

**РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**  
**НАВОИЙСКИЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ**  
**НАВОИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ**

---

На правах рукописи

УДК 622.242

**Каххаров Орифжон Одилович**

**РАЗРАБОТКА СПОСОБА МЕТОДА ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО  
РЕШЕНИЯ БУРОВЫХ УСТАНОВОК**

**Специальность –« Горные машины и оборудования»**

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени магистра

**Научный руководитель:**

кандидат технических наук,

**Муминов Рашид Олимович**

Навоий 2014

MINISTRY OF HIGHER AND SECONDARY SPECIAL EDUCATION OF THE  
REPUBLIC OF UZBEKISTAN  
Navoi Mining and Metallurgical Plant

Navoi State Mining Institute

Master of Mining Faculty: O.O Kakhkharov  
Department "E.E.E." Supervisor: Ph.D., Muminov R.O  
2012-2014 academic year Occupation: 5A 310705 - "Mining machines  
and equipment"

### **SUMMARY MASTER'S THESIS**

#### **Relevance of the work.**

Problem of improving the reliability and durability of the drilling equipment in the specific conditions NMMC, covers a large range of issues of theoretical, practical and organizational nature.

Lack of reliability of drilling equipment causes: an increase in operating costs and downtime; sudden failure of parts and components due to violations of the established drilling technology; accidents, the costs of responding which are very large.

Currently, the bulk of drilling carried roller cone rock cutting tool types: 95% of development and exploratory drilling for oil and gas. Establishment of requirements that must be provided in the design, manufacture and operation of equipment for drilling in Navoi MMC is one of the main in improving the reliability and durability of the rigs, and require scientific substantiation. Therefore, the solution to this problem is possible only by analyzing the causes of faults (failures) of equipment and research results types of wear. Studies show a striking gap between the complexity and high cost of vehicles operated and low technological level of its service. This gap - one of the main

causes of unplanned shutdowns, extended downtime associated with the detection and elimination of the causes of failures, and the high cost of repairs, and the occurrence of accidents. Experience the most technologically advanced countries demonstrates the effectiveness of the use of computer systems, condition monitoring of mining equipment in operation and predict its resource.

In connection with the foregoing, it can be argued that the development of methods for in-place monitoring the technical condition of the drilling equipment and the establishment of drilling process control, allowing optimal time to establish a preventive maintenance is an actual scientific problem.

Objective. The aim is to create a process control system of drilling and development of methods for assessing the current state of the drilling equipment to improve the system of maintenance and repair in order to improve efficiency and effectiveness of its use.

**To achieve this goal the following objectives:**

- analysis and systematization of the parameters of the drilling process;
- identification form functional connections between the parameters of the drilling process;
- development of control algorithms drilling machines in drilling mode;
- develop a method CIP evaluate the technical condition of the support units of drilling machines;
- develop proposals to improve the maintenance of drilling;

The idea of the work lies in the fact that the processes occurring in the operation of the nodes and details of drilling machines and lead to poor technical condition, reflected in the vibrational state of the object; control parameters of the drilling process to ensure full development of the resource porodorazruschayuschego tool.

Scientific positions are as follows:

- Found that in drilling mode torque are functions of the rotation speed rotator that allows driving of wells to fully develop the resource porodorazruschayuschego tool;
- Monitoring of the technical state of the support units of drilling machines, which

takes into account the dynamics of vibration parameters and to determine the quality of the support units at the current time, as well as to predict their residual life.

**Research methods.** The thesis used methods of system analysis of physical laws in drilling technology wells drilling machines, multiobjective optimization and statistical data; simulation and mathematical modeling to formalize the process of drilling.

**Scientific supervisor, Candidate of Technical Sciences: Muminov .R.O.**

**Master student: Kakhkhorov O.O.**

## Введение

**Актуальность работы.** В основных направлениях экономического развития Республики Узбекистан предусмотрен подъем экономики страны, главным образом, за счет ускорения научно-технического прогресса и широкого внедрения энергосберегающих технологий. Сегодня Навоийский горно-металлургический комбинат (НГМК) входит в первую десятку лидирующих мировых компаний по производству золота и урана и является крупнейшим горно-металлургическим предприятием в Узбекистане. Годовая стоимость его совокупной продукции в валютном исчислении превышает 1 млрд. долларов США.

Проблема повышения надежности и долговечности бурового оборудования в специфических условиях Навоийского ГМК, охватывает большой круг вопросов теоретического, практического и организационного характера.

Недостаточная надежность бурового оборудования приводит: к увеличению эксплуатационных расходов и времени простоя; внезапным отказам узлов и деталей вследствие нарушений установленной технологии бурения; авариям, затраты на ликвидацию которых весьма велики.

В настоящее время основной объем бурения скважин осуществляется породоразрушающими инструментами шарошечного типа: 95% эксплуатационного и разведочного бурения на нефть и газ.

Установление требований, которые должны быть обеспечены при проектировании, изготовлении и эксплуатации оборудования, предназначенного для бурения скважин в Навоийском ГМК, является одним из основных в решении проблемы повышения надежности и долговечности работы буровых установок, и требуют научного обоснования. Следовательно, решение этой проблемы возможно только путем анализа причин возникновения неисправностей (отказов) оборудования и результатов исследования видов изнашивания.

Проведенные исследования показывают разительный разрыв между сложностью и высокой стоимостью эксплуатируемой техники и низким технологическим уровнем ее обслуживания. Такой разрыв - одна из главных причин внеплановых остановок оборудования, длительных простоев, связанных с обнаружением и устранением причин отказов, и большими затратами на ремонтные работы, и возникновением аварийных ситуаций. Опыт наиболее технически развитых стран свидетельствует об эффективности использования компьютерных систем контроля состояния горной техники в процессе эксплуатации и прогнозирования ее ресурса.

В связи с вышеизложенным можно утверждать, что разработка методов безразборного контроля технического состояния бурового оборудования и создания систем управления процессом бурения, позволяющих устанавливать оптимальные сроки предупредительного технического обслуживания, является актуальной научной проблемой.

**Цель работы.** Целью работы является создания систем управления процессом бурения и разработка методов оценки текущего состояния бурового оборудования для усовершенствования системы их технического обслуживания и ремонта с целью повышения уровня работоспособности и эффективности его использования.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- анализ и систематизация параметров процесса бурения;
- выявление вида функциональных связей между параметрами процесса бурения;
- разработка алгоритмов управления буровых машин в режиме бурения;
- разработать метод безразборной оценки технического состояния опорных узлов буровых машин;
- разработать предложения по совершенствованию системы технического обслуживания буровых ;

**Идея работы** заключается в том, что процессы, происходящие при эксплуатации в узлах и деталях буровых машин и приводящие к ухудшению технического состояния, отражаются на вибрационном состоянии объекта; управление параметрами процесса бурения для обеспечения полной выработки ресурса породоразрушающего инструмента.

**Научные положения** заключаются в следующем:

- установлено, что в режиме бурения крутящий момент является функциями скорости вращения вращателя, что позволяет вести проходку скважин до полной выработки ресурса породоразрушающего инструмента;
- мониторинг технического состояния опорных узлов буровых машин, который учитывает динамику вибрационных показателей и позволяет определить уровень качества опорных узлов в текущий момент времени, а также прогнозировать их остаточный ресурс.

**Методы исследования.** В диссертационной работе использованы методы системного анализа физических закономерностей при бурении технологических скважин буровыми машинами, многокритериальной оптимизации и статистической обработки данных; имитационного и математического моделирования для формализации процесса бурения.

**Апробация работы.** Основные результаты работы изложены и обсуждались на следующих научных конференциях и семинарах: «Современные технологии и инновации горно-металлургической отрасли» (Навои-2012-2013);

**Объем и структура работы.** Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, содержит 7 таблиц, 18 рисунка и список литературы из 64 наименований.

# Глава 1. Обоснование цели и задачи исследования

## 1.1. Особенности технологии бурения и состояние буровой техники

Анализ работ по надёжности буровых установок показывает, что этот вопрос изучен недостаточно полно и для получения объективных данных, которые требуются при решении задач по повышению надёжности и эффективности технического обслуживания и ремонта буровых установок (БУ), требуется большой объем статистических данных.

Надёжность является одним из основных показателей качества технических устройств. Под качеством понимается совокупность свойств машины, определяющих степень ее пригодности для использования по назначению.

За годы развития буровой техники, как в нашей стране, так и за рубежом, обозначились следующие направления совершенствования БУ:

- увеличение энерговооруженности основных систем установок;
- повышение надёжности и ремонтпригодности, разработка средств диагностики состояния всех систем БУ;
- разработка систем, снижающих динамические нагрузки на установку, а также средств защиты обслуживающего персонала от воздействия вибрации;
- автоматизация управления процессом бурения, а также полная механизация и автоматизация выполнения вспомогательных операций;
- оптимизация параметров режима бурения;
- повышение прочности и износостойкости бурового инструмента;
- повышение автономности и мобильности БУ.

К функциональным особенностям относятся: автоматизированные системы управления процессом бурения с рядом устройств, позволяющих обеспечить высокие технико-экономические показатели. К числу таких устройств относят: устройства управления процессом бурения, устройства

автоматизации вспомогательных операций, регулируемые приводы основных механизмов БУ.

К технологическим особенностям относят: информационные и информационно-управляющие системы автоматизированного и автоматического управления, реализуемые с применением языков программирования высокого уровня.

Реализация идей автоматизации управления процессом бурения современными БУ, эксплуатирующимися в изменяющихся случайным образом условиях, является совокупностью сложных задач анализа, синтеза, оптимизации, которые можно решить лишь на основе современных средств и методов автоматики и компьютерной техники.

В процессе использования машины происходит изменение этих ее свойств. Показатели надежности, долговечности и ремонтпригодности как раз и оценивают степень изменения основных свойств машины или оборудования во времени. В этом и заключается связь качества машины с ее надежностью, долговечностью и ремонтпригодностью. Надежность горного оборудования в условиях горных предприятий зависит от большого количества факторов, среди которых важное место принадлежит горнотехническим условиям, определяемым залеганием полезного ископаемого, физико-механическими свойствами разрабатываемых пород (крепостью, кусковатостью, трещиноватостью и т.д.) и технологией горных работ.

Современная горная промышленность характеризуется высоким уровнем механизации производства. Большая часть ресурсов предприятия расходуется для обеспечения работоспособности оборудования. Предметом исследования российских ученых в области горного производства является поиск путей определения показателей фондоотдачи и методов стимулирования эффективного и надежного использования ресурсов. В трудах В.Н.Ефимова, В.И.Морозова, В.И.Русихина, Г.И.Солода, Е.М. Титиевского изложены основные концепции развития систем ТО и ремонта

горного оборудования на основе решения комплекса технических и организационно – технологических задач ремонтного производства на горных предприятиях.

Уровень полезной работы оборудования многие исследователи связывают с надежностью, которая зависит не только от конструкционных параметров, но и от различных факторов его эксплуатации [25, 31, 35, 42, 44, 46, 47, 61]. Повышение эффективности использования горного оборудования и уровня его надежности, как процессы управления ресурсом оборудования во времени, исследованы в трудах Л.И. Кантовича, В.Н. Дмитриева, Н.Г. Картавого, В.И. Галкина, Г.Н. Рахутина, Саитова, Г.И. Солода, Р.И. Боярских, Р.Ю. Подэрни, Я.М. Радкевича, А.А. Кулешова, П.И. Кубачека, представителей ведущих различных школ: московской, петербургской и уральской. Ими созданы методологическая основа ресурсного подхода к техническому обслуживанию и ремонту оборудования, рассчитаны коэффициенты использования оборудования, даны прогнозы ресурса техники, параметры выбора перспективного оборудования по показателям качества и надежности.

Недостаточная надежность бурового оборудования приводит: к увеличению эксплуатационных расходов и времени простоя; внезапным отказам узлов и деталей вследствие нарушений установленной технологии бурения; авариям, затраты на ликвидацию которых весьма велики.

Отсутствие данных о распределениях случайных величин времени безотказной работы и времени восстановления не позволяет определить функции надежности БУ и оценить достоверность полученных показателей. В этом кроется главная причина низкой эффективности системы ППР.

С увеличением частоты вращения бурового снаряда потери мощности в двигателе меняются по линейному закону, а в редукторе и вертлюге по параболическому. Следовательно, момент сопротивления в подшипниках вала — величина постоянная, а моменты сопротивления в опорах валов

редуктора  $M_p$ , и вертлюга носят линейный характер. Потери мощности на трение бурового става о стенки скважины  $N_T$  при отсутствии осевого усилия  $P(P=0)$  изменяются прямо пропорционально частоте вращения  $\omega$  и зависят от длины  $H$  этого става. Если  $P \neq 0$ , то непроизводительные затраты мощности на трение бурового снаряда о стенки скважины значительно увеличиваются.

Зависимость потерь мощности на вибрацию  $N_{\text{виб}}$  при наличии осевого усилия ( $P \neq 0$ ) от частоты  $\omega$  вращения и длины  $H$  бурового става может быть выражена в виде [12]

$$N_{\text{виб}} = B(\omega^2 + k_1\omega + k_2) = D\omega^2 + E\varphi(\omega), \quad (1.1)$$

где  $B, k_1, k_2, D, E$  — коэффициенты пропорциональности.

Граничные частоты вращения бурового става, при которых начинаются интенсивные вибрации:  $\omega_1 \approx 1c^{-1}$  (при  $P \neq 0$ ) и  $\omega_2 \approx 0.8c^{-1}$  (при  $P=0$ ).

Обобщенная оценка вибрации может производиться по виброскорости

$$v_{\text{виб}} = 2\pi vA, \quad (1.2)$$

где  $v, A$  — соответственно частота и амплитуда вибрации.

Для определения непроизводительных потерь энергии и коэффициента полезного действия системы бурения важную роль играет оценка вибромощности:

$$N_{\text{виб}} = v_{\text{виб}} P_{\text{виб}}, \quad (1.3)$$

где  $P_{\text{виб}}$  — сила, вынуждающая вибрацию.

Штанги бурового става во время работы подвергаются сложным упругим напряжениям колебательного характера. Частота колебаний момента кручения составляет 10—20 Гц. На изгиб штанги, вибрации и трение тратится до 20% энергии. Интенсивные вибрации бурового снаряда приводят к вибрациям всего бурового установка. Частота вибраций определяется частотой вращения бурового става и осевой нагрузкой на долото.

При определенных частотах вращения наблюдаются резонансные явления [12, 25, 58]. Резонанс зависит от осевой нагрузки, крепости и

трещиноватости горных пород, по которым осуществляется бурение. С увеличением крепости и трещиноватости пород увеличение виброскорости и появление резонансных колебаний наблюдаются при меньших частотах вращения долота. При отсутствии резонансных явлений амплитуда вибраций растет пропорционально частоте вращения бурового снаряда.

Вибрации БУ могут быть высокочастотными и низкочастотными [12, 25, 58]. Высокочастотные вибрации вызваны работой вспомогательного оборудования (маслонасосная станция, насосная установка и др.), а низкочастотные — работой основного оборудования (вращательно-подающий орган).

Параметры низкочастотных вибраций, приведенные ниже, имеют тесную корреляционную связь с параметрами режима бурения  $\omega$  и  $P$ .

	Высокочастотные	Низкочастотные
Частота, Гц .....	20—60	2—12
Амплитуда, мм ....	0,01—0,03	0,1—2

Большие значения осевого усилия вызывают изгиб буровой штанги, что может привести к вибрациям, определяющимся поперечными колебаниями бурового снаряда. Упругие колебания бурового снаряда приводят к неравномерности его вращения. Значение этой неравномерности, замеренное у устья скважины, составляет 20—40% от среднего значения частоты вращения бурового снаряда, причем большее значение неравномерности относится к меньшему значению частоты вращения.

Таким образом, с точки зрения динамики, реальная упругая система БУ — это сложная колебательная система с распределенными инерционными и упругими параметрами, имеющая бесконечное множество собственных частот колебаний.

Буровое оборудование НГМК эксплуатируется в специфических и сложных условиях. Технологический процесс буровых работ осуществляется по системе тесного взаимодействия оборудования, в которой отказ или неисправность одного из них препятствует нормальной работе всей системы.

Нередко отказы бурового оборудования приводят к значительному экономическому ущербу не только вследствие перебоев производственного процесса, но и в результате осложнений и аварий при бурении. Причиной этого являются нарушения нормального технологического процесса.

Для повышения надежности и эксплуатационных параметров буровых установок, требуется прежде всего систематизация причин отказов и выявление видов изнашивания деталей, лимитирующих срок их службы.

Анализ работ, посвященных повышению долговечности бурового оборудования, показывает, что в отечественной и зарубежной литературе слабо освещены вопросы изучения причин и характера отказов основных агрегатов БУ: редукторов, опорных узлов, роторов, насосов и др. Проведенные работы в большинстве ограничивались решением отдельных частных задач, связанных в основном с повышением долговечности быстроизнашивающихся деталей [4, 9, 26, 46, 55]. Например, значительное число работ посвящено изысканию путей повышения долговечности деталей гидравлической части буровых насосов, опор шарошечных долот, деталей турбобуров и т. д.

Для решения проблемы повышения надежности и долговечности бурового оборудования, эксплуатируемого в специфических, крайне тяжелых условиях, необходимы специальные исследования по выявлению причин неисправностей и отказов, а также по изучению явлений, связанных с изнашиванием и разрушением деталей.

Опыт эксплуатации бурового оборудования показывает, что для большинства узлов критерием, определяющим сроки службы отдельных деталей, как правило, является интенсивное изнашивание [46, 51, 56].

Исходя из условий эксплуатации, к надежности бурового оборудования должны предъявляться повышенные требования, так как внезапный отказ при бурении скважин таких агрегатов буровых установок, как ротор, механизм подачи, насос и другие может привести к тяжелым осложнениям и авариям.

Долговечность деталей машин определяется следующими факторами: конструкцией узлов и деталей, физико-механическими свойствами поверхностей трения, рабочей средой и условиями эксплуатации, качеством изготовления. Множество факторов влияющих на долговечность и возможность различных сочетаний этих факторов в условиях эксплуатации, приводит к рассеиванию фактических данных по выходам из строя деталей и узлов.

Исходя из этого, в первую очередь надо выявить наиболее слабые и уязвимые звенья, наметить необходимые конструктивные и технологические мероприятия и тем самым обеспечить повышение надежности и долговечности оборудования. Выполнение этой задачи связано прежде всего с организацией наблюдений за работой БУ в условиях эксплуатации. Для этого необходимо изучить физическую сущность протекающих в условиях эксплуатации процессов разрушения и изнашивания рабочих поверхностей деталей, а также осуществлять наблюдение за их развитием во времени.

Характерным для эксплуатации БУ является цикличность работы оборудования. Нормальный цикл эксплуатации бурового оборудования состоит из последовательно производимых операций, связанных с проходкой, спуском и подъемом инструмента.

На длительность нормального цикла наряду с условиями эксплуатации существенное влияние оказывает надежность оборудования. Чем менее оно надежно, тем чаще проводятся ремонтные работы в условиях эксплуатации. Это приводит к увеличению длительности цикла бурения скважины, уменьшению числа циклов в течение всего срока службы оборудования, а также к увеличению эксплуатационных расходов.

Необходимо также отметить трудность проведения ремонтных работ в условиях бурения. Фактически допустимы лишь отказы, которые легко и быстро устраняются обслуживающим персоналом непосредственно на буровой. Отказы же, для устранения которых требуется смена оборудования или проведение сложных ремонтных работ, не допустимы.

Для выявления слабых звеньев БУ и разработки эффективных мероприятий по повышению надежности и долговечности необходимо иметь сведения о количестве и характере отказов за весь период бурения. При этом статистическое исследование надежности должно сочетаться с изучением физических причин, вызывающих те или иные отказы оборудования.

Очень важен выбор оптимальных сроков профилактических ремонтов. Это вопрос близок к вопросу выбора оптимальных режимов работы, поэтому должен рассматриваться в комплексе с ним. Опыт зарубежных фирм, принявших за правило «ремонт по потребности», характеризующийся наблюдением за состоянием работы узлов по всем показателям, определяющим начало возникновения дефекта: вибрация, начальные трещины и т.д., показал, что при раннем обнаружении дефекта долговечность любой машины более обеспечена, чем при устранении дефектов во время периодического осмотра, когда разрушение или износ зашли далеко.

Установление требований, которые должны быть обеспечены при проектировании, изготовлении и эксплуатации оборудования, предназначенного для бурения скважин в Навоийском ГМК, является одним из основных в решении проблемы повышения надежности и долговечности работы буровых установок, и требуют научного обоснования. Следовательно, решение этой проблемы возможно только путем анализа причин возникновения неисправностей (отказов) оборудования и результатов исследования видов изнашивания.

Анализ работ, посвященных эксплуатации и повышению долговечности бурового оборудования, показывает, что в отечественной и зарубежной литературе слабо освещены вопросы изучения причин и характера отказа основных узлов буровых установок: роторов, вертлюгов и др.

Опыт эксплуатации бурового оборудования показывают, что для большинства узлов критерием, определяющим сроки службы отдельных деталей, как правило, является их интенсивное изнашивание.

Исходя из условий эксплуатации, к надежности бурового оборудования должны предъявляться повышенные требования, так как внезапный отказ при бурении скважин таких узлов буровых установок, как ротор, вертлюг и др. может привести к тяжелым осложнениям и авариям.

Множество факторов, влияющих на надежность и долговечности оборудования, возможность различных сочетаний этих факторов в условиях эксплуатации приводят к разбросу фактических данных по выходу их строя узлов и деталей.

