как и для системы (1), при этом рассматривалась возможность потери некоторыми резаками контакта с разрушаемым массивом, для чего предложено учитывать упругие свойства пласта.

Для реализации полученных математических моделей ПРО и ППО в составе комбайна на ЭВМ ЕС-1060 разработаны программы на алгоритмическом языке ФОРТРАН.

Необходимые характеристики инерции, диссипации и жесткости определялись экспериментально, по литературным данным и расчетом.

Натурные экспериментальные исследования ПРО и ППО комбайна с ЖТО, выполненные ДГТУ совместно со Стахановским филиалом КГМИ и

ГМЗ им. Кирова при непосредственном участии автора в условиях полно-размерного стенда с углецементным блоком, позволили установить высокую динамичность нагрузок в этих подсистемах, а также выявить наличие в ППО колебаний, обусловленных работой тихоходных зубчатых передач поворотных редукторов, частоты которых весьма близки к резонансным частотам рассматриваемого объекта.

На основе анализа результатов натуральных экспериментальных исследований (в шахте и на углецементном блоке) комбайнов ГШ68 и РКУ13 установлены значения оценок амплитуд основных гармоник возмущений со стороны тихоходных зубчатых передач в редукторах, математическое ожидание которых составляет 800 Нм. Также экспериментально на специальном нагрузочном стенде определены динамические параметры двух исследуемых предохранительных клапанов.

Анализ всей совокупности полученных экспериментальных и модельных данных позволил сделать вывод о достаточной степени адекватности разработанных математических моделей реальным объектам.

В результате моделирования на ЭВМ стационарных режимов работы ПРО и ППО тяжелых очистных комбайнов 2ГШ68Б и 2РКУ120, обладающих низким уровнем расстройки собственных частот между собой и по отношению к другим подсистемам, установлены статистические характеристики и основные закономерности формирования исследуемых динамических процессов. Изучен спектральный состав детерминированных составляющих внешней нагрузки на шнеках при разрушении пластов простого и сложного строения, формирование которых зависит от схемы набора рабочего инструмента, структуры и характеристик разрушаемости пласта. Показано, что в спектральном составе динамических процессов в силовых подсистемах комбайнов выделяются доминирующие составляющие с частотами, соответствующими резонансным частотам. Установлено, что для исследуемых машин низкий уровень расстройки собственных частот ПРО и ППО как между собой, так и по отношению к подсистеме подачи является только необходимым условием их высокого уровня взаимодействия (соответствующего опытам, когда удельный вес составляющих с частотами, лежащими в резонансной области, достаточно высок применительно к процессам-откликам во всех трех рассмотренных подсистемах). Весьма важным условием такого взаимодействия также является наличие в зоне резонансных частот весомой дисперсии составляющих внешней нагрузки на все взаимосвязанные подсистемы. Указанные составляющие формируются как результат совместного проявления компонентов детерминированного характера и компонентов, обусловленных внешними (по скорос-

тям и перемещениям) связями объекта с горным массивом и зависящих от динамических свойств подсистем, структуры и характеристик разрушаемости пласта. Показано, что учет возмущений от тихоходных передач редукторов ППО приводит к существенным погрешностям в оценках спектральных плотностей исследуемых процессов в зоне частот, близких к f_k , и, следовательно, к ошибкам при объяснении физической сущности формирования динамических нагрузок в рассматриваемых подсистемах.

Выявлены закономерности формирования динамических процессов в ПРО при нестационарных режимах работы, обусловленных срабатыванием предохранительного клапана гидроцилиндра регулирования. Показано, что такие режимы характеризуются возможностью кратковременной потери некоторыми резами контакта с разрушаемым пластом вследствие неуправляемого перемещения шнека, что обуславливает изменение процесса формирования внешней нагрузки. Установлено, что для комбайнов типа 2ГШ68Б: снижение давления настройки предохранительного клапана гидроцилиндра опережающего шнека и повышение сопротивляемости резанию пород кровли обуславливают увеличение для подсистемы привода и уменьшение для подсистемы подвески средних уровней внешней нагрузки. Показано, что низкий уровень давления настройки клапана P_n приводит к существенному увеличению толщины пачки присекаемой кровли (в 3,8 раза при уменьшении значения P_n от 50 МПа до 40 МПа) и динамичности составляющих внешней нагрузки. Установлен рациональный уровень давления настройки клапана гидроцилиндра ПРО комбайна типа 2ГШ68Б, который следует принимать из диапазона $P_n \in [45 ; 50]$, МПа.