Исходя из этого, в первую очередь, следует выявить наиболее слабые и уязвимые звенья буровой установки (БУ), наметить необходимые конструктивные и технологические мероприятия и тем самым, обеспечить повышение надежности и долговечности оборудования.

Выполнение этой задачи связано, прежде всего, с организацией наблюдений за работой БУ в условиях эксплуатации.

Из-за специфики бурения во многих случаях внезапный отказ оборудования может привести к аварии - прихвату инструмента и оставлению его в скважине. Ликвидация прихвата требует приложения нагрузок значительно превосходящих вес бурильной колонны. Необходимо также отметить трудность проведения ремонтных работ. Фактически допустимы лишь отказы, которые легко и быстро устраняются обслуживающим персоналом непосредственно на буровой.

Отказы же, для устранения которых требуется смена оборудования или проведение сложных ремонтных работ недопустимы.

Отсутствие достаточно полной информации в журналах учета наработки узлов и деталей в подразделениях не позволило провести объективный статистический анализ эффективности работы всех буровых установок.

Анализ состояния и опыта эксплуатации парка буровых установок, применяемых для бурения скважин ПВ в Навоийском ГМК, позволил установить следующие:

- общий объём бурения скважин ПВ за год 360000 п.м.;
- для бурения скважин ПВ применяются в основном буровые установки (БУ) - УРБ-ЗА3.051 и буровые агрегаты - 1БА 15В и др. в количестве:

Общее количество установок - 60.

Условия эксплуатации буровых установок далеки от экстремальных. Например, максимальный вес на крюке достигает 140 кН (обсадная стальная колонна диаметром 168x8,9 мм, глубина 400 м - месторождение «Сугралы», что составляет 70% от паспортной грузоподъёмности установки — 200 кН.

Осложняет условия работы БУ отсутствие системы очистки глинистого раствора, что приводит к интенсивному износу элементов циркуляционной системы (насос, вертлюг, бурильные трубы).

Средняя скорость бурения по подразделениям составляет - 750 м.ст/мес. Способ бурения роторный с прямой промывкой глинистым раствором с подачей соответствующей производительности насосов НБ-50 (11.9 л/с) и НБ - 125 (18 л/с) при давлении нагнетания до 6,0 МПа.

Для выявления слабых звеньев БУ и разработки эффективных мероприятий необходимы статистические исследования надежности, сочетающиеся с изучением причин вызывающих отказы.

Воздействие различных факторов на надежность БУ носит случайный характер (случайные перегрузки, дефекты в металле и др.), вследствие чего возникшие отказы также оказываются случайными по своей природе. Т.е. все величины, используемые при оценке надежности (время работы оборудования до первого отказа, между последовательными отказами, число отказов за определенное время), также являются случайными.

Исследования показывают, что действующая система технического обслуживания и ремонта горного оборудования на НГМК низко эффективна и имеет ряд недостатков: ремонтно-регулирующим работам подвергаются механизмы и узлы, находящиеся в удовлетворительном состоянии;

развивающийся в процессе эксплуатации отказ обнаруживается и устраняется только в период проведения регламентированных работ; велики простои оборудования в регламентированных ремонтах; неизбежны аварийные отказы в промежутках между регламентированным обслуживанием. Естественно, что это приводит к большим эксплуатационным издержкам: снижению эксплуатационного ресурса машин и механизмов; увеличению трудовых и материальных затрат в результате несвоевременности проведения восстановительных работ и несоответствия их объема и содержания фактическому состоянию оборудования [47].

Как показал проведенный анализ, несмотря на постоянное совершенствование горных машин и оборудования надежность и долговечность их элементов недостаточно высоки. Основными причинами выхода из строя буровых машин и оборудования являются износ и разрушение опорных узлов. Варьирование долговечности опорных узлов вызывается специфическими причинами, обуславливаемыми природой усталостного разрушения и изнашивания, кроме того рассеивание обусловлено влиянием совокупности множества переменных технических, геологических, организационных, экономических и других факторов, весьма разнообразных по своему характеру.

В процессе изнашивания деталей БУ скорость изнашивания непрерывно изменяется под влиянием ряда причин, среди которых имеются как связанные с величиной накопленного износа (изменение шероховатости поверхности трения, возрастание зазора между деталями, изменение геометрической формы изнашивающихся поверхностей и т. п.), так и не зависящие от него (изменение режима эксплуатации машины, вариации свойств смазочного масла и др.).

Результаты обследований на НГМК, показали, что число отказов некоторых буровых установок вследствие выхода из строя вращательно – подающих механизмов в среднем за период бурения скважины составляет 108, а средняя наработка на отказ по рассматриваемым буровым 38 ч. Анализ

причин отказов показывает, что большинство отказов вращательно – подающих механизмов легко устраняется в условиях буровых. Исключение составляют отказы опорных узлов и вращателя. Среди всего комплекса бурового оборудования наиболее ответственной частью является вращательно – подающий механизм, который должен обладать высокой надежностью, поскольку отказ его узлов может привести к тяжелым осложнениям. Особенно важно, чтобы вращательно – подающий механизм работал безотказно в процессе бурения при нахождении инструмента на забое, а также при спуско-подъемных операциях. Важно отметить, что большинство отказов приводит к необходимости смены узлов вращательно – подающего механизма.

На рис.1.1 показана схема ротора. Стол 5 имеет отверстие диаметром 250-1260 мм в зависимости от типоразмере ротора. В отверстие стола устанавливают вкладыши 7 и зажимы ведущей трубы 6, через которые передается крутящий момент. Большое коническое колесо 4 передает вращение столу ротора, укрепленному на основной 3 и вспомогательный 2 опорах, смонтированных в корпусе 1. образующем

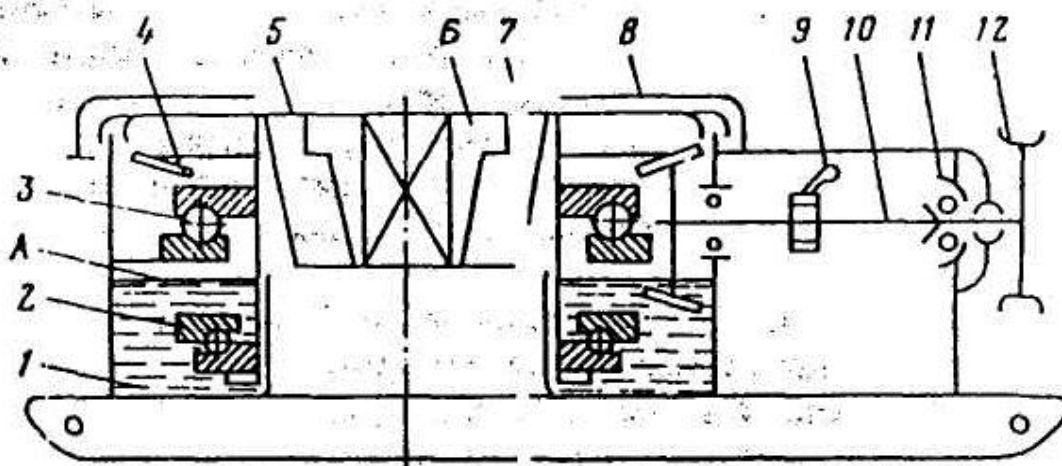


Рис. 1.1 Схема ротора.

Сверху стол защищен оградой 8. Быстроходный ведущий вал 10 расположен горизонтально на подшипниках 11, воспринимающих радиальные и горизонтальные нагрузки. Вал 10 приводится во вращение от

цепной звездочки 12 или с помощью вилки карданного вала, расположенной на конце вала. Ротор снабжен стопором 9, при включении которого вращение стола становится невозможным. Фиксация стола ротора необходима при СПО и бурения забойными двигателями для восприятия реактивного момента.

К основным параметрам ротора относятся: диаметр проходного отверстия в столе ротора ( $D_{no}$ ); допускаемая статистическая нагрузка на стол ( $[P_{cm}]$ ); частота вращения стола ротора ( $n_p$ ) мощность ротора ( $N_p$ ); максимальный вращающий момент ( $M_{вр(max)}$ ).

$D_{no}$  - должен быть достаточным для спуска долот и обсадных труб, используемых при бурении и креплении скважины

$$D_{no} = D_{д.н.} + \delta$$

где  $D_{д.н.}$  - диаметр долота при бурении под направление скважины, зависящей от конструкции скважины (в глубоких скважинах диаметр направления возрастает из-за увеличения числа промежуточных колонн);

$\delta$  - диаметральный зазор, необходимый для свободного прохода долота ( $\delta = 30 \div 50 \text{ мм}$ ).

Роторы, применяемые для бурения скважин на море, имеет более широкое проходное отверстие, поскольку в этом случае  $D_{no}$  выбирается по диаметру водоотделяющей колонны, связывающей подводное устьевое оборудование с буровым судном. Проходное отверстие вкладышей стола ротора должно быть достаточным для прохода бурильной колонны при СПИ. Поскольку наибольшей диаметр бурильных замков равен 203мм, отверстие вкладышей стола ротора всех типоразмеров принято равным 225 мм.

$[P_{cm}]$  на стол ротора должна быть достаточной для удержания в неподвижном состоянии наиболее тяжелой обсадной или бурильной колонны, но одновременно не превышать статическую грузоподъемность подшипника

$$M_{\max} \leq [P_{cm}] \leq G_o, \quad (1)$$

где  $M_{\max}$  - масса наиболее тяжелой обсадной колонны (в большинстве случаев наиболее тяжелыми оказываются промежуточные колонны);  $G_o$  - статическая грузоподъемность подшипника основной опоры стола ротора, которая выбирается по величине  $D_{no}$ . Техническая характеристика роторов отечественных конструкций приводится в табл. 1.1. Основные размеры и ориентировочные расчетные параметры упорно-радиальных шарикоподшипников, применяемых в основной опоре стола роторов, приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.1

Техническая характеристика ротора

Параметры	ВЗБТ			Уральмашзавод		
	Р-450	Р-560	УР-560	УР-760	УР-950	УР-1260
Допустимая нагрузка на стол ротора, МН: статическая	2,7	3,0	4,0	5,0	6,3	8,0
Наибольшая частота вращения стола, об/мин	300	350	250	250	250	200
Диаметр отверстия в столе, мм.	460	560	560	760	950	1260
Условный диапазон глубин бурения, м	600-1250	1600-2500	2500-4000	3200-5000	4000-8000	6500-12500
Расстояние от оси стола до плоскости первого ряда зубьев приводной звездочки, мм	1350	1350	1353	1353	1353	1353
Передаточное отношение конической пары	3,15	2,7	3,61	3,895	3,81	3,96
Максимальная мощность, кВт	200	280	370	370	500	600
Габариты, м:						
длина	1,94	2,31	2,31	2,6	2,42	2,87
ширина	1,18	1,35	1,62	1,58	1,85	2,18
высота	-	0,75	0,75	0,68	0,75	0,78
Масса, т	3,1	5,7	5,8	8,5	7,0	10,27

В предварительных расчетах  $n_p$ , в зависимости от текущей ( $L$ ) и конечной глубины бурения ( $L_k$ ) можно вычислить импирической зависимости Уралмашзавода.

$$n_p = 200 - 150 \frac{L}{L_k} \quad (2)$$

$N_p$  должна быть достаточной для вращения бурильной колонны  $N_{кв}$ , долота и разрушения горной породы забоя скважины  $N_d$

$$N_p = \frac{N_{кв} + N_d}{n_p} \quad (3)$$

где  $n_p = 0,90 - 0,95$  к.п.д. ротора, который учитывает потери в трущихся деталях ротора. Для определения  $N_{кв}$  можно воспользоваться формулой

$$N_{кв} = 13,5 \cdot 10^{-8} \cdot L \cdot d^2 \cdot n^{1,5} \cdot D^{0,5} \cdot \gamma_{пж}, \quad (4)$$

где  $L$  - длина бурильной колонны, м;

$d$  - диаметр бурильных труб, м;

$D$  - диаметр скважины, м;

$n$  - частота вращения, об/мин;

$\gamma_{пж}$  - удельный вес промывочной жидкости,  $\text{Н/м}^3$ .

Таблица 1.2.

Основные размеры упорно – радиальных шарикоподшипниках

Тип ротора	Допускаемая статическая нагрузка на стол ротора, кН	Условное обозначение подшипника	Размеры подшипника, мм			Тело качения		Грузоподъемность, мН		Запас грузоподъемности
			Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Высота	Диаметр, мм	Число	Статическая	Динамическая	
УР-560	3200	91682/750X	750	1000	150	76,2	29	8420	1030	2,63
УР-760	4000	1687/770X	770	1000	150	76,2	31	9000	1060	2,25
УР-950	6300	1687/1060	1060	1280	150	63,5	48	9670	980	1,53
УР-1260	8000	1687/1400	1400	1630	150	63,5	62	12500	1090	1,56

Мощность  $N_o$ , расходуемую на разрушение породы шарошечным долотом, можно определить, используя нижеследующую зависимость, полученную фирмой «Юв» на основании испытаний шарошечных долот диаметром 120-450 мм при бурении в песчанике, известняке и сером граните

$$N_o = c \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot D^{0,4} P_d^{1,3}, \quad (5)$$

где  $c$  - коэффициент крепости пород;  $D$  в мм;  $n$  - в об/мин;  $P_d$  - осевая нагрузка на долото, кН. Для мягких пород принимает  $c = 2,6$ , для пород средней твердости  $c = 2,3$ , для крепких пород  $c = 1,85$ . Для изношенных долот величина коэффициента  $c$  увеличивается в 1,5 раза.

Мощность  $N_o$ , потребляется колонковым долотом (в кВт)

$$N_o = N_0 \cdot S, \quad (6)$$

где  $N$  - удельная мощность, отнесенная к  $1 \text{ см}^2$  забоя,  $\text{кВт/см}^2$  (в

зависимости от  $n$ ,  $P_d$  и скорости бурения  $N_0$  колеблется в пределах 0,06-0,18 кВт/см<sup>2</sup>);  $S$  - площадь забоя, см<sup>2</sup>.

## 1.2. Анализ систем управления процессом бурения

Известно, что автоматическое управление - процесс управления объектом, при котором операции, обеспечивающие достижение заданной цели, выполняются системой, функционирующей без вмешательства человека в соответствии с заранее заданным алгоритмом. Автоматическое управление реализуется в системах автоматического управления (САУ) - совокупности автоматического управляющего устройства и управляемого объекта.

САУ подразделяются на системы: автоматического регулирования (САР), в задачу которых входит поддержание постоянного значения управляемой величины; программного управления, где управляемая величина изменяется по заданной программе; следящие, для которых программа управления заранее не известна и характер поведения системы полностью зависит от изменения условий функционирования объекта управления; адаптационные или самоприспосабливающиеся.

Системы автоматического управления бурением принято разделять на одноуровневые, двухуровневые и многоуровневые. В одноуровневых управляющее устройство воздействует на исполнительный орган БУ. В двухуровневых оно изменяет задающие воздействия регуляторами режимов бурения.

Принято разделять САУ на одноконтурные, в которых используется обратная связь по одной управляемой величине (обычно по скорости бурения  $V_d$ ) и многоконтурные.

Системы автоматического управления БУ по числу задающих (управляющих) воздействий относятся к двухканальным ( $P_{oc}$  и  $\omega_{вр}$ ) и в

большинстве своем являются системами связного (зависимого) управления, в которых управляющие воздействия превращаются в функции, связывающие их между собой.

БУ имеет приводы подачи и вращения. Первый реализует усилия и скорости подачи. Второй обеспечивает крутящий момент и скорость вращения. Продукты разрушения удаляются водой. Режимы работы БУ характеризуются значениями технологических параметров бурения (ТПБ).

БМ функционирует в условиях высокой неопределенности, вызванной главным образом случайными чередованиями разрабатываемых горных пород, вследствие чего машинист БУ часто не в силах обеспечить оптимальность режимов бурения. Он вынужден принимать важные технологические решения (назначать режимы бурения, определять время работы долота и его замены, выбирать тип долота и т.п.), находясь в состоянии информационной неопределенности. Неоптимальные действия машиниста могут приводить к отрицательным последствиям во всех зависимых цепочках работ, так как бурение является неотъемлемой частью всего комплекса технологических работ.

Для априорного выбора оптимальных значений параметров в работе [16] используется критерий минимальной себестоимости бурения. Машинист БУ с помощью системы контроля режимных параметров должен установить их оптимальные значения в зависимости от свойств буримых пород. В основе указанной системы также лежит идея компенсации дрейфа минимума себестоимости при вариациях физико-механических свойств буримых пород.

Системы, описанные в [17, 18], базируются на использовании критерия оптимальности - максимальной скорости бурения. Недостатком является то, что во многих случаях бурения экстремум механической скорости бурения не достигается по соображениям прочности бурового става, а также в связи с резким уменьшением стойкости долот в случае обоюдного несоответствия некоторых предельных значений параметров осевого усилия и частоты вращения.

В работе [19] предложен способ оптимизации параметров бурения, основанный на поиске искусственных экстремумов скорости, совпадающих с областями минимума себестоимости бурения. Точность достижения действительного минимума себестоимости полностью определяется достоверностью статической модели процесса. В этом смысле указанная система эквивалентна ранее рассмотренным системам с компенсацией дрейфа экстремума себестоимости бурения путем программного регулирования параметров, но является более сложной (необходим экстремальный регулятор).

Однако ни одна из описанных систем не получила широкого практического применения, так как создание эффективных систем автоматического управления возможно только при наличии объективной информации о параметрах процесса бурения в забое скважины.

### **1.3. Анализ критериев оптимизации процесса бурения**

При решении задач управления БУ, как правило, прибегают к абстрактному экспериментированию, обеспечивающему достаточно точное совпадение реальных условий с опытом - математическому моделированию [14, 27, 38]. Для этого строят математическую модель операции управления БУ, которая описывает ее структуру и свойства в количественных терминах.

Обычно, все процессы принятия решений имеют две характерные черты:

- когда условия задачи допускают большое количество возможных вариантов, из которых надо выбрать оптимальный. При этом с увеличением числа рассматриваемых вариантов увеличивается объем информации, необходимой для решения задачи, и ее описание становится более громоздким;

- когда принятие решения осуществляется ради определенной цели, т.е. выбранное решение должно наилучшим образом обеспечивать достижение поставленной цели.

Для сравнения возможных вариантов задач управления и оценки их соответствия поставленной цели необходимо количественно оценить степень осуществления цели при различных вариантах, т.е. эффективность операции управления. Количественный критерий, с помощью которого определяется эффективность операции управления, называется показателем эффективности.

Таким образом, процесс принятия решений можно описать функцией, аргументами которой являются допустимые решения, а значениями - числа, характеризующие меру достижения поставленной цели при различных аргументах. Эта функция называется целевой. Она связывает допустимые решения с показателем эффективности. Задача выбора решения сводится к нахождению экстремального значения функции (показателя эффективности) и аргумента, при котором оно достигается. Решение, максимизирующее (или минимизирующее) функцию (показатель эффективности), является оптимальным.

По существу процесс принятия решения включает две проблемы:

- выбор показателя эффективности, определение множества допустимых решений и целевой функции;
- отыскание экстремального значения целевой функции и решения, ему соответствующего.

Первая проблема заключается в математическом описании условий, в которых протекает операция управления, цели ее осуществления и входит, по сути дела, в математическое моделирование.

Вторая проблема входит в круг экстремальных задач математики.

Критерий эффективности выбирается в зависимости от цели операции управления, ее природы и условий осуществления. Критерий эффективности, с одной стороны, должен быть достаточно прост, чтобы его легко было

вычислять и анализировать, а с другой стороны, должен быть чувствителен (критичен) по отношению к оптимизируемым величинам (управляемым переменным).

При решении задач управления иногда приходится иметь дело не с одним, а с несколькими критериями эффективности. Это объясняется тем, что задача управления многоцелевая.

Сложность выбора критерия оптимизации (эффективности) управления бурением заключается в трудности его оперативного вычисления в процессе бурения, что обусловлено недостаточным объемом необходимой информации, непрерывно поступающей с датчиков к оператору буровой установка со штатной приборной панели.

Анализ иерархии критериев эксплуатации БУ позволяет нам принять в качестве критериев оптимизации управления следующие критерии эффективности управления бурением:

- потребительские - скорость бурения, проходка на долото и энергоемкость бурения;
- технические - мощностные критерии.

Скорость бурения и проходка на долото являются наблюдаемыми параметрами в процессе бурения, а энергоемкость бурения и мощностные критерии не наблюдаемы, но оперативно вычисляемы. Предлагаемые критерии оптимизации могут быть положены в основу алгоритма функционирования системы оперативного управления БУ.

#### **1.4. Цель и задачи исследования**

При выполнении поставленной задачи особое место отводится горнодобывающей промышленности. Ведущую роль в общем технологическом комплексе процессов горного производства занимают – бурения нефтяных, газовых и геотехнологических скважин.

Очевидно, решая задач, поставленных правительством, невозможно без

интенсификации разведочного и эксплуатационного бурения глубоких скважин. Это возможно, в первую очередь, в результате использования новых, более эффективных породоразрушающих буровых инструментов, рационального выбора долот и современной технологии их обработки в заданных геолого - технических условиях.

В работах Б.А. Симкина, Б.Н. Кутузова, Л.И. Кантовича, В.Н. Дмитриева, М.С. Ломакина, Р.Ю. Подэрни, Ю.А. Нанкина, В.Д. Буткина, И.И. Терехова и других ученых [1, 14, 19, 35, 59] сформулированы общие теоретические и методологические положения проблем разработки систем управления процессом бурения, которые определяют задачи ближайших исследований.