Для ППО тяжелых очистных комбайнов при наличии в их структуре планетарной передачи предложено ВЗУ (а.с.1671853), выполненное на основе пружинно-винтовой связи между шестерней, сидящей свободно на быстроходном валу (см. координаты u_{13} и u_{14} на рис. 1), и ведущего элемента (см. координаты u_{13} и u_{14}), расположенного на шлицевом участке этого вала. На основе решения многокритериальной задачи оптимизации обоснованы рациональные, с точки зрения снижения динамических нагрузок в редукторных группах ППО с планетарной передачей комбайна 2РКУП20, значения параметров ВЗУ. Показано, что достаточно эффективное снижение среднеквадратических отклонений крутящих моментов в редукторах обеспечивается при следующих конструктивно реализуемых параметрах ВЗУ: приведенный к валу двигателя коэффициент жесткости устройства $C_{взу} \in [210 ; 240]$, Нм/рад, коэффициент относительного демпфирования $\phi_{взу} \in [0,21 ; 0,23]$. В

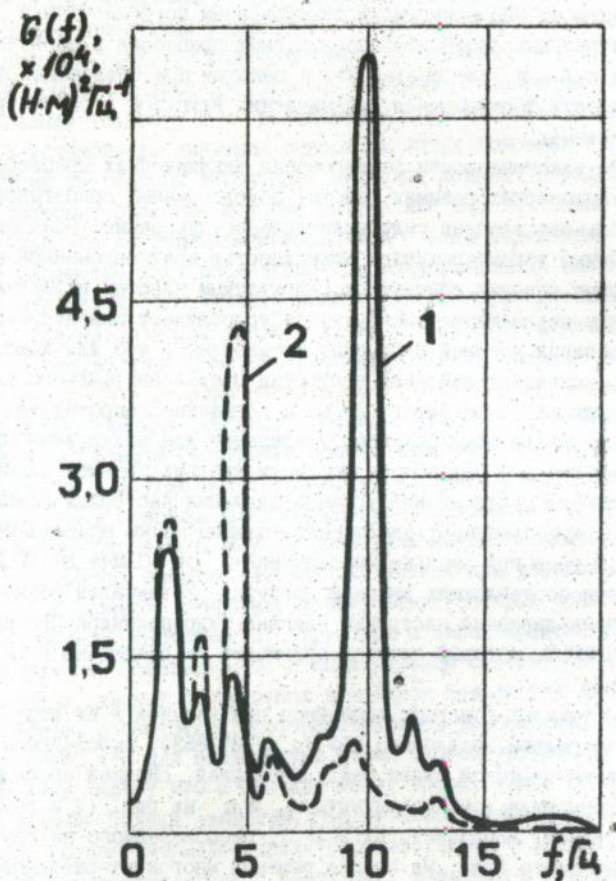


Рис. 3. Графики спектральных плотностей моментов в редукторе подсистемы привода с планетарной передачей

качестве примера на рис. 3 представлены графики спектральных плотностей моментов в редукторе опережающей ППО при отсутствии (кривая 1) и наличии ВЗУ с указанными параметрами (кривая 2).

Разработанные инженерные методики, предназначенные для установления рациональных параметров ПРО и ППО, обладают рядом отличительных особенностей, прежде всего возможностью расчета оценок требуемого давления настройки предохранительных клапанов гидроцилиндров подсистемы подвески с учетом подпора в их полостях и учетом динамических свойств нового ВЗУ в структуре подсистемы привода с планетарной передачей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе получено новое решение актуальной научной задачи установления особенностей формирования динамических процессов в подсистемах подвески и привода исполнительных органов при стационарных и нестационарных режимах работы и обоснования путей и средств совершенствования динамических свойств этих подсистем для тяжелых очистных комбайнов с жесткими тяговыми органами.

Реализация рекомендаций и методик по установлению нагрузок и рациональных динамических параметров подсистем подвески и привода позволяет на стадии проектирования повысить технический уровень рассматриваемых машин.