Для совершенствования системы технического обслуживания и ремонта очень важен выбор оптимальных сроков профилактических ремонтов. Опыт зарубежных фирм, принявших за правило «ремонт по потребности», характеризующийся наблюдением за состоянием работы узлов по всем показателям, определяющим начало возникновения дефекта: вибрация, начальные трещины и т.д., показал, что при раннем обнаружении дефекта долговечность любой машины более обеспечена, чем при устранении дефектов во время периодического осмотра, либо после наступившего отказа.

Анализ основных достигнутых результатов в области разработки методов безразборного контроля технического состояния бурового оборудования и создания систем управления процессом бурения и современного состояния применения БУ дает возможность сформулировать цель и задачи исследования.

Целью настоящей диссертации является создания систем управления процессом бурения и разработка методов оценки текущего состояния бурового оборудования для усовершенствования системы их технического обслуживания и ремонта с целью повышения уровня работоспособности и эффективности его использования.

Цель достигается решением следующих задач:

- анализ и систематизация параметров процесса бурения;
- выявление вида функциональных связей между параметрами процесса бурения;
- разработка алгоритмов управления буровых машин в режиме бурения;
- разработать метод безразборной оценки технического состояния опорных узлов буровых машин;
- разработать предложения по совершенствованию системы технического обслуживания буровых установок;

Решение поставленных задач базируется на математической формализации процесса бурения, разработке принципов реализации управляющих воздействий и их алгоритмизации.

## **Глава 2. Исследование динамики процесса бурения на надежность буровых установок**

### **2.1. Исследование процессов, приводящих к преждевременному выходу из строя деталей буровых установок**

Различие функций элементов оборудования, применяемого для бурения горных пород, и условия его работы определяют многообразие видов изнашивания рабочих поверхностей деталей. Так, для одной группы деталей характерно абразивное изнашивание под действием промывочных жидкостей; для другой группы — интенсивное разрушение поверхностей трения при высоких удельных давлениях и при одновременном коррозионном воздействии, среды; для третьей группы — усталостные виды изнашивания рабочих поверхностей и т. д.

Механическим видам взаимодействия соответствуют такие виды разрушения поверхностей трения, как царапание, выкрашивание, отслаивание, различные микроразрушения. В качестве характерных для молекулярного взаимодействия отмечены: глубинное вырывание и виды разрушения, свойственные для механического взаимодействия.

На основании качественного и количественного исследования явлений износа большого количества деталей различных машин, работающих в разных условиях трения, установлено, что вид изнашивания и интенсивность его при установившемся трении определяются [4, 26, 27, 29, 30]:

1) факторами, обусловленными внешними механическими воздействиями на поверхности трения; 2) факторами внешней среды; 3) факторами, связанными со свойствами трущихся материалов и составом смазочных материалов.

Из указанных факторов первая группа при работе бурового оборудования является основной. Внешние механические воздействия на поверхности трения определяют вид изнашивания и темп его развития. Факторы третьей группы, связанные со свойствами трущихся металлов, определяют главным образом темп износа.

На основании сказанного, а также в результате анализа работ, в которых отражены методические вопросы изучения процесса изнашивания деталей

машин, было принято следующее построение методики исследования видов изнашивания поверхностей трения деталей буровых установок:

1) наблюдения в условиях эксплуатации с целью выявления причин выхода деталей и узлов из строя;

2) определение основных видов изнашивания путем исследования деталей и узлов, изношенных при эксплуатации;

3) выявление деталей и сопряжений, которым присущи нежелательные виды изнашивания, определение причин их отказа с учетом условий эксплуатации;

4) экспериментально-теоретические исследования с целью разработки обоснованных рекомендаций по борьбе с изнашиванием, проверка деталей путем проведения мониторинга и окончательное определение мероприятий по повышению их надежности и долговечности.

Чтобы установить качественные изменения трущихся поверхностей и характерные виды изнашивания деталей основных узлов БУ, последние были обследованы как при производстве капитального ремонта, так и в условиях эксплуатации.

Для выявления слабых звеньев БУ и разработки эффективных мероприятий необходимы статистические исследования надежности, сочетающиеся с изучением причин вызывающих отказы.

Воздействие различных факторов на надежность БУ носит случайный характер (случайные перегрузки, дефекты в металле и др.), вследствие чего возникшие отказы также оказываются случайными по своей природе. Т.е. все величины, используемые при оценке надежности (время работы оборудования до первого отказа, между последовательными отказами, число отказов за определенное время), также являются случайными.

Для большинства видов оборудования наиболее важными показателями надежности являются вероятность безотказной работы в течение заданного промежутка времени  $P(t)$  или периода бурения  $P(L)$ , интенсивность отказов  $X(t)$ , средняя наработка между отказами  $T_{cp}$ , средняя наработка до первого отказа  $T$ . Установлено, что изменение интенсивности отказов во времени для машин и узлов носит характер кривой, показанной на рис. 2.1.

Период приработки (I) характеризуется повышенным значением интенсивности отказов, при нормальной эксплуатации (II) интенсивности отказов уменьшаются, отказы носят внезапный, случайный характер. В периоде усиленного наращивания (III) интенсивность отказов снова резко возрастает.

Установлено, что изменение интенсивности отказов во времени для машин и узлов носит характер кривой, показанной на рис. 2.1.

Период приработки (I) характеризуется повышенным значением интенсивности отказов, при нормальной эксплуатации (II) интенсивности отказов уменьшаются, отказы носят внезапный, случайный характер. В периоде усиленного наращивания (III) интенсивность отказов снова резко возрастает.

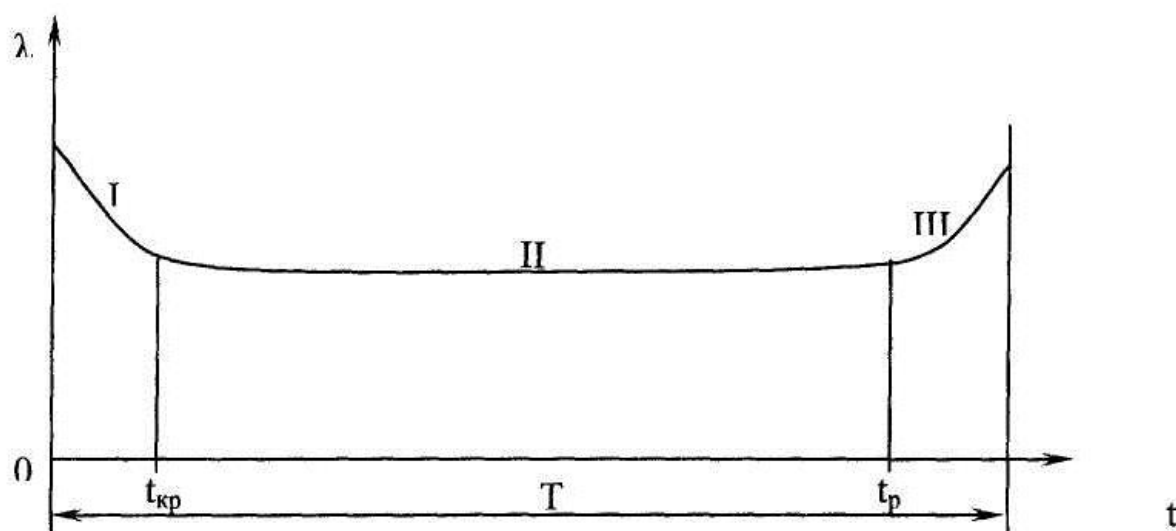


Рис. 2.1. Зависимость интенсивности отказов от времени наработки

Поэтому целесообразно проводить краткосрочные сдаточные испытания, отсеивающие дефекты приработки. Замена старых деталей новыми, целесообразна только в период (III). При профилактической замене деталей на новые в периоде (II) надежность конструкции не возрастет, а уменьшится.

Оценку надежности бурового оборудования производили на основании статистических данных об отказах оборудования эксплуатируемого на буровых подразделениях НГМК.

В результате вычислены показатели безотказности работы основных узлов БУ.

Оценка надежности бурового оборудования, проведенная на основе статистических данных, позволила не только выявить узлы и детали, имеющие низкую надежность, но и установить законы работы оборудования, что дает возможность судить о физической природе отказов.

Близость функции плотности распределения времени безотказной работы к нормальному или логарифмически нормальному распределению характерна в основном для случаев, когда отказ машин и механизмов происходит вследствие износа деталей и усталости.

Близость функции плотности распределения времени безотказной работы к экспоненциальному распределению характерна с преобладанием так называемых внезапных отказов.

При близости распределения к распределению Вейбулла характерны для случаев, когда отказ деталей и узлов происходит как вследствие износа и усталости (постепенные отказы), так и по причине аварийных разрушений (внезапные отказы).

Таким образом, можно предположить, что для роторов и вертлюгов отказы основных деталей следуют в результате износа, для буровых насосов - вследствие внезапных отказов и для буровых - как в результате износа, так и из-за внезапных выходов из строя деталей.

При капитальном ремонте выявлены основные виды изнашивания, присущие деталям и узлам устаноки, что дало возможность произвести анализ и систематизировать виды изнашивания. Наряду с обследованием при капитальном ремонте был проведен спектральный анализ вибраций (вибромониторинг) в условиях эксплуатации.

В обследованных роторах на зубьях шестерни и зубчатых колес наблюдались единичные начальные выкрашивания и усталостное прогрессирующее изнашивание. Основной причиной одностороннего износа зубьев (рис. 2.2) является неточность сборки. Начальное выкрашивание, вызванное неправильной сборкой, неизбежно перерастает в

прогрессирующее. Зубчатая пара, в которой началось прогрессирующее разрушение зубьев, еще способна передавать нагрузки. Но искажение профиля зубьев в зацеплении приводит к большим добавочным динамическим нагрузкам, увеличивающим интенсивность разрушения [4, 27, 29, 30].

На рис. 2.3 показано кольцо подшипника ротора, у которого отмечены следы фреттинга на беговой дорожке. В результате проведенных обследований роторов при капитальном ремонте и в условиях эксплуатации установлено, что основной причиной потери работоспособности роторов является выход из строя подшипников вследствие усталостного изнашивания, отслаивания металла колец и отколов, а также из-за попадания в смазку глинистого раствора. Часты случаи появления фреттинга в местах посадки и на беговых дорожках и в местах посадки колец подшипника.

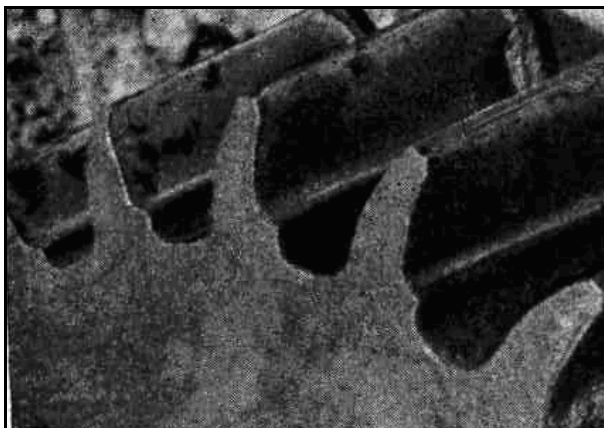


Рис. 2.2. Односторонний износ зубьев шестерни ротора.

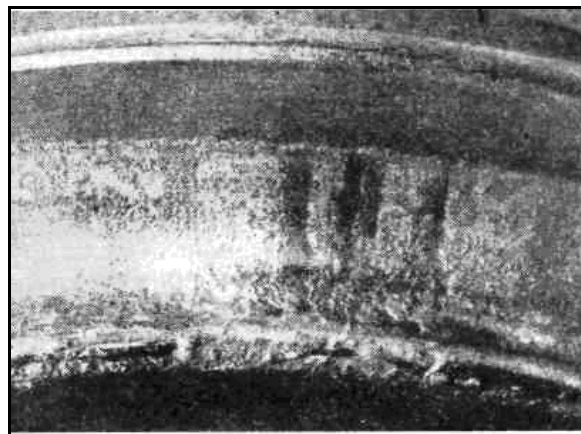


Рис. 2.3. Следы фреттинга на рабочей поверхности кольца подшипника.

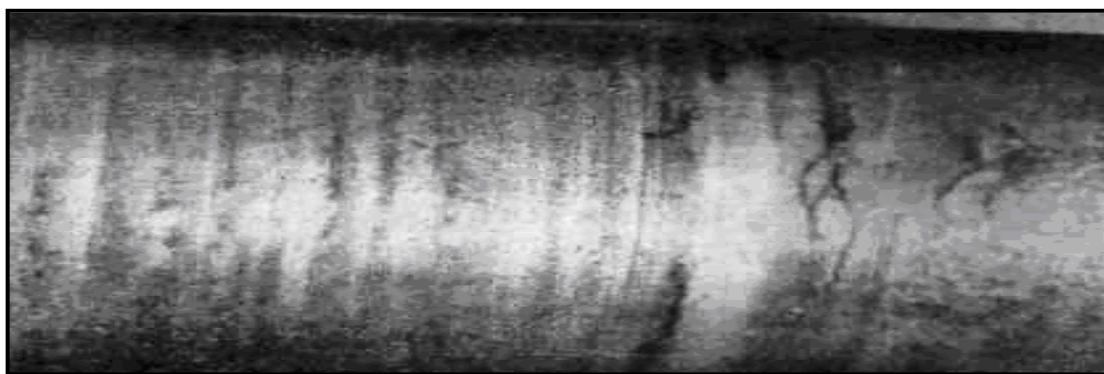
Из проведенного анализа, основными причинами выхода из строя подшипников ротора является усталостное изнашивание, а для зубьев шестерни и зубчатых колес роторов наиболее характерен односторонний износ, наволакивание металла по торцам и усталостное изнашивание.

Различие в глубине выкрашиваний на поверхностях колец подшипников объясняется тем, что в малых активных объемах металла поверхностных слоев происходят интенсивные микроскопические деформации, вызывающие значительное упрочнение металла. Глубина упрочненного слоя и интенсивность упрочнения зависят от нагрузки, а глубина выкрашиваний, в свою очередь, — от глубины упрочнения.

Усталостное изнашивание шаров наблюдается в значительно меньшей

степени по сравнению с изнашиванием колец основной опоры. Это объясняется тем, что при контакте шара с плоской поверхностью более благоприятны условия напряженного состояния в материале шара. Во вдавливаемом шаре в области, ограниченной эллипсом давления, радиус кривизны увеличивается, площадь контакта увеличивается, что приводит к более равномерному всестороннему сжатию и однородному напряженному состоянию, как на поверхности, так и в объеме.

Состояние изношенных поверхностей колец вспомогательной опоры отличается от состояния колец основной опоры. В большинстве случаев на изношенных кольцах наблюдаются следы фреттинга и усталостное изнашивание в начальной стадии. Прогрессирующее усталостное выкрашивание на беговых дорожках имеется в единичных случаях.



*Рис. 2.4.* Абразивное изнашивание рабочей поверхности напорной трубы БУ.

Специфика бурения приводит, с одной стороны, к возрастанию нагрузок по мере увеличения глубины скважины, а с другой стороны, заключается в периодических изменениях нагрузки при спуско-подъемных операциях. Эти эпизодические перегрузки могут вызвать повреждение рабочих поверхностей деталей, которые в дальнейшем являются причиной возникновения нежелательных видов изнашивания. В зависимости от величины и характера нагрузок на поверхности металла трущихся деталей возникает и развивается с различной интенсивностью пластическая деформация, которая способствует развитию усталостного изнашивания, явлений заедания, а также процесс фреттинг коррозии. Изменением нагрузки в больших пределах и объясняется отмеченное многообразие разновидностей изнашивания и разрушения колец опорных узлов и редукторов - начальное и прогрессирующее выкрашивание, усталостные трещины, смятие, отколы и

ПОЛОМКИ КОЛЕЦ.



Рис. 2.5. Износ резцов



Рис. 2.6. Зашламовные долота.

Рис. 2.7. Закупорка насадок

Изучение характерных видов изнашивания в условиях эксплуатации позволило установить, что абразивное изнашивание деталей роторов и насосов приводит к образованию на рабочих поверхностях рисок, царапин под воздействием абразивной прослойки, а также к пластическому деформированию и выкрашиванию металла. В результате воздействия на поверхность детали высокоскоростного потока жидкости, содержащего абразивные частицы, развитие получает гидроабразивное изнашивание,

характеризуемое значительной скоростью развития. Все разновидности абразивного изнашивания деталей бурового оборудования имеют достаточно четкие внешние признаки [4, 27, 30, 41].

Зашламование может происходить при: - несоответствии конструкции долота буримым породам, например, в процессе бурения многолопастными долотами твердых пород чередующихся со значительными пропластками мягких пород; - при закупоривании промывочных отверстий.

По результатам исследования видов изнашивания и разрушения рабочих поверхностей деталей БУ с учетом результатов анализа причин выхода из строя деталей и оценки эксплуатационной надежности выявлено гидроабразивное изнашивание деталей (подшипники) роторов и насосов, а также усталостное изнашивание. К указанным объектам исследований в современной буровой машине предъявляются высокие требования с точки зрения обеспечения безотказности их работы. Внезапный отказ насосов, а также ротора или опорных узлов во многих случаях приводит к аварии на буровой — прихвату и оставлению в скважине инструмента. В связи с этим слежение за развитием отмеченных видов изнашивания является первоочередным в проблеме повышения надежности и долговечности бурового оборудования.

Специалистами ЗАО "Русбурмаш" и буровых подразделений ЮРУ, РУ-5, СевРУ НГМК был проведен анализ работы буровых установок УРБ-ЗА3.051 и 1БА-15В и отмечены следующие моменты в условиях эксплуатации:

- Климатические условия эксплуатации соответствует пустынным и полупустынным районам республики Узбекистан;

- максимальный вес на крюке достигает 140 кН (обсадная стальная колонна диаметром 168x8,9 мм, месторождение «Сугралы» глубина 400 м), что составляет 70% от паспортной грузоподъемности приведенных установок (200 кН);

- в остальных (безаварийных) случаях нагрузка на крюке не превышает

значения 100 кН;

- бурение ведется с очисткой забоя глинистым раствором;
- очистка глинистого раствора отсутствует (частично крупный шлам осаждается в отстойнике).

На основании отмеченных условий были сделаны следующие выводы:

- наличие постоянных ветров способствует загрязнению узлов и механизмов частицами песка, что отрицательно влияет на их работу;
- действующие усилия на механизмы не превышают предельно-допустимых значений нагрузок;
- использование глинистого раствора с повышенным содержанием твердой фазы приводит к интенсивному износу элементов циркуляционной системы (насос, вертлюг, бурильные трубы).

Одним из направлений работ являлось определение сроков службы сборочных единиц бурового оборудования и причин их отказа.

Общеизвестно, что в практике эксплуатации промышленного оборудования происходящие отказы в работе деталей машин разделяются на постепенные (износные) и внезапные (аварийные). Постепенный отказ происходит в результате длительной работы машин при правильной эксплуатации, а внезапный отказ является следствием прогрессирующего износа за короткий промежуток времени.

Следует отметить, что в работе деталей механизмов не было выявлено внезапных отказов. В то же время определить постепенный отказ с большой точностью и достоверностью не представляется возможным, т.к. эксплуатация механизмов бурового оборудования не всегда ведется согласно рекомендациям завода-изготовителя. Основной причиной этого являются затруднения в материально-техническом обеспечении подразделений. Это приводит к использованию масел не соответствующих сортов, либо к несвоевременной замене отработанного масла. Отсутствие запасных частей нарушает процесс поддержания механизмов в рабочем состоянии и проведение своевременного ремонта. Это приводит к

сверхдопустимому износу деталей и резко ухудшает эксплуатационные качества как отдельного механизма, так и агрегата в целом.

В процессе анализа был рассмотрен отдельно каждый механизм буровой установки УРБ-ЗА3.051, определены недостатки и пути совершенствования.

Характерным для эксплуатации буровых установок для бурения скважин ПВ в Навоийском ГМК является цикличность работы оборудования.

1. Транспортирование оборудования и монтаж буровой установки на месте бурения.
2. Осуществление процесса бурения (разрушение горной породы для образования ствола скважины, включая его расширение).
3. Промывка забоя и подъем выбуренной породы на поверхность; промывка фильтров и прифильтровой зоны.
4. Спуск, наращивание, подъем бурильной колонны и смена долот.
5. Приготовление промывочной жидкости.
6. Крепление ствола скважины (спуск обсадных колонн и их цементирование).
7. Геофизические исследования в скважинах.
8. Сборка и разборка бурильных свечей, замена талевого каната.
9. Ликвидация аварий и осложнений, возникающих в процессе бурения.
10. Демонтаж буровой установки для транспортировки ее и всего оборудования на новую точку.

Исходя из существующих и перспективных условий бурения скважин ПВ сделаны расчеты нагрузок на БУ.

Остановимся несколько подробнее на выдвинутых специалистами НГМК замечаниях и неисправностях.

**Ротор.** Применяемый ротор Р-410 (ротор-ключ РК-410) имеет достаточный диаметр. Проходное отверстие стола - 410 мм, обеспечивает сооружение типовых конструкций геотехнологических скважин. Благодаря

наличию в трансмиссии коробки передач (V скоростей) и раздаточной коробки (III скорости) частота вращения ротора может изменяться в широких пределах от 30 до 350 м<sup>1</sup>. Межремонтный период составляет 12-16 месяцев. Наибольшему износу подвержены конусная пара шестеренчатой передачи, подшипники вала шестерни и стола ротора.