Основные выводы, научные и практические результаты, полученные в работе :

1. Разработанные нелинейные имитационные математические модели, алгоритмы и программы, учитывающие доминирующие внутренние и внешние связи взаимодействующих подсистем в составе очистного комбайна, динамические свойства предложенного виброзащитного устройства и наличие внутренних источников возмущений в редукторах, позволяют прогнозировать динамические нагрузки в подсистемах подвески и привода в стационарных рабочих режимах и решать задачи оптимизации их динамических свойств.

Разработанная нелинейная математическая модель, алгоритм и программа, отражающие функционирование подсистемы подвески в процессе срабатывания предохранительного клапана гидроцилиндра регулирования шнека и учитывающие упругие свойства седла клапана и горного массива, позволяют устанавливать особенности формирования динамических процессов в этой подсистеме в нестационарных рабочих режимах.

2. В результате исследований подсистем подвески и привода тяжелых очистных комбайнов 2ГШ68Б и 2РКУП20, обладающих низким уровнем расстройки собственных частот как между собой, так и по отношению к другим силовым подсистемам, установлены статистические характеристики и основные закономерности формирования динамических процессов при стационарных рабочих режимах. При этом:

- выявлена высокая динамическая нагруженность исследуемых подсистем с традиционными структурами и сформулирован вывод о необходимости совершенствования их динамических свойств. Показано, что в спектральном составе исследуемых процессов выделяются доминирующие составляющие с частотами (Гц): 2,05 и 4,1 для машины 2ГШ68Б и 1,45 и 2,9 для 2РКУП20, обусловленные прежде всего силовой неуравновешенностью трехлопастных шнеков; II.8...16 (2ГШ68Б) и 9,5...11 (2РКУП20), соответствующими резонансным частотам исследуемых объектов, на формирование которых оказывают влияние динамические свойства подсистем и параметры схем набора резцов, разрушаемых массивов и возмущений со стороны тихоходных зубчатых передач;

- установлено, что для исследуемых машин низкий уровень расстройки собственных частот подсистем подвески и привода как между собой, так и по отношению к подсистеме подачи является только необходимым условием их высокого уровня взаимодействия; важнейшим фактором проявления такого взаимодействия также является наличие в зоне резонансных частот весомой дисперсии составляющих внешней нагрузки на все указанные подсистемы. Эти составляющие формируются как результат совместного проявления компонентов, обусловленных внешними связями объекта с горным массивом, и компонентов детерминированного характера;

- показана важность на стадии проектирования рациональной разбивки по отдельным передачам общего передаточного отношения редукторной группы подсистемы привода, обеспечивающей отсутствие резонансных или близких к ним режимов работы вследствие наличия возмущений от тихоходных передач.

3. Установлены основные закономерности формирования динамических процессов в подсистеме подвески и внешней нагрузки на опережающем органе при нестационарных рабочих режимах. При этом:

- выявлена возможность кратковременной потери некоторыми резцами контакта с разрушаемым пластом вследствие неуправляемого перемещения шнека, что обуславливает изменение процесса формирования внешней нагрузки;

- установлено, что для комбайнов типа 2ГШ68Б: снижение давления настройки предохранительного клапана и повышение сопротивляемости резанию пород кровли обуславливают увеличение для подсистемы привода и уменьшение для подсистемы подвески средних уровней составляющих внешней нагрузки;

- показано, что при выборе давления настройки клапана необходимо учитывать, что низкий его уровень обуславливает повышение динамичности составляющих внешней нагрузки и существенное увеличение толщины пачки присекаемой кровли (в 3,8 раза при уменьшении P_n от 50 МПа до 40 МПа);

- установлено, что рациональный уровень давления настройки предохранительного клапана для комбайнов типа 2ГШ68Б следует принимать из диапазона $P_n \in [45 ; 50]$, МПа.

4. Для подсистемы привода комбайнов с планетарной передачей разработано и защищено авторским свидетельством виброзащитное устройство и установлены его рациональные динамические параметры, обеспечивающие уменьшение среднеквадратичных отклонений крутящих моментов в редукторных группах опережающего и отстающего шнеков соответственно в 1,5 и 1,3 раза при разрушении массива сложного строения.

5. Разработаны и внедрены инженерные методики, позволяющие достаточно корректно устанавливать исходные данные для проектирования и рациональные динамические параметры подсистем подвески и привода исполнительных органов.

6. Результаты, полученные в диссертационной работе, использованы ГМЗ им.Кирова, ПНИУИ и другими организациями и могут быть также применены при создании и модернизации очистных комбайнов.