Максимальные крутящие моменты возникают при ловильных работах в процессе ликвидации аварии и сопровождаются динамической нагрузкой при раскреплении резьбовых соединений бурильных труб (особенно УБТ) в процессе СПО и наращивания.

Вес на крюке рассчитан без учета действия выталкивающей силы от глинистого раствора (при плотности 1,12 г/см<sup>3</sup> вес снижается на 14%).

**Таблица 2.1 Расчетные значения нагрузок на буровую установку УРБ-ЗА3.051**

Глубина скважины, м	Конечный диаметр скважины, мм	Компоновка бурильной колонны	Вес на крюке		Крутящий момент на роторе при	Максимальный крутящий момент согласно характеристике
			Допуск каемый	Действующий		
До 450	349,2-190,5-215,9	УБТ 146мм-20м СБТ 73,89-остальные УБТ 146-50 м СБТ	196	110-130-125-145	до 800 до 600	7850
До 700 (ожидаемая)	190,5-215,9	УБТ 146 -50 м СБТ 73 -остальные	196	170	до 900	7850

**Примечание.** \* - в числителе существующие значения; в знаменателе - ожидаемые.

Продление срока службы деталей ротора возможно при выполнении следующих условий:

обязательное применение высоковязких сортов масел для смазки конусной пары вал шестерня - зубчатый венец; полное устранение проникновения во внутрь корпуса ротора глинистого раствора и частиц песка; защита подшипника вала-шестерни от внешнего загрязнения; прекращение использования ротора для раскрепления (отбивки) и

развинчивания резьбовых соединений бурильных труб, исключив этим динамические нагрузки на зубчатую передачу.

Во избежание преждевременного износа конической пары необходимо периодически проверять степень износа и регулировку зацепления (боковой зазор должен быть 0,4-0,7 мм). Износ происходит из-за отсутствия мер предосторожности, а именно периодической смены масла и промывки ротора керосином. Ванна ротора (при температуре окружающей среды от +5 до +30°C) должна смазываться индустриальным маслом «45». Ванну необходимо заливать в количестве 6 л, подливать ежедневно, менять после бурения каждой скважины, а также при обнаружении в ванне глинистого раствора, но не реже 4 раз в месяц. При смене стенки и дно ванны промываются керосином с обязательным вращением стола ротора. Ванна верхнего подшипника при тех же температурах смазывается смазкой УС-1 или УС-2 (шприцевать в количестве 2,25 л один раз в три дня, а также при каждой смене масла в ванной ротора). Для установки УРБ-ЗА3.051 в тех же целях используется солидол «Ж».

**Буровая лебедка.** Буровая установка оборудована двухбарабанной лебедкой (основной буровой и вспомогательной). Вспомогательная лебедка практически не применяется из-за высокой скорости подъема (более 0,5 м/с).

Реальное использование вспомогательной лебедки возможно после уменьшения диаметра барабана.

Срок службы буровой лебедки находится в пределах 20—40 месяцев. Повышенную интенсивность износа в лебедке имеет цепная передача (ведущая и ведомая звездочки, двухрядные цепи).

Разрушительное действия на указанные детали оказывает абразивный износ, который происходит от загрязнения поверхностей абразивными частицами песка. Частицы песка достаточно долгое время сохраняют свои режущие свойства и, смешиваясь с нанесенной на детали смазкой, образуют абразивную пасту, наличие которой интенсивно изнашивает сопрягаемые детали (звездочка-цепь).

Применение защитного кожуха позволит значительно увеличить ресурс цепной передачи буровой лебедки.

Интенсивность износа цепной передачи можно снизить путем систематического наблюдения за износом цепи, периодическим ее осмотром и проверкой. Зубчатое зацепление необходимо смазывать 1 раз в 3 дня. Обеспечить буровой агрегат кожухами, закрывающими все цепные передачи - не проблема, которую должен решать завод. Кожух — неотъемлемое требование правил техники безопасности и без него эксплуатация бурового агрегата запрещается.

**Буровой насос.** В процессе сооружения промывка осуществляется глинистыми растворами с помощью насосов НБ-50 и НБ-125 без использования специальных средств очистки от шлама. Это вызывает быстрый износ элементов (клапанов, поршней, манжетов, штоков) гидравлической части насосов и как следствие, приводит к ее эрозионному разрушению. Устранение приведенных причин, снижающих ресурс работы буровых насосов, возможно только при обеспечении очистки глинистого раствора, а именно: увеличение объема зумпфа и применение передвижных систем очистки промывочной жидкости на базе насосного блока НП-15А.

Длительность работы коробки отбора мощности (КОМ - раздаточный редуктор), составляет 12-20 месяцев. Наибольший износ происходит в шлицевых соединениях фланцев и валов. Выработка рабочей поверхности валов приводит поломке подшипников. Не всегда, в силу уже приведенных причин, производится смазка с соответствующей периодичностью и качеством. Несвоевременная замена манжет на валах ведет к загрязнению трущихся поверхностей подшипников и валов.

Небольшой срок службы указанных деталей объясняется следующим. Большое влияние на продолжительность их работы оказывают условия эксплуатации, а именно степень оснащенности буровой установки средствами очистки буровых растворов от шлама. Бурение скважин на

полигонах ПВ в НГМК ведется без использования не только каких-либо технических средств очистки (вибросит, гидроциклонов), но даже обычной желобной системы. Это обстоятельство является основной причиной износа гидравлического оборудования. При этом создаются условия для возникновения аварий и осложнений в стволе скважины.

**Коробка отбора мощности.** Продолжительность работы (КП) без ремонта изменяются от 14 до 20 месяцев. Основными отказами являются:

- поломка подшипников;
- износ шлицов на фланцах и валах;
- износ шлицов и зубьев звездочки Б А15-1.5.7 (каталог);
- износ полумуфты БА15-1.5.14;
- слом проушин крепления корпуса КП.

Перечисленные отказы возникают из-за недостаточного (слабого) ухода за этим узлом буровой установки. По всей видимости отсутствуют: периодический осмотр (1-2 раза в месяц) правильности зацепления и выработки зубьев шестерен и рабочих поверхностей валов и других деталей; своевременная смазка узлов; систематические наблюдения за наличием масла в ванне. В картер коробки заливается масло индустриальное «45» (от 18 до 20 л) и доливается по мере надобности (масло меняется через 6 мес., при смене поверхность ванны промывается керосином).

Указанные отказы происходят также по причине несвоевременной смазки подшипников коробки передач и контролем за ее уровнем.

Вертлюг БА15-33ГСБ составляет 10-16 месяцев. Наиболее слабым местом в конструкции вертлюга является наконечник БА15-33.109 с манжетным уплотнением. В момент выхода из строя манжета, который невозможно сразу визуально определить, глинистый раствор попадает во внутрь корпуса вертлюга, что приводит к загрязнению и поломке подшипников. Манжетные уплотнения шпинделя также подвержены быстрому износу, приводящему к утечки масла из корпуса вертлюга. Такая конструкция оказалась неприемлема, что определило необходимость ее

изменения в условиях мастерских конструкции, соответствующей вертлюгу ВР2-20, где используется грязевая трубка с сальниковым уплотнением в нижней части.

**Талевый блок.** Безремонтный период достигает 32-40 месяцев.

Недостатки в конструкции отсутствуют.

**Мачта.** Эксплуатации ее в большей части ведется в режиме, соответствующем не более 50% от максимальной паспортной нагрузке.

Характерными нарушениями являются:

слом перемычек конструкции мачты элементами тальблока и вертлюга при СПО в ведущей трубой при наращивании;

-деформация несущих конструкций нижней секции мачты, происходящая от ударов при раскреплении резьбовых соединений ротором.

Для защиты поперечных элементов мачты следует предусмотреть монтаж отражающих полос из листов железа. Следует отметить, что недопустимо производить транспортировку буровой установки с ведущей трубой, размещенной на опущенной мачте.

**В пневматической системе** малый срок службы имеет автомобильный компрессор (6 месяцев). Требуется дополнительно установить дополнительный компрессор ГАРО.

Входящий в комплект масляный насос НЦ-32 выходит из строя через 15-20 спуско-подъемов мачты. Необходимо применить более мощный маслонасос.

Электрическая мощность автомобильного генератора Г-288 не обеспечивает потребность электрооборудования. Отсутствует напряжение 36 в и аварийное освещение.

Для увеличения межремонтного периода работы ванну подшипников заполнять маслом индустриальным И-40А в объеме ~ 1,6 л (доливать 1 раз в день) заменять 1-2 раза в месяц с промывкой ванны керосином. Манжета шприцуются солидолом «Ж». Кроме того, необходимо: периодически проверять состояние и подтяжку резьбовых соединений, подтяжку

сальников и уплотнительных прокладок; тщательно очищать глинистый раствор от шлама.

Существенный недостаток БУ отсутствие надежного и прочного крепления рабочих площадок вокруг бурового оборудования.

Нет компактного, легко разбирающегося укрытия, для обеспечения комфортных условий труда.

**Укрытие.** В целях улучшения труда буровых бригад завод-изготовитель рекомендует использовать разборные укрытия бурильщика (рис. 2.8) и агрегата (рис. 2.9). Поставка их предусмотрена по требованию заказчика.

Укрытие бурильщика включает каркасы 1 и 4, выполненные из металлических труб, и легкое покрытие - из прорезиненной ткани 2. Каркасы 1 и 4 крепятся между собой, а также к рабочей площадке (мосткам) посредством струбцины 5 и к мачте агрегата хомутами 3.

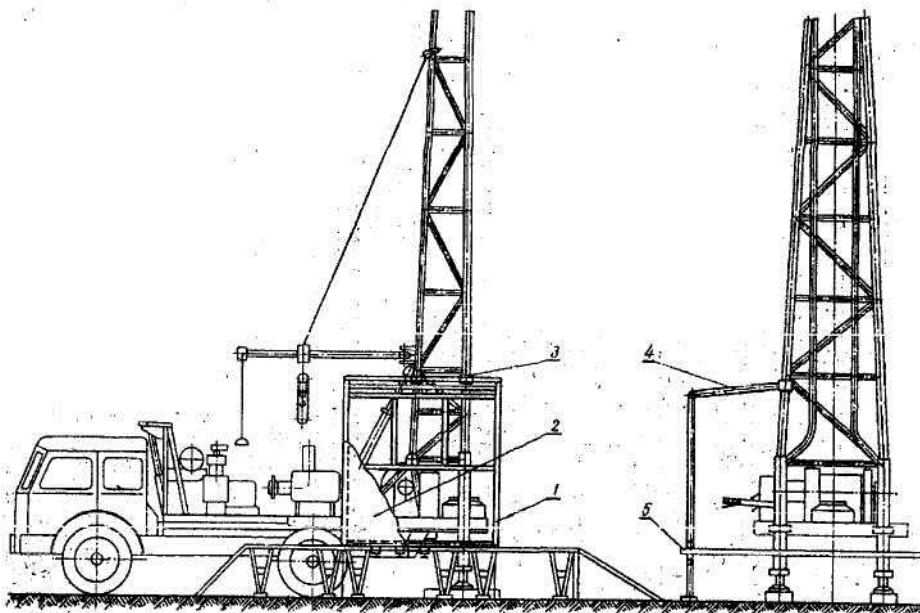


Рис. 2.8. Укрытие бурильщика  
1, 4 – каркас; 2 – покрытие из прорезиненной ткани; 3 – хомут; 5 – струбцина.

Укрытие агрегата собирают из отдельных секций для бурового, компрессорно-силового и насосно-силового блоков. Каркасы каждой секции соединяются между собой, образуя просторное помещение для

работы оборудования и буровой бригады. Каркас помещения закрывают покрытием из прочной прорезиненной ткани, составленным из отдельных легко транспортируемых и удобно соединяемых частей.

Для удобства транспортирования и монтажа секции укрытия отдельных блоков выполнены из двух частей каждая и имеют полозья. Для уменьшения ширины каркаса при транспортировании в собранном виде боковые его части выполнены складывающимися.

Масса комплекта укрытия для бурового и компрессорно-силового блока около 4,5 т.

Таким образом, проведенный анализ информации о работоспособности бурового оборудования, представленный Навоийским ГМК показывает, что основной причиной преждевременного износа узлов и деталей эксплуатируемого оборудования (прежде всего ротора, лебедки, коробок отбора мощности и передач) является отсутствие своевременной и регулярной смазки трущихся поверхностей.

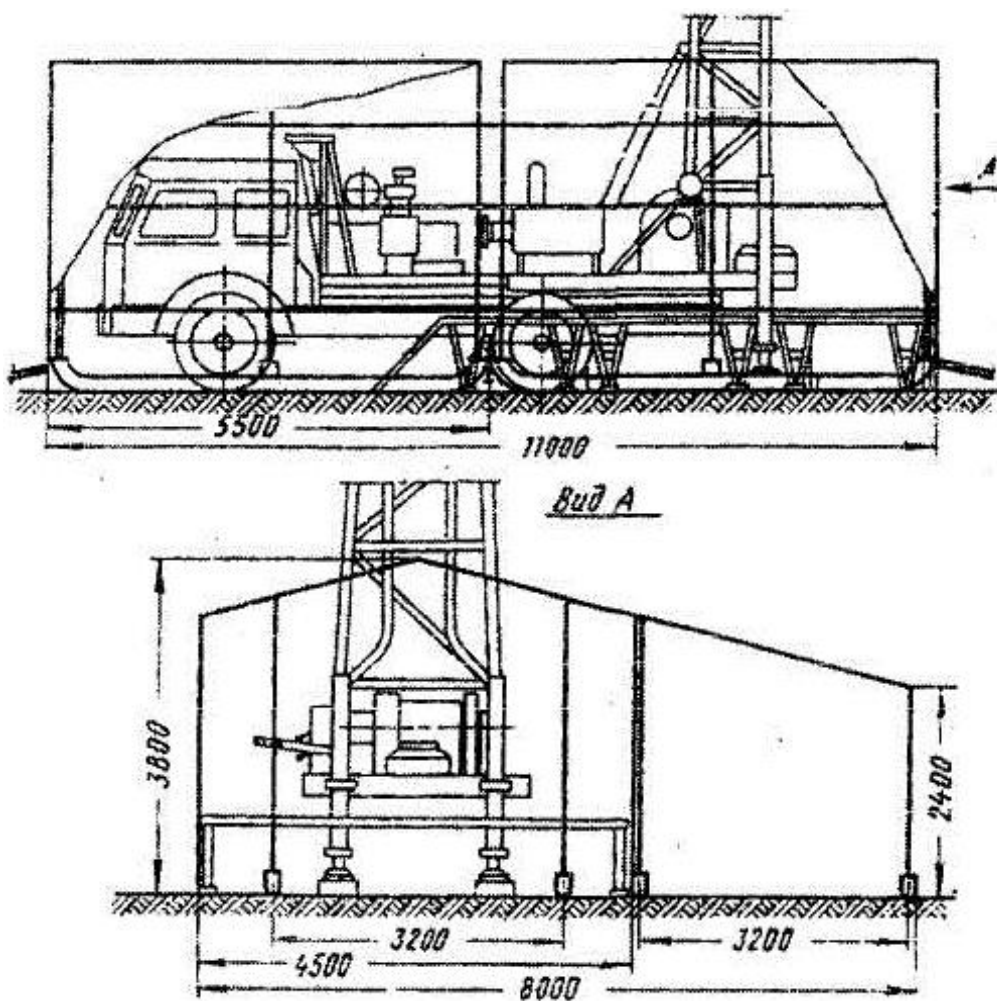


Рис. 2.9. Укрытие агрегата

Работоспособность узлов и деталей буровых установок во многом зависит не только от своевременной и тщательной смазки, предупреждения попадания грязи и пыли на трущиеся поверхности, но и от правильного применения сортов масел, рекомендуемых заводом-изготовителем.

Учитывая то обстоятельство, что в климатических условиях, характерных для эксплуатации бурового оборудования в условия НГМК в летнее время температура воздуха повышается до  $40^{\circ}\text{C}$  (и выше) рекомендуется пользоваться прилагаемой таблицей замены масел (табл. 2.2).

Таблица 2.2 Рекомендуемая таблица замены масел

Масло	Работа в обычных условиях	Работа при высоких температурах (более $+30^{\circ}\text{C}$ )
Индустриальное «30» ГОСТ 1707-51	Смесь масел индустриальных «45» и «20» ГОСТ 20799-75	

	или «ИС-20» ГОСТ 20799-75	
Индустриальное «45» ГОСТ 1707-51	Масло индустриальное «50» ГОСТ 20799-75 Масло индустриальное «ИС-20» ГОСЬ 20799-75	
Индустриальное «50» (машинное СУ) ГОСТ 1707-51		Масло АК-15 (автол 18) ГОСТ 1862-63
Трансмиссионное автотракторное летнее (нигрол «Л») ГОСТ 542-50	Масло трансмиссионное автомобильное ГОСТ 3781-53	Масло АК-15 (автол 18) ГОСТ 1862-63
Смазка универсальная УС-1 и УС-2 ГОСТ 1033-51	Смазка универсальная УСС-1 и УСС-2 ГОСТ 4366-64	Смазка «ЦИАТИМ-201» ГОСТ 6267-74

Для указания путей дальнейшего совершенствования буровых установок УРБ-ЗА3.051 и 1Б А-15В руководству НГМК целесообразно заполнить прилагаемую карту учета работоспособности узлов и деталей эксплуатируемых буровых установок и направить ее заводу-изготовителю (копия ЗАО "Русбурмаш") с целью информации о проделанной работе.

## **2.2. Особенности и оценка электрифицированной буровой установки УРБ-ЗА3.051 Э**

Технико-экономический анализ эффективности бурения скважин ПВ буровыми установками с дизельным и электрическим приводом показал, что применение последних обеспечивает значительный эффект.

Исходя из этого, производственными службами комбината взят курс при перевооружении и замене парка буровых установок приобретать 55% установок с электрическим приводом. Прделана большая работа по разработке конструкции по устройству, эксплуатации и ремонту электрифицированной буровой установки УРБ-ЗА3.051Э, смонтированной и

эксплуатируемой на объектах комбината.

Созданная передвижная буровая установка УРБ-ЗА3.051.Э с электроприводом является переоборудованной серийной буровой установкой УРБ-ЗА3.051, разработанной ЗАО «Русбурмаш» совместно с ОАО «Кунгурский машиностроительный завод» для условий ПВ и смонтированной на транспортном прицепе типа ОЗТП-84701 с широкопрофильными шинами модели КР-97.

В установке УРБ-ЗА3.051.Э привод механизмов осуществляется от индивидуальных электродвигателей вместо двигателя внутреннего сгорания ЯМЗ-236 с механической трансмиссией.

Управление основными агрегатами установки (коробка передач, ротор, лебедка) - аналогично серийной установке.

Специалистами ЗАО «Русбурмаш» выполнен анализ «Инструкции по устройству, эксплуатации и ремонту электрифицированной буровой установки УРБ-ЗА3.051.Э», г. Зафарабад, 2000 г. «Инструкция» состоит из общих сведений, схем конструктивного расположения электрооборудования и его устройства, электрических схем управления, рекомендации по перевозке и монтажу-демонтажу буровой установки, правил техники безопасности.

Анализ показал, что расчетные значения некоторых параметров не имеют достаточного обоснования. Например, нет расчетов мощности, затрачиваемой на привод ротора и т.д.

Необходимо отметить, что курс на внедрение БУ с электрическим приводом имеет преимущества, так как электродвигатели обладают следующими положительными моментами:

- 1) Плавность пуска и регулирование основных параметров;
- 2) Высокая перегрузочная способность;
- 3) Небольшая удельная масса;
- 4) Надежность и удобство обслуживания (простота и удобство управления);

## 5) Экономичность.

Главными особенностями эксплуатации электрооборудования на полигонах ПВ являются:

- непрерывная его передислокация;
- влияние атмосферных агентов; усиленные динамические воздействия и вибрация;
- повышенная опасность поражения электрическим током.

Возможные неисправности узлов электрооборудования и меры их предупреждения приведены в табл. 2.3.

Поэтому следует отметить, что наряду с общими требованиями, предъявляемыми к любому электрооборудованию (безопасность, надежность, невысокая стоимость), к электрооборудованию полигонов ПВ должен быть предъявлен ряд дополнительных требований: закрытое исполнение и компактность, транспортабельность, прочность вспомогательных конструкций, виброустойчивость.

Таблица 2.3.

### **Возможные неисправности узлов электрооборудования и меры их предупреждения**

Описание неисправности	Возможные причины	Меры предупреждения (способы устранения)
Ухудшение теплоотдачи оболочек, усиленный износ подшипников, нарушение контактных соединений.	Проникновение пыли (песка) внутрь оболочек электрооборудования.	Применение электрооборудования закрытого исполнения со степенью защиты IP41, IP42, IP43, пылезащищенное IP51, IP52 или
Высыхание изоляции обмоток электрических машин, образование	Высокая температура окружающей среды, прямое воздействие солнечных лучей.	
Сильное нагревание электродвигателя.	Электродвигатель перегружен. Ухудшалась вентиляция от	Не допускать перегрузки двигателя. Содержание двигателя в чистоте.

Электродвигатель сильно гудит, крутящий момент	Межвитковое замыкание в обмотке статора	Электродвигатель заменить новым.
Электродвигатель гудит при включении. Ротор стоит или	Обрыв одной фазы в сети или внутренний обрыв обмотки	Проверить вольтметром напряжение на зажимах. Если ти, если напряжение есть - обрыв в обмотке
Электродвигатель пол нагрузки не	Велика нагрузка при пуске	Уменьшить нагрузку.
Частота вращения вала электродвигателя меньше	Понизилось напряжение на зажимах электродвигателя.	Повысить напряжение.
Генератор гудит (дымит).	Межвитковое замыкание в обмотке	Отремонтировать в мастерской.
Значительный перегрев корпуса генератора.	Генератор работает в пониженной частотой вращения вала.	Установить номинальную частоту вращения.
Затруднения пуска электродвигателей, перегрев и преждевременный износ изоляции, снижение мощности,	Нарушение нормального электроснабжения, вызванное снижением качества электроэнергии* на	

Снижение качества электроэнергии - отклонение ее основных параметров от установленных норм и значений (допускаемое изменение частоты  $\pm 0,2$  Гц, а напряжения  $\pm 5\%$  от номинального значения), У потребителей буровых работ отклонения по частоте достигают [8] 1—1,5 Гц, а по напряжению 20-25% от номинального значения.

Анализ конструктивного расположения электрооборудования показал, что электрический двигатель привода лебедки и ротора размещен ниже пола площадки буровой установки, что по нашему мнению не целесообразно.

Кроме того, необходимо выполнить расчет мощности электродвигателя, затрачиваемой на выполнение операции привода ротора, лебедки, бурового насоса, компрессора и маслонасоса.

Для примера нами сделан расчет мощности, затрачиваемой на привод ротора.

1. Расчет мощности, затрачиваемой на привод ротора для следующих условий:

Глубина скважины  $L = 600$  м;

Диаметр скважины (долота)  $D = 215,9$  мм;

Частота вращения ротора  $n = 120$  мин<sup>-1</sup>;

Бурильные трубы стальные  $d = 73$  мм;

Нагрузка на долото  $P_d = 151$  кН;

Удельный вес бурового раствора  $\gamma_{бр} = 1,2 \cdot 10^4$  Н/м<sup>3</sup>.

1.1. Мощность, расходуемая на работу долота определяется из выражения [7]

$$N_d = k_{zn} \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot D^{0.4} \cdot P_d^{1.3},$$

где  $k_t = 2,3$  коэффициент крепости горных пород; для средней твердости. Для изношенных долот значение  $k_{zn}$  увеличивается в 1,5 раза, т.е.  $\wedge = 2,3 - 1,5$ .

$$N_d = 2,3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot 120 \cdot 215,9^{0.9} \cdot 151^{1.3} = 24,2 \text{ кВт.}$$

1.2. Мощность, расходуемая на холостое вращение бурильной колонны определяется из выражения [7].

$$N_{x.s.} = 13,5 \cdot 10^{-8} \cdot L \cdot d^2 \cdot n^{1.5} \cdot D^{0.5} \cdot \gamma_{бр} = 13,5 \cdot 10^{-8} \cdot 600 \cdot 0,073^2 \cdot 120^{1.5} \cdot 0,2159^{0.5} \cdot 1,2 \cdot 10^4 \approx 3,2 \text{ кВт}$$

Мощность, расходуемая на привод ротора

$$N_p = \frac{N_d + N_{x.s.}}{\eta_p} = \frac{24,2 + 3,2}{0,9} = 30,4 \text{ кВт.}$$

где  $\eta_p = 0,9$  - КПД ротора.

2. Расчет мощности на подъем бурового инструмента. Воспользуется формулой

$$N_{п.и.} = \frac{Q_{кр} V_k}{\lambda \cdot \eta},$$

где  $Q_{кр}$  - нагрузка на крюке, Н;

$V_k = 0,168$  м/с - скорость подъема инструмента;

$\lambda$  - КПД передач,  $\lambda = 0,9$ ;

$\eta = 1,5$  - коэффициент перегрузки двигателя.

$$N_{н.н.} = \frac{138\,600 \cdot 0,168}{1,5 \cdot 0,9} = 17,25 \text{ кВт.}$$

где  $Q = K \cdot q \cdot k \cdot L = 1,5 \cdot 140 \cdot 1,1 \cdot 600 = 138\,600 \text{ Н.}$

Здесь  $K = 1,5$  - коэффициент, учитывающий сопротивление при подъеме инструмента;  $q$  - вес 1 м бурильных труб, Н/м;  $k$  - 1,1 - коэффициент, учитывающий увеличение веса бурильных труб из-за соединений.

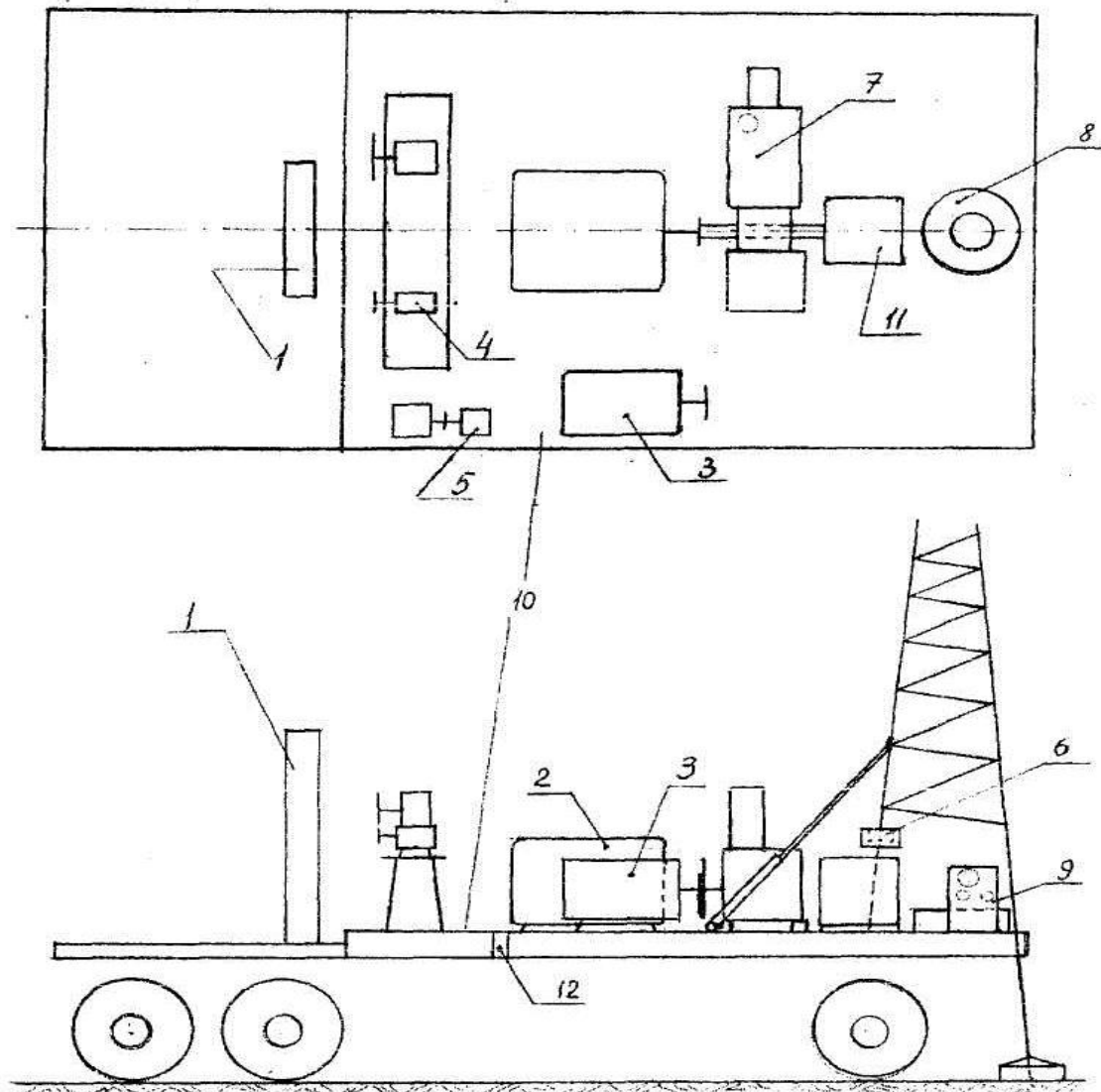


Рис. 2.10. Схема расположения оборудования на платформе буровой установки УРБ-3А3-Э

1 – станция управления; 2- электродвигатель лебедки и ротора; 3 – электродвигатель бурового насоса; 4 – электродвигатель компрессора; 5 – электродвигатель маслонасоса; 6 – пульт управления; 7 – буровой насос; 8 – ротор; 9 – пульт управления лебедкой; 10 – платформа; 11 – коробка передач; 12 – кнопка управления маслонасосом.

Вывод: принятая для привода лебедки и ротора мощность  $N = 75$  кВт, более чем достаточна. Для привода указанных механизмов может быть использован электродвигатель меньшей мощности.

### 2.3. Процесс бурения как объект управления

Как объект управления процесс бурения представляет собой довольно сложную систему, составными частями которой являются установка, буровой став, долото и сам процесс бурения.

Управление параметрами режима бурения характеризуется большим количеством **входных** и **выходных** величин. На входы объекта поступают:

- управляющие воздействия  $U_1, U_2, \dots, U_n$ ;
- контролируемые возмущения  $K_{v1}, K_{v2}, \dots, K_{vm}$ ;
- неконтролируемые случайные возмущения  $F_1, F_2, \dots, F_l$ .

Реакцией объекта на эти воздействия и возмущения является установление на его выходе некоторых (определенных) значений выходных переменных  $Z_1, Z_2, \dots, Z_k$ , из которых управляемыми могут являться все или часть из них.

За **управляющие** воздействия могут быть приняты только оперативно регулируемые **входные переменные**. Они должны удовлетворять требованиям линейности, возможности оперативного измерения (наблюдаемости) и иметь необходимый диапазон изменений.

Контролируемыми возмущениями процесса являются конструктивные особенности БУ, диаметр и глубина скважины.

Неконтролируемыми случайными возмущениями являются периодические вариации физико-механических свойств буримых пород.

Входным переменным сопутствуют различные внутренние и внешние возмущения в виде помех и случайных нагрузок. Помехи проявляются при подклинивании и затуплении инструмента (их можно устранять). Случайные нагрузки возникают в результате изменения физико-механических свойств буримой породы по глубине скважины и их устранить невозможно.

Изменение привода вращения бурового става, системы очистки скважины относят к внутренним помехам, которые можно контролировать, измерять и использовать в процессе управления.

В качестве **входных** управляющих воздействий для БУ могут быть выбраны: частота вращения  $\omega_{вр}$ , количество воды  $Q_v$  для очистки скважины и угол отклонения оси скважины от вертикали  $\beta^\circ$ .

**Выходные параметры** характеризуют физические результаты процесса разрушения породы и технико-экономические показатели бурения и могут быть как **наблюдаемыми** и **управляемыми**, так и **не наблюдаемыми** и **неуправляемыми**. Не наблюдаемые, в свою очередь, бывают оперативно **вычисляемые** и оперативно **невычисляемые**.

В качестве выходных переменных могут быть выбраны управляемые параметры, такие как: скорость бурения  $V_d$ , крутящий момент  $M_{вр}$ , проходка на долото  $H_d$ , энергоемкость разрушения единицы объема породы  $E_6$ , мощность механизма вращения  $N_{вр}$ , производительность буровой установка в смену  $П_{см}$ , затраты на бурение одного погонного метра скважины  $C_6$ .

Основной особенностью управления является выбор совокупности воздействий. При регулировании же поддерживается постоянной или изменяется по некоторому закону какая-либо величина, характеризующая процесс.

Регулирование не в состоянии в общем случае обеспечить оптимальность параметров режима бурения, поскольку оптимизация требует выбора оптимальных задающих воздействий в изменяющихся условиях. Этот выбор должен осуществляться постоянно в темпе с изменениями условий бурения. Регулирование требует, чтобы выбор делал человек, но он не всегда

может это сделать вследствие отсутствия необходимой ему информации, наличия физиологических и биологических особенностей. Регулирование можно назвать управлением без выбора. Оно является одной из важнейших частных функций управления.

Проблема выбора оптимальных режимов бурения заключается [46] в необходимости выбора совместно с ограничениями значения управляющих воздействий, приводящих к экстремуму (максимуму или минимуму) некоторой переменной, принятой за критерий оптимизации (эффективности), т.е. обеспечить

$$Y_i = \varphi (U_1, U_2, \dots, U_n) \rightarrow \text{extr} \quad (2.1)$$

при ограничениях

$$\begin{aligned} U_{в1} &\geq U_1 \geq U_{н1} \\ U_{в2} &\geq U_2 \geq U_{н2} \\ &\dots\dots\dots \\ U_{вn} &\geq U_n \geq U_{нn}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

где  $Y_i$  - многомерная функция.

Ограничения (2.2) можно записать короче в виде принадлежности множеству или области допустимых значений:

$$u_i \in U_i, i = 1, 2, \dots, n. \quad (2.3)$$

Задача выбора ограничений является одной из самых важных, часто определяющей успех оптимизации. Важное значение имеют также частные экстремумы вдоль ограничений.

Часто один критерий не обеспечивает оптимальности по другим критериям, поэтому ставится задача многокритериальной оптимизации

$$I = \varphi_1(Y) = \varphi_1(y_1, y_2, \dots, y_m) \rightarrow \text{extr} \quad (2.4)$$

при ограничениях (2.2) или (2.3) и на компоненты функции  $Y$

$$y_i \in Y_i, i = 1, 2, \dots, m. \quad (2.5)$$

Значения,  $U_{10}, U_{20}, \dots, U_{n0}$  управляющих воздействий, доставляющие экстремум (2.1) и (2.4), называются оптимальными. При наличии неконтролируемых случайных возмущений важно не только обеспечить

попадание в оптимум, т.е. определить  $U_{10}, U_{20}, \dots, U_{n0}$ , но и отслеживать все их изменения при случайном дрейфе экстремума критерия оптимизации.

#### 2.4 Установление функциональных связей между параметрами модели процесса бурения как объекта управления

Модель управления «забой - долото - буровой установка (БУ)» как объект управления процессом бурения, реализуемый ВПМ и характеризуемый входными и выходными параметрами, можно представить в виде связей, рис.2.11.

**Входные параметры**, характеризующие технические возможности буровой установка и условия бурения, разделяются на:

- **управляющие воздействия**, которые являются оперативно регулируемые (осевое усилие подачи -  $P_{oc}$ ; частота вращения долота -  $\omega_{вр}$ ; расход воды для очистки скважины -  $Q_v$ ; угол отклонения оси скважины от вертикали -  $\beta^\circ$ );
- **контролируемые возмущения**, не зависящие от процесса бурения (конструктивные параметры БУ -  $K_{ст}$ ) и зависящие от режимов бурения (диаметр и глубина скважины -  $P_b$ , параметры вибрации БУ: амплитуда, частота -  $V_{ст}$ );
- **неконтролируемые случайные возмущения** (параметры разрушаемой среды -  $P_{ср}$ ).

К параметрам разрушаемой среды  $P_{ср}$  относится комплекс показателей, характеризующих физико-механические свойства горной породы как объекта разрушения при бурении, имеющих вид случайных функций (предел прочности породы при одноосном сжатии, трещиноватость, абразивность, обводненность и др.).

В группу **неконтролируемых параметров** следует отнести ряд возмущающих воздействий на процесс бурения, включая шумы в каналах управлений и контроля, носящих случайный характер и неподдающихся, как правило, точным количественным измерениям. Обычно их влияние

учитывается введением ограничений соответствующими средствами защиты.

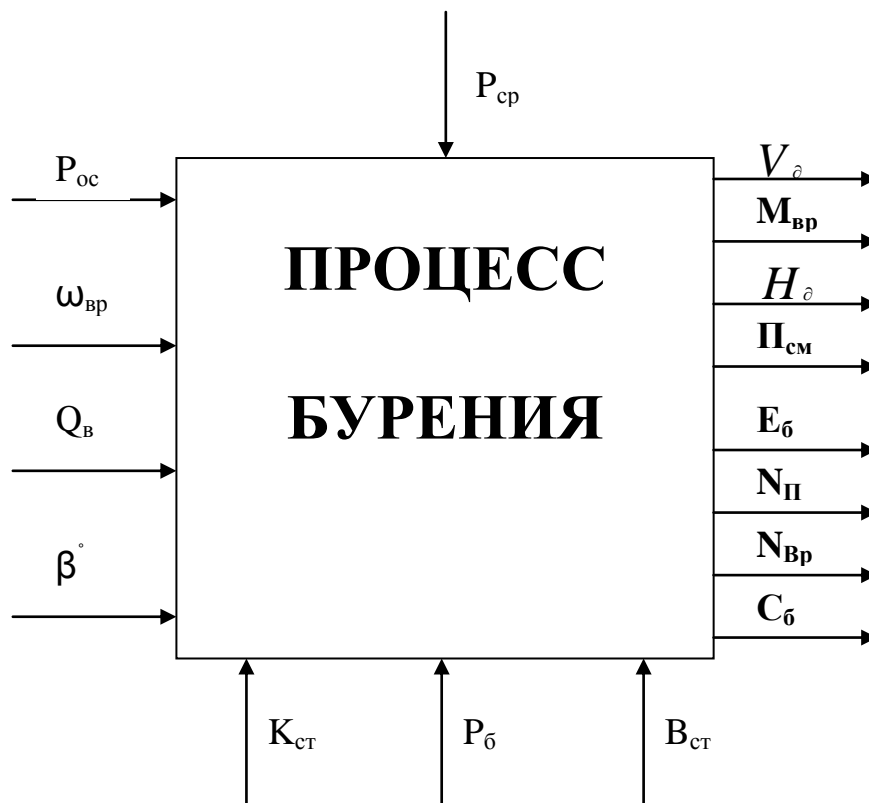


Рис. 2.11. Связь входных и выходных параметров управления процессом бурения

**Выходные параметры** характеризуют физические результаты процесса разрушения породы и разделяются на:

- **наблюдаемые** (скорость бурения –  $V_{д}$ ; крутящий момент -  $M_{вр}$ ; проходка на долото -  $H_{д}$ );
- **не наблюдаемые**, которые бывают оперативно **вычисляемые** (производительность БУ в смену -  $\Pi_{см}$ ; энергоемкость процесса бурения -  $E_{б}$ ; мощность механизма подачи -  $N_{п}$ ; мощность механизма вращения  $N_{вр}$ ) и оперативно **невыхисляемые** (затраты на бурение одного погонного метра скважины -  $C_{б}$ ).

Следует отметить, что энергоёмкость бурения  $E_b$  может являться как функцией входных параметров ( $P_{oc}, \omega_{вр}$ ), так и неконтролируемых случайных возмущений ( $[\sigma_{сж}]$ ) и иметь свои реальные значения для механизма подачи и для механизма вращения БУ.

Для численного определения энергоёмкости требуется установить аналитические связи мощностей механизмов установка от параметров режима бурения.

Из возможных связей между параметрами выделенных групп наибольшую ценность, по нашему мнению, представляют функционалы вида:

$$Z_i = \varphi_i (U, P_{cp}, P_b, K_{ст}, V_{ст}), \quad (2.6)$$

$$U_i = \varphi_i (P_{cp}, P_b, K_{ст}, V_{ст}). \quad (2.7)$$

Функционалы вида (2.6) для системы «забой - долото - БУ» позволяют получить общее решение. Функционалы вида (2.7) выражают закономерность управления процессом бурения. Если величины  $U_i$  соответствуют экстремальным значениям критерия оптимизации из группы  $Z_i$  для каждого комплекса параметров, то уравнения (2.7) описывают оптимальное управление процессом бурения.

Об эффективности бурения можно судить по выходным количественным показателям (скорости бурения скважины, крутящему моменту, проходке на долото), а для объективной оценки технико-экономических показателей (производительности установка в смену, энергоёмкости бурения, мощности механизмов вращения и подачи, затрат на бурение одного погонного метра скважины) следует ввести качественную составляющую. Тогда состояние объекта управления «забой – долото – БУ» можно представить в виде связей между входными, выходными и качественными параметрами процесса бурения. Анализ упомянутых связей между параметрами показывает, что выходные параметры – скорость бурения  $V_d$ , крутящий момент  $M_{вр}$  и проходка на долото  $H_d$  обладают

свойством дуализма, так как они отражают как количественное, так и качественное состояние объекта управления.

## 2.5. Модель бурения по износу вооружения долота

Практика показывает, что, за исключением случаев, когда происходит катастрофическое разрушение долота, наивыгоднейшим режимом разрушения горных пород шарошечным долотом будет такой, при котором достигается максимальная механическая скорость проходки. При таком режиме можно ожидать наибольшую проходку на долото [51].

Известные сведения об абразивности горных пород позволяют иметь только общие представления о явлении износа. Основной износ вооружения (зубьев) шарошек происходит от их скольжения и зависит от свойств породы, обводненности скважины и от пути скольжения.