Экономический эффект, обусловленный внедрением результатов работы, составляет 27,4 тыс. руб. (в ценах 1990 г).

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах :

1. Снижение динамических нагрузок и колебаний в системе подвески шнеков очистного комбайна / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, В.П. Кондрахин, П.А. Сиригос // Механизация горных работ : Сб. науч. тр. / Кузбас. политехн. ин-т. - Кемерово, 1986. - С. 17-23.

2. Демпфирующее устройство для снижения динамических нагрузок в системе подвески исполнительных органов очистного комбайна / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, В.П. Кондрахин, П.А. Сиригос, Д.С. Локшинский // Рационализаторские предложения и изобретения, рекомендуемые министерством для внедрения на заводах угольного

машиностроения : Научн.- технич. реферат. сб. / ЦНИЭУголь. - М., 1986. - Вып. I. - С. 19-21.

3. Горбатов П.А., Кондрахин В.П., Сиригос П.А. Разработка математических моделей динамики систем подвески и привода исполнительных органов очистных комбайнов с разными структурами / Донецк. политехн. ин-т. - Донецк, 1990. - 18 с. - Деп. в ЦНИЭУголь, № 5105.

4. Сиригос П.А. Экспериментальное определение динамических характеристик предохранительных клапанов очистных комбайнов / Донецк. политехн. ин-т. - Донецк, 1990. - 14 с. - Деп. в ЦНИЭУголь, № 5106.

5. Виброзащитное устройство для снижения динамических нагрузок / П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, Ф.В. Костикивич, В.П. Кондрахин, Ю.А. Кривченко, П.А. Сиригос // Рационализаторские предложения и изобретения по технологии и организации угольного машиностроения : Научн.- технич. реферат. сб. - М., 1990. - Вып. 4. - С. 27-28.

6. Инженерная методика выбора параметров и расчета максимальных нагрузок систем подвески и регулирования исполнительных органов очистных комбайнов / П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, В.П. Кондрахин, П.А. Сиригос. - Донецк, 1990. - 27 с. - Деп. в ЦНИЭУголь, № 5203.

7. Горбатов П.А., Плонгин А.В., Сиригос П.А. Особенности формирования внешней нагрузки на шнеках очистных комбайнов при нестационарных режимах работы подсистемы подвески и регулирования исполнительных органов / Донецк. политехн. ин-т. - Донецк, 1992. - 6 с. - Деп. в УкрИНТЭИ, № 738 - Ук92.

8. Горбатов П.А., Кривченко Ю.А., Сиригос П.А. Математические модели для прогнозирования динамических процессов в подсистемах подвески и привода шнеков очистных комбайнов // Изв. вузов. Горн. журн. - 1992. - № 12. - С. 16-21.

9. Горбатов П.А., Плонгин А.В., Сиригос П.А. Разработка математической модели динамического функционирования подсистемы подвески и регулирования шнеков в режиме срабатывания предохранительного клапана / Донецк. политехн. ин-т. - Донецк, 1992. - 10 с. - Деп. в УкрИНТЭИ, № 739 - Ук92.

10. А.с. И190023 МКИ Е21 С 27/02. Устройство для управления положением исполнительного органа очистного комбайна / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, В.П. Кондрахин, Н.М. Лисенко, П.А. Сиригос. - № 3724962/22-03; Заявлено 10.04.84; Опубл. 07.11.85, Бюл. № 41.

И. А. с. 1671853 МКИ Е 21 С 31/00. Привод горного комбайна /
П.А. Горбатов, В.Г. Гуляев, Ф.В. Костякевич, В.П. Кондрахин,
Ю.А. Кривченко, П.А. Сиригос и др. - № 4686665/03; Заявлено 10.06.89;
Опубл. 23.08.91, Бюл. № 31.

Ответственный за выпуск
заведующий кафедрой
"Горные машины"
докт. техн. наук, профессор



В.Г. Гуляев

Подп. в печать 12.11.93. Формат 60x84 1/16. Бумага типографская.
Офсетная печать. Усл. печ. л. 1,16. Усл. кр.-отт. 1,39. Уч.-изд. л. 1,22.
Тираж 110 экз. Заказ № 4-218.

Донецкий государственный технический университет,
340000, Донецк, ул. Артема, 58

ДМАПШ, 340050, Донецк, ул. Артема, 96

463101

AB 28.664

AB 28.664