В работе [53] предлагается рассматривать износ вооружения шарошечного долота с учетом мощности трения. Установлено, что величина и продольной и поперечной скорости скольжения долота  $V_{ск}$  (м/с) зависит только от величины смещения осей шарошек  $e$ , постоянна для всех точек шарошки и равна

$$V_{ск} = \omega_{врд} \cdot e. \quad (2.8)$$

Величина скорости трения вооружения с учетом передаточного отношения скорости шарошки  $i$  составляет

$$V_{тр} = \omega_{врд} \cdot i - V_{ск}. \quad (2.9)$$

Подставив (2.8) в (2.9), получим

$$V_{тр} = \omega_{врд} \cdot (i - e). \quad (2.10)$$

Работа трения  $A_{тр}$  для произвольных параметров бурения ( $i, \dots, k$ ) до предельного состояния вооружения долота равна:

$$A_{тр} = (S_{сквi} \cdot [\sigma_{сж}]_i)^n \cdot V_{три} \cdot H_{д.ви} = \dots = (S_{сквк} \cdot [\sigma_{сж}]_k)^n \cdot V_{трk} \cdot H_{д.вк} = \text{const}, \quad (2.11)$$

где  $H_{д.вн}$  – проходка на долото до предельного состояния вооружения по износу;  $n$  – показатель степени, зависящий от абразивности буримой породы, и равный  $1,0 \div 1,5$  [55].

С учетом (2.10) для скважины с одним и тем же диаметром бурения, для одинаковой конструкции долота и при условии, что  $P_{oc} \geq S_{скв} \cdot [\sigma_{сж}]$ , в относительных единицах имеем:

$$\left( \frac{H_{д}}{H_{д\max}} \right)_B = \left( \frac{P_{oc}}{P_{oc\max}} \right)^n \cdot \frac{\omega_{врд}}{\omega_{вр.п.}} = \text{const} = 1,0. \quad (2.12)$$

Откуда получим модель функциональных связей параметров ВПМ по предельному состоянию - износ вооружения долота:

$$\left( \frac{P_{oc}}{P_{oc\max}} \right)_B = \left( \frac{\omega_{вр.п.}}{\omega_{врд}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.13)$$

## 2.6. Оценка относительной энергоёмкости процесса бурения по предельному состоянию долота

Одним из качественных технико-экономических показателей процесса бурения является энергоёмкость бурения.

Относительную энергоёмкость процесса бурения можно представить:

$$\frac{E_{\dot{\sigma}}}{E_{\dot{\sigma}\max}} = \psi_{\Pi} \frac{E_{\Pi}}{E_{\Pi\max}} + \psi_{Вр} \frac{E_{Вр}}{E_{Вр\max}}, \quad (2.14)$$

где  $\psi_{\Pi}$  и  $\psi_{Вр}$  – весовые коэффициенты соответственно равные [5, 12]:

$$\psi_{\Pi} = \frac{N_{y\Pi}}{N_{y\Pi} + N_{yВр}}; \psi_{Вр} = \frac{N_{yВр}}{N_{y\Pi} + N_{yВр}}. \quad (2.15)$$

Здесь  $N_{y\Pi}$  и  $N_{yВр}$  – установленные мощности соответственно механизмов подачи и вращения буровой установка ( $\psi_{\Pi} = 0,09$ ;  $\psi_{Вр} = 0,91$  [5, 12]);

$\frac{E_{\Pi}}{E_{\Pi\max}}$  и  $\frac{E_{Вр}}{E_{Вр\max}}$  – относительные энергоёмкости соответственно

механизмов подачи и вращения при бурении скважины.

Относительную энергоемкость механизма подачи можно представить как частное от деления

$$\left( \frac{E_{\Pi}}{E_{\Pi \max}} \right)_{\Pi, B} = \frac{N_{\Pi}}{N_{\Pi \max}} \cdot \left( \frac{V_{\delta}}{V_{\delta \max}} \right)^{-1}. \quad (2.16)$$

Проведя алгебраические преобразования, получим:

$$\left( \frac{E_{\Pi}}{E_{\Pi \max}} \right)_{\Pi, B} = \left( \frac{\omega_{\text{вр.н.}}}{\omega_{\text{вр}\delta}} \right)^{\frac{1}{z}}. \quad (2.17)$$

Для одного и того же диаметра долота объемная производительность бурового установка полностью совпадает со скоростью бурения, поэтому относительная энергоемкость вращения долота определится как частное от деления (2.31) на (2.22) и будет иметь вид:

$$\left( \frac{E_{Bp}}{E_{Bp \max}} \right)_{\Pi, B} = \frac{N_{Bp}}{N_{Bp \max}} \cdot \left( \frac{V_{\delta}}{V_{\delta \max}} \right)^{-1}. \quad (2.18)$$

После алгебраических преобразований получаем:

$$\left( \frac{E_{Bp}}{E_{Bp \max}} \right)_{\Pi, B} = \frac{K_c}{K_{c \max}} \cdot \left( \frac{\omega_{\text{вр.н.}}}{\omega_{\text{вр}\delta}} \right)^{\frac{m_{\max} - m}{z}}. \quad (2.19)$$

Окончательно, относительная энергоемкость бурения с учетом (2.17) и (2.19) принимает вид:

$$\left( \frac{E_{\delta}}{E_{\delta \max}} \right)_{\Pi, B} = \left( \frac{\omega_{\text{вр.н.}}}{\omega_{\text{вр}\delta}} \right)^{\frac{1}{z}} \cdot \left[ \psi_{\Pi} + \psi_{Bp} \frac{K_c}{K_{c \max}} \cdot \left( \frac{\omega_{\text{вр.н.}}}{\omega_{\text{вр}\delta}} \right)^{m_{\max} - m} \right]. \quad (2.20)$$

Графическая интерпретация результатов вычислений по выражению (2.19) представлены на рис. 2.9, 2.10.

Анализ полученных результатов показывает, что относительная энергоемкость процесса бурения существенно зависит как от качества продувки и угла отклонения оси скважины от вертикали, так и от показателя степени, характеризующего предельное состояние долота. Минимальная энергоемкость процесса бурения достигается при очень хорошей ( $m=1,25$ ) продувке и минимальном диаметре бурения.

## Выводы по главе

Анализ полученных экспериментальных и теоретических данных позволяет сделать следующие выводы:

- на основании статистики отказов БУ установлено, что основной причиной потери работоспособности роторов (вращателя), опорных узлов, насоса является преждевременный выход из строя подшипников из-за усталостного изнашивания;
- установлено, что основными причинами отказов опорных узлов являются ударно-усталостные повреждения подшипников, а также недостаточная долговечность уплотнительных узлов;
- установлено, что неблагоприятные сочетания факторов контактного взаимодействия и режимов вибронагружения деталей БУ является причиной, вызывающей быстрое разрушение опорных элементов;
- состояние объекта управления «забой – долото – БУ» определяется видом и характером связей между входными, выходными и качественными параметрами процесса бурения;
- поиск вида аналитических связей входных, выходных и качественных параметров объекта управления «забой – долото - БУ» следует вести независимо по одним предельным состояниям долота:
  - по износу вооружения;
- установлено, что модель функциональных связей параметров процесса бурения по предельному состоянию долота имеет одну аналитическую структуру (степенную зависимость) при существенно различных зонах повышенного и пониженного ресурсов, определяемых показателем степени, значение которого составляет  $z=n=3/2$  для предельного состояния долота по износу его вооружения.

## **Глава 3. Обоснование методов контроля оценки технического состояния и синтез структуры системы ситуационного управления БУ бурения**

### **3.1. Формирование структуры системы ситуационного управления БУ**

Обзор литературных источников [1, 2, 11, 17, 18, 20, 27], рассматривающих вопросы информационного обеспечения систем управления БУ показывает, что наличие штатной бортовой приборной панели практически не обеспечивает количество и качество информации для принятия машинистом БУ оптимальных решений по управлению бурением, поэтому структура ССУ БУ должна включать дополнительный поток качественной информации и надежных средств её отображения.

В структуре ССУ БУ предусмотрено использование в качестве немашинного информационного обеспечения контролируемых входных и выходных параметров, непрерывно регистрируемых штатным комплектом датчиков в реальном масштабе времени (скорости бурения скважины, частоты вращения долота, крутящего момента, а также угла отклонения оси скважины от вертикали и датчиков вибрации) – ЭЦВМ и АВМ. В качестве внутримашинного информационного обеспечения - программа на основе алгоритма обработки сигналов, полученных по каналам первичных информационных сигналов.

### **3.2. Структуризация первичных сигналов в информационных каналах системы ситуационного управления БУ**

Массив горных пород [22], представляющий собой случайное пространство физико-механических свойств, может рассматриваться как совокупность пространств, обладающих свойствами однородности,

стационарности и эргодичности, характеризующихся, в свою очередь, математическим ожиданием и корреляционной функцией (спектральной плотностью).

Постоянная времени приводов БУ на два-три порядка меньше времени корреляции породного массива, в то же время процесс бурения характеризуется также и непрерывным перераспределением соотношений потенциальной и кинетической энергий в различных элементах и приводах БУ (электро-механическая система - ЭМС), что приводит к их динамическому нагружению - колебаниям (вибрациям) различных элементов относительно положения их устойчивого равновесия на вынужденной частоте.

Так, по результатам экспериментальных исследований ряда авторов [41, 42] вынужденная частота элементов трансмиссии и роторов приводных двигателей для БУ [41] находится в пределах 4÷6 Гц.

Следовательно, сигнал  $x_1$  от штатных датчиков, поступающий в устройство обработки информации (ЭЦВМ и АВМ) (рис.3.1), должен иметь спектр шириной  $\omega_{\min}^* \div \omega_{\max}^*$

$$S_{x_1}(\omega^*) = 0 \begin{cases} 0 \leq \omega^* \leq \omega_{\min}^* \\ \omega_{\max}^* \leq \omega^* \end{cases}, \quad (3.1)$$

где  $S_{x_1}(\omega^*)$  - нормированная спектральная плотность входного сигнала;

$\omega^*$  - парциальная частота колебаний ЭМС БУ, рад/с.

При этом, сигнал  $x_2$  после частотного полосового фильтра должен быть согласован со входом  $x_4$  ЭВМ через блок образования зоны нечувствительности и аналогово-цифровой преобразователь (АЦП), т.е.  $|x_{2_0}| \leq \Delta x_4$ , где  $\Delta x_4$  - шаг квантования АЦП. Или со входом  $x'_4$  АВМ через блок образования зоны нечувствительности и согласующий усилитель мощности сигнала  $Y_2$ . В этом случае,  $|x_{2_0}| \leq \Delta x'_4$ , где  $\Delta x'_4$  - порог чувствительности усилителя.

Информационный сигнал  $x_1$ , преобразованный таким способом,

позволит во всем реальном диапазоне крепости разрабатываемых пород исключить влияние шумов и помех в канале передачи информации, вызванных случайным изменением физико-механических свойств буримой породы малой дисперсии и нежесткостью электро-механической системы БУ.

### **3.3. Принципы реализации управляющих воздействий в системе ситуационного управления БУ по входным параметрам бурения**

Сформулируем основные принципы реализации внутримашинного информационного обеспечения управляющих воздействий на основе правил поведения машиниста БУ. Правила формируются по наблюдаемым оператором на бортовой приборной панели (БПП) выходным параметрам: по скорости бурения скважины, по потребляемой мощности механизмов вращения.

Непрерывным условием ведения бурения является своевременная очистка скважины и долота от продуктов разрушения. Поэтому первый принцип реализации внутри машинного информационного обеспечения управляющих воздействий следующий: текущее значение показателя качества промывки скважины должно удовлетворять условию

$$m \leq m_{\max}. \quad (3.2)$$

Второй принцип – максимизация относительной скорости бурения скважины

$$\frac{V_{\delta}}{V_{\delta \max}} \rightarrow \max. \quad (3.3)$$

Третий принцип – минимизация относительной потребляемой мощности механизма вращения

$$\frac{N_{Bp}}{N_{Bp \max}} \rightarrow \min. \quad (3.4)$$

Четвертый принцип – минимизация относительной энергоемкости бурения

$$\frac{E_{\sigma}}{E_{\sigma \max}} \rightarrow \min . \quad (3.5)$$

Многовариантность принципов реализации внутри машинного информационного обеспечения управляющих воздействий всего для трех исполнительных команд предусматривает разработку алгоритма функционирования ССУ БУ на основе минимизации его шагов.

### **3.4. Исследования интенсивности вибраций при различных режимах работы БУ**

Для определения технического состояния деталей и узлов БУ с помощью вибрационных измерений разработана методика сбора и обработки информации, а также проведения исследований по выявлению эксплуатационных факторов, влияющих на параметры вибрационного сигнала.

К задачам проведения исследований относились:

- установление зависимости вибрационного сигнала деталей БУ от условий эксплуатации;
- установление критериев технического состояния деталей БУ;
- установление режимов обязательного контроля при диагностировании.

Исходя из необходимости получения достаточного количества данных о техническом состоянии деталей и узлов БУ, к информации предъявлялись требования: непрерывности, полноты, достоверности, однородности.

Для преобразования механических колебаний в цифровую форму использовался датчик пьезоакселерометр с широким частотным диапазоном. Пьезоакселерометры имеют наименьшую погрешность измерения и обладают достаточно широким частотным диапазоном от 5 Гц до 25 тыс. Гц. Масса датчика мала по отношению к массе исследуемых объектов и поэтому не оказывает влияния на колебательные характеристики.

Крепление датчика производилось магнитным способом. Метод обеспечивает достаточно надежное его крепление. Датчик устанавливался в

точках, содержащих наиболее полную информацию о состоянии кинематических пар, т. е. вблизи деталей ротора (вращателя).

Погрешности при определении технического состояния с применением предложенной диагностической аппаратуры складывались из погрешности, связанной с физической природой виброакустического метода и аппаратурной ошибкой. Погрешности оценивались относительной ошибкой измерения в процентах

$$\Delta r_{\text{отн}} = \frac{\Delta r}{r_{\text{cp}}} \cdot 100\% ,$$

где  $\Delta r$  - суммарная абсолютная ошибка измерений;  $r_{\text{cp}}$  - среднее значение измеряемой величины.

Суммарная абсолютная ошибка определялась по формуле

$$\Delta r = \sqrt{(\Delta r_a)^2 + (\Delta r_\phi)^2} ,$$

где  $\Delta r_a$  - аппаратурная ошибка;  $\Delta r_\phi$  - ошибка, связанная с ошибкой измерений и при применении выбранной диагностической аппаратуры не превышала 5%.

Необходимое и достаточное количество наблюдений  $N$  за изменением технического состояния бурового оборудования определялось по формуле:

$$N = \frac{n \cdot T}{k_1 \cdot k_2 \cdot t} ,$$

где  $n$  – количество замеров;  $T$  – возможная величина наработки до достижения предельного состояния узла, час;  $k_1$  – коэффициент непрерывности работы исследуемого объекта;  $k_2$  – коэффициент, учитывающий режим работы машины;  $t$  – продолжительность смены, час.

Количество замеров  $n$ , которое необходимо зарегистрировать при проведении наблюдений находится в зависимости от требуемой степени достоверности  $\gamma$  и коэффициента точности  $\delta$ .

Величина  $\gamma$  принимается равной  $\gamma = 0.9 - 0.95$ , а коэффициент  $\delta$  определяется по зависимости:

$$\delta = 1/(1 + \zeta) ,$$

где  $\zeta$  - допустимая величина ошибки, принимаемая равной 0,05-0,15.

Математическое ожидание определяем по формуле:  $m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$ .

В качестве оценки дисперсии  $\sigma^2$  принимаем величину  $\sigma^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$ .

Среднеквадратическое отклонение  $\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$ .

Определение границ диапазонов статистически возможных и статистически допустимых уровней вибрации: диапазон статистически допустимых уровней вибрации  $i$ -го объекта, зависящий от наработки (числа измерений) и накопленных данных о вибрации исправных объектов, для  $n_i$ -го измерения определяется по формуле:

верхняя граница:  $X_{i,n_i}^s = \bar{X}_{i,n_i} + K_n^s \sigma$ ; нижняя граница:  $X_{i,n_i}^n = \bar{X}_{i,n_i} - K_n^n \sigma$ ,

где:  $X_{i,n_i}$  - среднее значение регистрируемого параметра вибрации, полученное по  $n_i$  измерениям;  $\sigma$  - среднеквадратическое отклонение регистрируемых параметров вибрации исправных объектов;  $K_n^s, K_n^n$  - толерантные коэффициенты, формирующие соответственно верхнюю  $X_{i,n_i}^s$  и нижнюю  $X_{i,n_i}^n$  границы согласно заданным вероятностям выхода вибрации диагностируемого объекта за их пределы при условии, что разброс вибрации определяется дисперсией  $\sigma^2$ .

Исследования включали:

- измерения общего уровня вибрации: виброскорость, виброускорение;
- измерения реальных спектров: виброускорение;
- измерения формы сигнала (форма реального сигнала и огибающей);
- измерения спектра огибающей.

Экспериментальные исследования буровых установок в производственных условиях, проведенные до настоящего времени, в основном были направлены на оптимизацию режимных параметров бурения в породах различной крепости [11, 18, 19, 41], снижение вибронагруженности различных элементов и узлов и мощности электропривода [25, 42, 49]. Непосредственного исследования изменения вибрации в подшипниках качения при различных условиях эксплуатации буровых установок не проводилось, так как это связано с большими трудностями технического и организационного характера. Затруднительна, например, передача сигналов от датчиков, установленных на вращающихся частях установка,

усложняющаяся необходимостью проведения эксперимента в производственных условиях.

### **3.5. Параметры технического состояния машинного оборудования**

Техническое состояние – это совокупность свойств объекта, определяющих возможность его функционирования и подверженных изменению в процессе производства, эксплуатации и ремонта. Диагностический параметр (ДП) – параметр (признак) объекта диагностирования, используемый в установленном порядке для определения технического состояния объекта. Для каждого типа технической системы можно указать множество параметров, характеризующих техническое состояние системы. Большинство ДП по своему назначению могут иметь двойственную природу, являясь одновременно диагностическими и техническими (или параметрами функционального использования). Именно эти параметры чаще всего поддаются непосредственному измерению. В случае если значения диагностических параметров не поддаются непосредственному измерению, то эти значения могут быть найдены путем обработки других параметров, связанных с искомыми функциональными зависимостями.

Состояние сложного объекта диагностирования обычно оценивают множеством  $m$  функциональных параметров  $s_i$ , уход которых от нормативных значений со временем наработки приводит к отказу. На основе изучения статистики отказов составляют перечень слабых узлов, лимитирующих ресурс машины, и перечень подлежащих диагностированию дефектов, обусловленных выходом того или иного функционального параметра (например, зазора в подшипнике, степени износа поршневых колец, значения дисбаланса ротора и др.) за допустимые пределы.

Совокупность технических параметров объекта диагностирования, характеризующих возможное отклонение функционирования объекта от нормального, определяет его состояние в момент времени  $t$ . Результат оценки текущего состояния объекта  $S^t = \{s_1^t, \dots, s_m^t\}$  в момент наблюдения  $t$  принято называть диагнозом; результат оценки состояния в момент времени  $0 < t < t_i$

называют генезом, а в моменты времени  $0 < t < t_i$  – прогнозом.

Рассматривая функционирующий механизм как некий преобразователь  $A$  вектора параметров его технического состояния – функциональных параметров  $S = \{s_i\}$ , где  $i=1, \dots, m$ , в векторе параметров виброакустического сигнала диагностических признаков  $U = \{u_j\}$ , где  $j=1, \dots, n$ , в виде

$$U = AS,$$

можно сформулировать задачу виброакустической диагностики машин и механизмов как получение зависимости, обратной формуле (4.1), т.е. в виде

$$S = A^{-1}U,$$

где  $A^{-1}$  – оператор, обратный  $A$ .

Появление дефекта, приводящего со временем наработки к потере работоспособности объекта диагностирования, удобно характеризовать движением вектора функциональных параметров  $S_k^t$  и вектором  $R_k^t$  отклонений функциональных параметров от нормы  $S_k^0$ . Вторым способом является предпочтительным:

$$R_k^t = S_k^t - S_k^0 = \{r_k^1, r_k^2, \dots, r_k^m\}$$

Всякое отклонение от нормы параметров функционирования и структуры механизма приводит к изменению характера взаимодействия его элементов, а следовательно, и к изменению сопровождающих это взаимодействие характеристик виброакустических процессов:

$$U_k^t = \{u_{k1}^t, u_{k2}^t, u_{kn}^t\}$$

В простейшем случае стохастическая зависимость между параметрами технического состояния и диагностическими признаками может быть функциональной:

$$s_j = F_j(u_1, u_2, \dots, u_n) \quad j=1, 2, \dots, m.$$

Эту систему функций можно рассматривать как отображение пространства диагностических признаков с координатами  $u_1, u_2, \dots, u_n$  в пространство технических состояний с координатами  $s_1, s_2, \dots, s_m$ . Решение данной системы уравнений чрезвычайно затруднено, особенно при нелинейных стохастических зависимостях структурных и диагностических параметров. Чтобы упростить задачу прибегают к поиску условий разделения агрегата на узлы и детали (независимые элементарные блоки), для каждого из которых составляются свои уравнения вида . В этом случае иногда удается каждому параметру состояния поставить в соответствие один

диагностический признак  $s_i = F_i(u_i)$ , что означает значительное упрощение системы, однако трудно реализуемое на практике. Например, такой параметр состояния как износ может развиваться по разным законам (рис. 3.1.) . Следствием естественного износа является постепенный отказ, при этом износ может быть прогрессирующим, ускоряющимся (рис. 3.1, 2, 5) – в случае жесткого сопряжения элементов – либо замедляющимся (рис.3.1, 1, 4) – в случае упругих сопряжений.

Технологии виброакустической диагностики позволяют с высокой степенью достоверности придавать определенному функциональному параметру или отклонению от него (дефекту) характерные диагностические признаки.

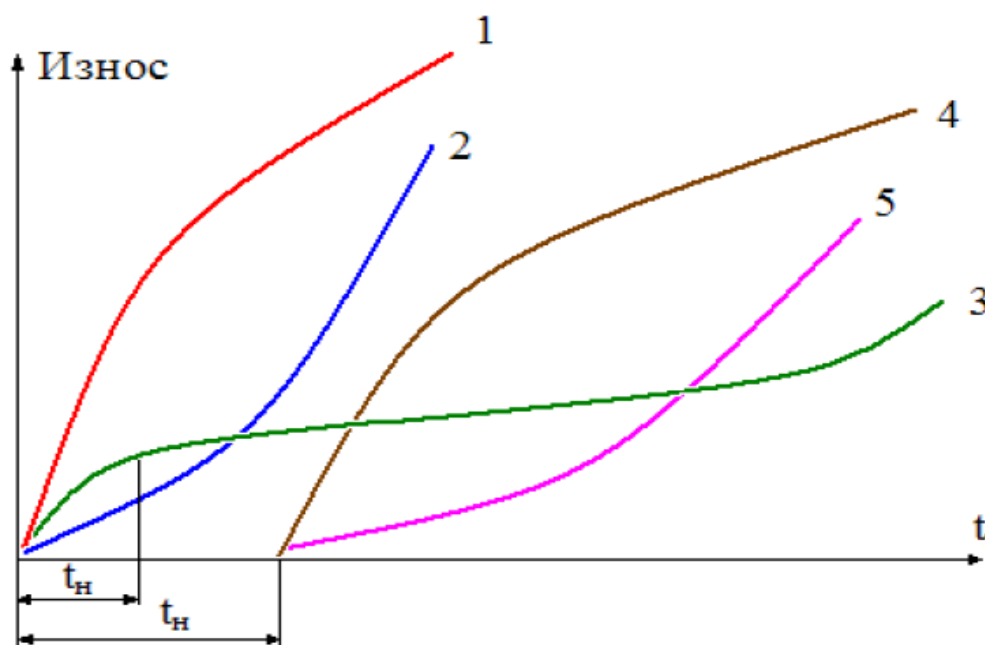


Рис.3.1. Схема характерных процессов изнашивания узлов механизма в зависимости от времени наработки  $t$ :

1-износ упругого сопряжения; 2-износ жесткого сопряжения; 3-классическая кривая Лоренца; 4-усталостный, кавитационный износ; 5-коррозионный износ;  $t_H$  -инкубационный период.

### Выводы по главе

- анализ теоретических исследований показывает, что вибрационное состояние БУ существенно зависит от режимных параметров бурения (частоты вращения, глубины скважины и крепости горных

пород).

- контроль и наблюдение за уровнем вибропараметров позволяет определить характер неисправностей в электромеханических системах БУ;

В процессе синтеза ССУ БУ установлено, что:

- для оптимизации управляющих воздействий по управлению процессом бурения БУ должен быть оснащен ССУ, в свою очередь включающую дополнительные информационные каналы, доставляющие качественную информацию машинисту-оператору;
- реализация минимального числа управляющих воздействий возможна по четверем аналитическим принципам:
  - по показателю качества промывки скважины;
  - по максимальной скорости бурения скважины;
  - по минимальной мощности механизма вращения;
  - по минимальной энергоемкости бурения.

## Глава 4. Разработка технологии и метода оценки технического состояния буровых установок

### 4.1. Прогнозирование и выбор критериев оценки технического состояния бурового оборудования

Прогнозирование технического состояния позволяет осуществить переход от регламентированного по календарному времени технического обслуживания на техническое обслуживание по состоянию, что может обеспечить большую экономическую выгоду. Прогнозирование состояния заключается в предсказании либо состояния объекта в прогнозируемый момент времени, либо временного интервала, в течение которого объект не изменит своего состояния, т.е. не перейдет из области признаков, характеризуемых вектором  $\vec{S}_1$ , в область с вектором признаков  $\vec{S}_2$  характеризующих неработоспособное состояние.

При прогнозировании технического состояния БУ применим метод, основанный на экстраполяции ретроспективных данных о состоянии объекта, получаемых в процессе вибромониторинга в условиях эксплуатации. Для получения данных об изменениях состояния в процессе эксплуатации при вибромониторинге осуществляется анализ тенденций или, иначе, тренд-анализ. Задачей прогнозирования состояния технических объектов является аналитическое определение многомерного вектора состояний  $\vec{S}_n (S_1, S_2, \dots, S_n)$  на основании диагностических сигналов  $\vec{Y}_k (Y_1, Y_2, \dots, Y_k)$ , измеренных в моменты  $t_1, t_2, \dots, t_i, \dots, t_m$ . Вектор прогнозируемых величин  $\vec{Y}_m(t_j)$  в момент времени  $t_j$  представляется функцией нескольких переменных

$$\vec{Y}_m(t_j) = F[\hat{A}, Y_k(t_i), \hat{C}, V(t_j)], \quad (4.1)$$

где  $\hat{A}$  - оператор преобразования базисных переменных в прогнозируемые;  $\vec{Y}_k(t_i)$  - вектор ретроспективных величин, измеренных в моменты  $t_1, t_2, \dots, t_i, \dots, t_m$ , момент постановки прогноза;  $\hat{C}$  - оператор прогнозирования, отражающий действие новых факторов при  $t > t_m$  (при  $t < t_m$  влияние этих факторов незначительно);  $V(t_j)$  - ошибка прогноза.

Модель вида (4.1) описывает два вида процессов, определяемых

воздействием разных факторов, а именно: продолжающихся, при которых  $\hat{C} \rightarrow 0$ , и начинающихся (заканчивающихся), при которых  $\hat{A} \rightarrow 0$ . В продолжающихся процессах постепенность развития превалирует над дискретностью, тогда как начинающиеся процессы являются результатом скачкообразного изменения.

При задачах вибромониторинга бурового оборудования нами принята модель, в которой  $\hat{C} \rightarrow 0$ , т.е.

$$\bar{Y}(t_i) = F[\hat{A}, Y(t_i), V(t_j)]. \quad (4.2)$$

Задача прогнозирования технического состояния объекта аналитическими методами состоит в получении массива ретроспективных значений прогнозируемого параметра  $Y(t_i)$ , его анализе и выделении тренда в виде аппроксимирующей временной функции, определении прогнозируемой величины параметра  $Y(t_j)$  и ошибки прогноза. После чего по найденному в результате прогноза вектору-сигналу  $Y(t_j)$  делается заключение о принадлежности объекта к нормальному  $S_1$ , либо дефектному состоянию  $S_2$ .

В задачах прогнозирования состояния бурового оборудования по вибросигналу функцию регрессии  $Y(t)$  целесообразно аппроксимировать полиномом

$$Y(t) = b_0 + b_1 \cdot t + \dots + b_1 \cdot t^2 + \dots + b_m t^m, \quad (4.3)$$

где  $b_0, \dots, b_m$  - коэффициенты регрессии, определяемые по результатам измерения параметра  $Y(t)$ .

Коэффициенты  $b_1$  уравнения (4.2) при принятой форме кривой определяются стандартным образом по методу наименьших квадратов. Математическое обеспечение при решении этой задачи достаточно хорошо разработано [40, 41, 50, 62].

Наблюдение за изменением уровня технического состояния индивидуального бурового станка в процессе эксплуатации позволяет судить о возможных состояниях объекта в будущем, т. е. другими словами, прогнозировать ресурс станка. Это имеет чрезвычайно большое практическое значение, так как только на основе такого прогноза можно строить разумную политику технического обслуживания. Система техобслуживания, основанная на прогнозировании индивидуального ресурса, — это путь к

сокращению огромных затрат и потерь, связанных с поддержанием рабочего состояния техники, повышением эффективности ее использования, снижении вероятности аварий.

Прогнозирование технического состояния подшипниковых опор буровых станков на основе регистрации и анализа вибросигналов базируется на изучении тренда состояний. Другими словами, оно базируется на анализе изменения параметров вибраций исследуемого объекта во времени с учетом накопленной информации о состоянии объекта в предшествующие моменты времени.

Временной ряд, представляющий собой результаты измерений параметров вибраций в общем случае, можно записать в виде двух составляющих — детерминированной и случайной

$$y(t)=f(t)+\varepsilon(t),$$

(4.4)

где  $y(t)$  - изменяющийся в процессе эксплуатации параметр вибраций (например, СКЗ виброскорости);  $f(t)$  - детерминированная часть временного ряда;  $\varepsilon(t)$  - случайная составляющая временного ряда.

Регулярная (детерминированная)  $f(t)$  часть, выделенная из временного ряда и представленная аналитически или графически, представляет собой тренд. Тренд отражает влияние действующих факторов и процессов на изменение параметров вибраций бурового станка, т. е. - на изменение его технического состояния. К числу таких факторов и процессов, как это обосновывалось в предыдущих разделах, в первую очередь относятся процессы, происходящие в самых слабых звеньях технической системы, — в подшипниковых опорах и трибосопряжениях, которые и следует считать лимитирующими элементами системы. К числу таких деструктивных процессов относятся в первую очередь фреттинг, износ, коррозия, эрозия и др. Как уже говорилось, на процессы контактных взаимодействий решающее влияние оказывают вибрации. Интенсивность перечисленных выше процессов во многом определяется параметрами вибраций, которые, таким образом, выступают в буровом станке в двойной роли: как причина и как следствие. С одной стороны, они отражают техническое состояние (величина зазоров, точность сопряжений и т. п.), а с другой — оказывают влияние на его изменение. Высказанные соображения служат еще одним основанием для

того, чтобы в качестве информации для анализа состояния станка и их диагностики использовать параметры вибраций, являющихся динамическим отображением внутренних свойств технической системы.

Процесс изменения уровня технического состояния, связанный с развитием необратимых процессов в трибосопряжениях подшипниковых опор буровых станков, можно описать следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{dK}{dt} = \varphi(t),$$

(4.5)

где  $K$  – уровень качества объекта [61, 53, 54].

Уравнение (4.5) характеризует скорость изменения уровня технического состояния. Конкретный вид функции  $\varphi(t)$  можно установить на основании экспериментальных данных. Однако априорно, исходя из рассмотренной физической сущности этих процессов, можно считать  $\varphi(t)$  непрерывной, монотонно убывающей функцией времени, поскольку все отмеченные выше процессы ведут к увеличению энтропии системы.

Опыт показывает, что практически наиболее часто уровень технического состояния станка убывает либо по линейному  $K(t) = a_0 - a_1 t$ , либо по степенному  $K(t) = a_0 - a_1 t^m$ , либо экспоненциальному законам  $K(t) = a_0 e^{-a_1 t}$ .

В последнем случае зависимость  $K(t)$  приводится к функции линейного вида

$$\ln(K) = a_0 - a_1 t.$$

(4.6)

В первом случае скорость изменения уровня технического состояния равна  $\varphi(t) = -a_1$ , во втором  $\varphi(t) = -m a_1 t^{m-1}$ , в третьем  $\varphi(t) = -a_0 a_1 e^{-a_1 t}$ .

В последнем случае удобно пользоваться удельной скоростью уменьшения уровня технического состояния:

$$\varphi(t) = \frac{1}{K} \frac{dK}{dt} = -a_1.$$

(4.7)

Коэффициенты моделей прогнозирования находят по общим правилам, пользуясь методом наименьших квадратов. Зная коэффициенты модели, легко рассчитать прогнозное значение времени работы БУ до наступления их

предельного состояния, характеризуемого допустимой величиной уровня технического состояния. Величина допустимого уровня технического состояния машины может быть рассчитана по формуле (4.19) подстановкой в нее допустимых значений параметров вибраций. Пусть при этом величина оказалась равной 0,3. Это означает, что когда вследствие износа и других факторов величина вибраций возрастет настолько, что уровень технического состояния станка составит 30% исходного, следует обращать особое внимание на этот станок, проводить чаще и тщательнее его контроль. Словом, в этот момент необходимо принять решения о ремонтном воздействии.

Величина  $K_{доп}$ , корректируется, исходя из важности и ответственности машины в техническом процессе, производственного опыта по эксплуатации машин данного класса.

Конечной целью прогнозирования является установление величины остаточного ресурса, Это задача решается, если выбрана математическая модель изменения уровня технического состояния и найдены ее параметры.

Остаточный ресурс для линейной модели находится по формуле

$$t_{осм} = -\frac{|K(t) - K_{дон}|}{a_1},$$

(4.8)

а для экспоненциальной модели – по формуле

$$t_{осм} = \ln \frac{K(t)}{K_{дон}} / a_1.$$

(4.9)

При прогнозировании технического состояния бурового станка по сигналу вибрации возможны три вида ошибок прогноза.

Ошибки первого рода определяются появлением факторов, связанных с возникновением в течение прогнозируемого периода в диагностируемом объекте каких-либо новых процессов. Такие ошибки не поддаются количественной оценке, так как практически во всех случаях отсутствует априорная информация о связи этих факторов с данными ретроспективных измерений диагностических параметров. Если же такая информация может быть получена в результате статистических исследований зависимости диагностических параметров от срока начала эксплуатации, то для прогнозирования состояния горной техники целесообразно использовать

методы распознавания образов [41, 74].

Влияние целого ряда субъективных факторов на выбор прогнозной модели может привести к ошибкам прогноза второго вида, определяемым неточностью выбора формы регрессионной кривой, аппроксимирующей тренд. Поэтому для выбора лучшей модели производили сравнение их с помощью функционала  $\Gamma_k$  — суммы квадратов отклонений  $S(t_i)$  от регрессионной кривой  $f(t)$ :

$$\frac{\Gamma_{1k} - \Gamma_{2k}}{\Gamma_{2k}} > F_1,$$

(4.10)

где  $F_1$ - критерий значимости Фишера;  $k$  - число ретроспективных данных измерений диагностического вибропараметра.

Функционал в соответствии с методом наименьших квадратов равен

$$\Gamma_k = \sum_{i=1}^k [S(t_i) - S_p(t_i)]^2 = \Gamma_{k.min},$$

(4.11)

где  $S(t_i)$  - наблюдаемые значения диагностических вибропараметров;  $S_p(t_i)$  - значения вибропараметра, найденные по априорно выбранной функции.

Минимальное значение этого функционала  $\Gamma_{k.min}$  находится из условия  $\partial \Gamma_k / \partial b_i = 0$ , где  $b_i$  - коэффициенты уравнения регрессии.

Третий вид ошибок прогноза не связан с выбором функции, аппроксимирующей тренд, но определяется разбросом экспериментальных данных относительно регрессионной кривой.

Под техническим состоянием бурового станка будем понимать совокупность параметров состояния  $S_1, S_2, \dots, S_n$ , характеризующих существенные свойства элементов объекта и их связей, образующих  $n$ -мерный вектор  $\vec{S}_n (S_1, S_2, \dots, S_n)$  состояния.

Оценка технического состояния может производиться по результатам непосредственного измерения параметров состояния или по косвенным признакам - диагностическим сигналам, характеризуемым обобщенным вектором  $\vec{Y}_m (y_1, y_2, \dots, y_n)$ , если параметры состояния не доступны прямому контролю, а параметры диагностических сигналов  $Y_1, Y_2, \dots, Y_m$  могут быть измерены непосредственно. Можно сказать, что информация о техническом состоянии объекта в закодированном виде содержится в параметрах

диагностического сигнала. Функционирование объекта при таком подходе может рассматриваться как процесс кодирования  $m$ -мерного вектор-сигнала.

Метод вибромониторинга состоит в том, что техническое состояние определяется не по вектору состояния  $\bar{S}_n$ , имеющему  $n$  компонентов и связанному с вектором диагностического сигнала  $\bar{Y}_m$ , содержащему  $m$  компонентов, а по специально определенному вектору диагностических сигналов  $\bar{Y}$ , имеющему произвольное число компонентов, доступных прямому измерению, и в достаточной мере отражающему техническое состояние объекта. Такой подход не требует разборки бурового станка, которая, как известно, вносит отрицательное влияние на его работоспособность и может быть назван контролем в пространстве вибрационных признаков. Основной задачей при его использовании является выбор минимальной совокупности признаков в пространстве диагностических сигналов, достаточно полно отражающих техническое состояние объекта контроля. Параметры состояния  $S_1, S_2, \dots, S_n$  при таком подходе не определяются, причем не существенны не только их значения, но и количество и номенклатура. Диагностический параметр дает интегральную характеристику технического состояния бурового станка.

Примером такого контроля может служить контроль вибрационного состояния подшипниковых опор бурового станка по уровню вибраций в стандартной полосе частот и сравнение его с нормативным значением. Определение же полосы частот, в которой уровень вибраций возрастает наиболее интенсивно, дает возможность ограничить класс возможных причин появления отказа, т.е. распознать причины ухудшения технического состояния.

В общем случае вектору вибропризнаков может быть поставлен в соответствие вектор состояний

$$\bar{Y}_m = A \cdot \bar{S}_n,$$

(4.12)

где  $A$  – оператор, связанный со способом функционирования объекта.

Задача определения компонентов  $S_1, S_2, \dots, S_n$  вектора состояния на основании измерений параметров вибросигналов и представляет задачу виброакустической диагностики

$$S_n = A^{-1} \cdot Y_k,$$

(4.13)

где  $A^{-1}$  -обратный оператор.

Техническое состояние бурового станка, т.е. полная минимальная совокупность параметров состояния, характеризующая структурные и функциональные свойства станка в пространстве состояний и соответствующая им минимальная совокупность диагностических параметров, может меняться от одного станка к другому даже в случае однотипных станков вследствие погрешностей изготовления и связанного с этим варьирования структурных параметров (величины зазоров в соединениях, неуравновешенность вращающихся масс, несоосности и т.д.).

В процессе эксплуатации вектор-состояния вследствие различных видов изнашивания, деформаций и прочее может изменяться, что будет отражаться в изменении вектор-сигнала  $Y_k$ :

$$\bar{Y}_k(Y_1, Y_2, \dots, Y_k, t) = A \cdot \bar{S} \cdot (S_1, S_2, \dots, S_m, t).$$

С изменением времени, один или несколько параметров состояния могут достигнуть предельного значения  $\bar{S}_{\text{пред}}$ , при этом объект переходит из нормального в предельное состояние, характеризуемое вектором  $\bar{S}_m$ . Соответственно предельному состоянию в пространстве состояний можно сопоставить предельный вектор - сигнал

$$\bar{Y}_k(Y_1, Y_2, \dots, Y_k, t_p),$$

где  $t_p$  - время работы за которое достигается предельное состояние  $\bar{Y}$  (условный ресурс).

Следует отметить, что для многих машин и механизмов величина предельных значений параметров состояния часто назначается, исходя из недопустимости появления интенсивных вибраций. Примером тому могут служить: назначение предельных величин расцентровки валов, требования к качеству балансирования роторов и т.д. При этом считается, что с повышением уровня вибраций повышается вероятность выхода из строя объекта в результате поломок либо из-за интенсивного износа. Поэтому в тех случаях, где в результате изменения структурных параметров сильно изменяются динамические нагрузки, вызывая изменение надежности, правильнее нормировать именно предельно допустимые значения параметров вибраций, которые напрямую связаны с показателями надежности, а также следить за их изменением, с целью прогнозирования

наступления предельного состояния.

Для решения поставленной задачи наиболее сложный вопрос нахождения алгоритма для определения вектор-сигнала  $\bar{Y}_k$ , который при условии ограниченной и часто недостаточной информации об объекте позволял бы наиболее точно и надежно судить об изменениях в пространстве состояний, позволяя на ранних стадиях выявлять развивающиеся в объекте дефекты.

В некоторых случаях, в зависимости от конструкции и условий работы объекта, такие алгоритмы могут быть простыми (например, нахождение среднеквадратического значения виброскорости в стандартном диапазоне частот) либо значительно более сложными: например, основанными на преобразовании Фурье, преобразовании Гильберта, спектральном анализе, измерении энергии импульсов, статистических методах распознавания и т.д. Эти методы хорошо описаны в литературе [6, 7, 47] в том числе Герике Б.Л.

В качестве диагностических признаков могут использоваться либо единичные абсолютные показатели (например, среднеквадратичное значение виброскорости в некоторой полосе частот), либо многомерные величины (амплитуды гармоник на различных частотах), либо комбинации различных параметров.

При контроле дефектов изготовления машины с вращающимися частями, например электродвигателей, на стадии эксплуатации в качестве диагностических признаков целесообразно использовать параметры низкочастотных вибраций, которые регистрируются при определенных режимах работы. Часто бывает полезным контролировать вибрационные характеристики объекта при переходных процессах при разгоне или выбеге машины. В этих случаях достаточно просто поддерживать одинаковые условия эксперимента.

## **4.2. Основные направления обеспечения надежности и система диагностирования бурового оборудования**

Стратегия реализации программы обеспечения надежности функционирования оборудования заключается в формировании системы технико-экономического планирования ремонтно-эксплуатационных

мероприятий службы ремонта и материально-технических потоков на основе определения и прикладного осуществления необходимого баланса объемов выполнения реактивного ТО, ППР, ОФС и ПАО. Эти стратегии ТО и повышения надежности отнюдь не являются независимыми: их рациональное взаимное выполнение минимизирует издержки и, компенсируя недостатки каждой из них в отдельности, приводит к достижению максимальной стабильной производительности оборудования.

ПАО на основе подпрограммы обеспечения ремонта в производственных условиях, ОФС на основе вибромониторинга и система технико-экономического планирования ремонтно-эксплуатационных мероприятий службы ремонта и материально-технических потоков – три ведущие подпрограммы прогрессивной философии ТО.

На рис. 4.1. представлена классическая кривая надежности оборудования, которая характеризуется тремя характерными участками: зонами послепусковых отказов, случайных отказов и износа. Выравнивание данной седлообразной зависимости и, соответственно, увеличение межремонтного интервала может достигаться двумя путями: переход на обслуживание оборудования по фактическому состоянию (по сравнению с ППР и реактивным ТО) и совершенствованием системы ремонта оборудования (ПАО). Не вызывает сомнений, что для увеличения межремонтного интервала наиболее эффективны капитальные вложения именно в совершенствование системы ремонта оборудования (ПАО). Если мониторинг состояния оборудования и ОФС приводят к экономии затрат службы ремонта только по мере совершенствования системы ТО предприятия, то совершенствование технологии ремонта (ПАО) непосредственно с момента внедрения положительно влияет на межремонтный интервал оборудования.



Рис. 4.1. Схема реализации программы обеспечения надежности функционирования оборудования

В первую очередь, как часть стратегии ПАО на начальном периоде реализации подпрограмма нацелена на входной и выходной контроль, оценку ТС оборудования после ремонта, обеспечение минимальных дисбалансов и несоосности роторов агрегата при выводе из ремонта, монтажа бездефектных подшипников, полумуфт и других насадных деталей в соответствии с ТУ, обеспечение расчетной жесткости опорной системы при монтаже и обеспечение систем смазки трущихся деталей.

Организация практических мероприятий по диагностированию технического состояния конкретных машин и механизмов требует построения соответствующей системы диагностирования. Создание системы диагностирования сопряжено с постановкой и решением целого комплекса задач [11, 22, 35,47]. К их числу относятся задачи, связанные с исследованием кинематических и динамических свойств объекта диагностирования, определением всего множества дефектов, неисправностей, поломок, отказов и, соответственно, классификацией диагностируемых технических состояний, поиском информативных диагностических признаков, на языке которых могут быть описаны эти

классы (словарь диагностических признаков), разработкой алгоритмов и решающих правил диагностирования, разработкой требований к перечню и техническим характеристикам измерительной, анализирующей, регистрирующей, вычислительной, документирующей и т.п. аппаратуры, разработкой соответствующего математического и технического обеспечения и др. На рис. 4.2. представлен перечень структурных элементов системы диагностирования.

Информационное обеспечение характеризует объект диагностирования и включает в себя диагностическую модель объекта, перечень диагностируемых неисправностей, их проявления в виброакустическом сигнале (диагностические признаки) и эталонные значения для исправных и неисправных состояний

Математическое обеспечение позволяет сформировать алгоритм диагностирования, который определяет состав элементарных проверок, очередность и способ определения параметров технического состояния объекта, решающие правила распознавания состояний.

В соответствии с регламентом ППР время назначенного ресурса  $T_p$  зависит от времени жизни наиболее подверженных износу компонентов, например, подшипниковых узлов. Процедура ППР существенно уменьшает вероятность аварии, но не предохраняет механизм от неожиданных повреждений в межремонтный период, а переборки только ускоряют износ узлов. Кроме того, необоснованные переборки вносят новые непредвиденные дефекты: перекосы осей, повышенные или заниженные зазоры, загрязнения и прочие технологические дефекты, сокращающие срок жизни машины, что требует проведения дополнительных ремонтных работ и, соответственно, дополнительных затрат.



Рис. 4.2. Элементы системы диагностирования технического состояния механизмов

Типичная зависимость вероятности выхода из строя машины от времени наработки изображена на рис. 4.3.

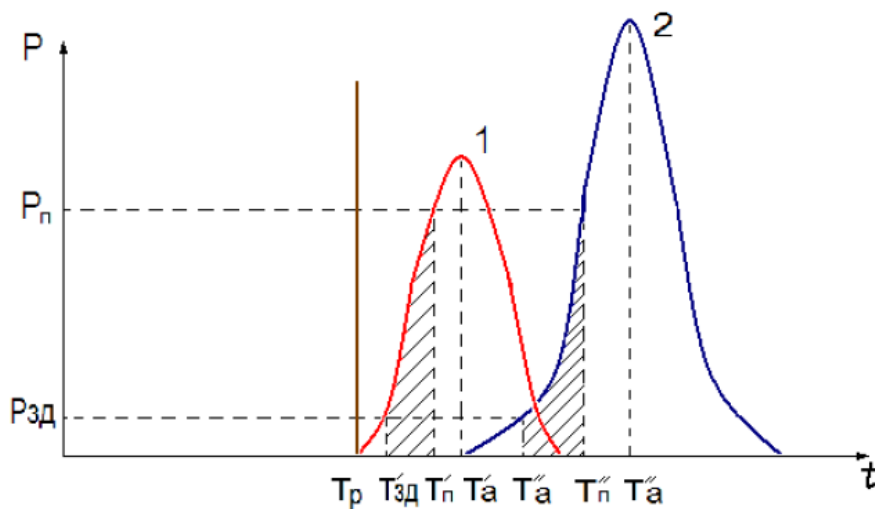


Рис. 4.3. Вероятность отказа  $P$  машины со временем наработки  $t$ , определяющая время ремонта машины:

1-при планово-предупредительном обслуживании (параметры с одним штрихом); 2-при эксплуатации по состоянию (параметры даны с двумя штрихами);  $T_p$ - время назначенного ресурса;  $T_{зд}$  – вероятное время зарождения дефекта;  $T_n$  – вероятное предельное значение времени эксплуатации до ремонта;  $T_a$  – среднее, наиболее вероятное время аварийной ситуации

Кривая 1 построена для генеральной совокупности, кривая 2 – один из возможных вариантов для малой выборки тех же машин. Вертикальная линия

на этой диаграмме задает минимальный безопасный интервал времени эксплуатации  $T_p$  до ремонта, определяемый ресурсом механизма.

### **4.3. Методика комплексной оценки вибрационного состояния бурового станка**

При вибрационном контроле состояния БУ обычно возникают две проблемы. Во-первых, приходится использовать большой объем измерительной информации и, во-вторых, часто приходится сравнивать состояние машин (одной и той же машины) при изменяющихся условиях эксплуатации (при различных скоростях исполнительного органа при воздействии на горные породы с различными физико-механическими характеристиками и т. п.).

Погрешности изготовления деталей буровых машин, дефекты комплектующих, дефекты сборки и монтажа, износ трибосопряжений проявляются в вибросигнале различным образом, поэтому полученный диагностический сигнал необходимо дифференцировать в соответствии с определяемыми видами дефектов. Для слежения за изменением технического состояния БУ важно определить обобщенный вибродиагностический признак, позволяющий обнаруживать и разделять в начальной стадии развития различные виды дефектов, оказывающих влияние на ресурс.

Было бы желательно все многообразие вибрационных параметров машины, характеризующих ее динамическое качество, свести к одной обобщенной характеристике, а в качестве параметров при этом использовать величины, по возможности инвариантные к условиям работы. Решение этой задачи позволяет обеспечить не только диагностику технического состояния, но и достоверный прогноз изменения состояния узла. Для решения этой задачи использован метод безэкспертной оценки уровня качества, разработанный на кафедре «Технологии машиностроения и ремонта горных машин» МГГУ [21, 32, 43, 54, 55].

В качестве единичных показателей для оценки технического состояния буровых станков приняты измеренные в заданных точках при одинаковых условиях работы параметры вибрации (например, СКЗ-среднеквадратические

значения виброскорости). Проведя измерения виброскорости в  $m$  различных точках для  $n$  буровых станков, получим следующую матрицу:

$$a_{ij} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1j} & a_{1m} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2j} & a_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{i1} & a_{i2} & \dots & a_{ij} & a_{im} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nj} & a_{nm} \end{vmatrix},$$

(4.14)

которая характеризует вибрационное состояние объектов.

Каждая строка матрицы (4.14) соответствует одному из  $j$  – измеряемых параметров вибрации  $i$ -го БУ. Каждый столбец матрицы показывает величину показателей технического состояния по одному из  $j$ -х параметров вибраций для всей совокупности, которая включает  $n$  обследуемых БУ.

Из всех полученных значений  $a_{ij}$ , помещенных в матрице, выбираются минимальные значения показателей вибраций — они принимаются за базовые;

$$|a_{ij}|_{\delta} = \|a_{\delta 1}, a_{\delta 2}, \dots, a_{\delta j}, \dots, a_{\delta m}\|. \quad (4.15)$$

Буровому станку с минимальными значениями показателей вибраций приписывается наилучшее техническое состояние. Такой БУ принимается за эталон при сравнении. Все последующие оценки производятся относительно этого эталона, после чего можно найти уровень технического состояния по единичным показателям  $k_{ij}$ :

$$k_{ij} = \frac{a_{\delta j}}{a_{ij}} < 1.$$

(4.16)

Долевая значимость уровней технического состояния по каждому единичному показателю рассматриваемых БУ  $a_{ij}$ , в их общей сумме при  $j$ -х параметрах:

$$a_{ij} = \frac{k_{ij}}{\sum_{j=1}^m k_{ij}}.$$

(4.17)

Суммарное значение технического состояния  $i$ -го БУ по всем

единичным вибродиагностическим показателям находится по формуле

$$a_{ij} = \sqrt{\sum_{j=1}^m (Y_{ij} k_{ij})^2},$$

(4.18)

где  $Y_{ij} = \frac{1 - a_{ij}}{a - a_{\delta j}}$  - коэффициент участия уровней технического состояния по каждому единичному показателю.

Уровень технического состояния  $i$ -го БУ по обобщенному вибродиагностическому показателю определяется по формуле:

$$K_i = \left\{ m \sum_{j=1}^m \left[ k_{ij} \left( \sum_{j=1}^m k_{ij} - k_{ij} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \cdot \left[ (m-1) \sum_{j=1}^m k_{ij} \right]^{-1}. \quad (4.19)$$

Приведенная методика позволяет сопоставить и ранжировать по динамическим свойствам всю совокупность обследованных машин и выявить наиболее неблагоприятные узлы, где вероятнее всего могут произойти повреждения.

Для области нормального изнашивания изменение обобщенного показателя можно аппроксимировать линейной зависимостью

$$K(t) = K_0 - \alpha \cdot \tau,$$

(4.20)

где  $\alpha$  - скорость изменения величины  $K$ ,  $\tau$  - время.

Величина  $K_0=1$ , а предупредительное допустимое значение  $K_{\text{доп}}$  принято 0,6 (при этом среднее значение интенсивности вибрации возрастает в 1,6 раза), а предельное значение  $K_{\text{пред}}=0,4$ . Величина остаточного ресурса

$$\tau_{\text{ост}} = \frac{K(t)_{\text{изм}} - K_{\text{доп}}}{\alpha},$$

(4.21)

где  $K(t)_{\text{изм}}$  - значения обобщенного вибрационного параметра при последнем контроле.

Состояние подшипника, характеризуемое величиной  $K > 0,6$  классифицировалось как хорошее: при этом вероятность безотказной работы за межремонтный период высока. При  $0,6 \leq K \leq 0,4$  - состояние удовлетворительное. При этом требуется уменьшить интервал между виброизмерениями и в течение короткого времени провести ремонт опорного

узла. При  $K < 0,4$  износ становится лавинообразным из-за развития ударно-усталостных процессов вследствие роста зазоров в опорных узлах. Такое состояние является аварийным, так как вероятность отказа при этом возрастает в 2,5 раза. Требуется незамедлительный ремонт опорного узла.

#### **4.4. Блок-схема алгоритма функционирования системы оперативного управления буровым установкам**

На рис. 4.4. приведена блок-схема алгоритма функционирования системы оперативного управления БУ, реализующего принципы управления бурением.

В блоке 1 принимается решение о вводе нормативно-справочной информации (НСИ), необходимой для дальнейшей выработки команд управления и вводятся данные о диаметре долота, частоте вращения, модель связей параметров вращателя.

В блоке 2 производится имитация работы датчиков контроля.

В блоке 3 данные от соответствующих датчиков контроля.

В блоке 4 сравниваются значения частоты вращения вращателя, полученные с датчика, с максимальной частотой вращения долота.

В блоке 5 производится расчет глубины внедрения долота в породу.

В блоке 6 производится расчет максимальной скорости бурения по зависимости  $V_{\text{д max}} = \frac{h}{60} \cdot n_n$ . значения скорости бурения с максимальным значением.

В блоке 7 производится сравнение текущего б.

В блоке 8 производится вычисление отношения минимального значения прочности породы при одноосном сжатии к его текущему значению.

В блоке 9 производится расчет максимального значения крутящего момента.

В блоке 10 проводится сравнение текущего значения крутящего момента с рассчитанным максимально возможным.

В блоке 11 вычисляется текущее значение показателя качества промывки скважины.

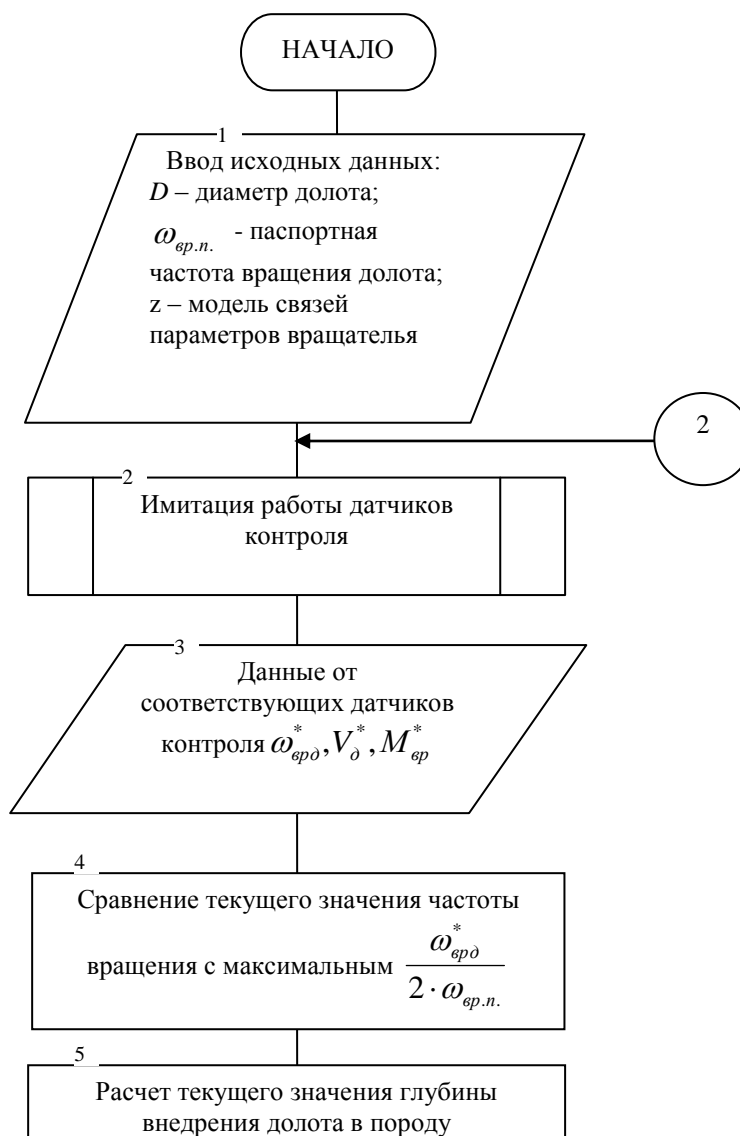
Невыполнение условий блока 12 алгоритма модели не позволяет осуществить процесс бурения. На информационном табло оператора загорается сообщение о необходимости прекращения процесса бурения, досмотре долота и системы удаления разрушенной породы из забоя скважины.

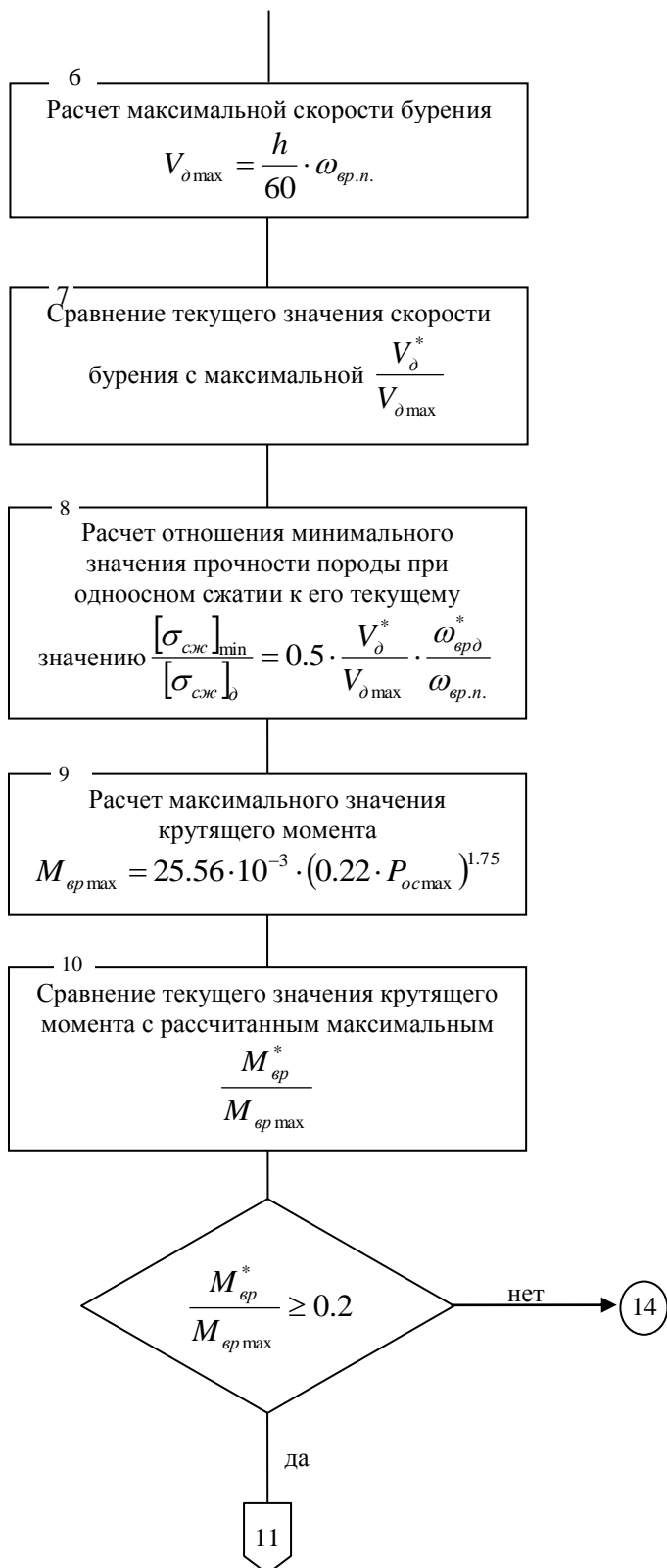
Алгоритм модели « $m \leq m_{\max}$ » «качество промывки скважины» не зависит от других моделей поведения оператора, т.к. является необходимым, но недостаточным для осуществления режима бурения.

В блоке 13 инициируется блок выработки команд по управляющим воздействиям: частоте вращения вращателя.

В блоке 14 происходит остановка процесса и сохранение протокола бурения.

Рис. 4.4. Блок–схема алгоритма управления БУ в режиме бурения





11

11

Расчет текущего значения показателя качества продувки скважины

$$m = 1.75 - z \cdot \frac{\left[ \frac{\ln \frac{M_{вр}^*}{M_{вр\max}} \cdot \left( \ln \frac{K_c}{K_{c\max}} + \ln \frac{[\sigma_{сж}]_{\min}}{[\sigma_{сж}]_d} \right)}{\ln \frac{\omega_{вр.л.}}{\omega_{вр.д}^*}} \right]}{1}$$

12

$m > 1.75$

да

12

$m < 1.75$

нет

2

13

Выработка команд по управляющему воздействию «частота

2

14

Остановка

#### **4.5. Рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта буровых станков, исходя из их технического состояния**

Основным принципом технического обслуживания должно являться постоянное знание о состоянии буровых станков, контроль и документирование отклонений от норм при вводе оборудования в эксплуатацию, во время первичного монтажа и после ремонта, вывода его в ремонт, продлении сроков службы. Это означает комплексный подход к вопросам повышения надежности работы бурового оборудования. Для поддержания бурового оборудования в работоспособном состоянии и перехода к техническому обслуживанию и ремонту по фактическому состоянию большое значение имеет организация вибромониторинга технического состояния оборудования.

Специалисты по техническому обслуживанию сталкиваются с задачами оценки соотношения расходов и прибыли от внедрения мониторинга механических колебаний для проведения технического обслуживания на основе состояния машинного оборудования. В таблице 4.1. приведены сведения о затратах и экономии для оценки экономической эффективности систем технического обслуживания объектов по состоянию.

Таблица 4.1.– Данные для экономического баланса системы технического обслуживания по состоянию

Затраты	Экономия
<ul style="list-style-type: none"> <li>• предварительные исследования, выбор точек мониторинга, определение предельных значений</li> <li>• выбор и закупка аппаратуры и программ</li> <li>• обучение персонала проведению мониторинга</li> <li>• обучение инженерных работников проведению оценки результатов мониторинга</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• увеличение среднего времени между ремонтами (рост производительности и снижение затрат на техническое обслуживание)</li> <li>• фактическое устранение неожиданных поломок (повышение надежности и производительности)</li> <li>• устранение вторичных поломок (поломка редуктора из-за неисправности подшипника)</li> <li>• устранение ненужного расхода деталей (замена исправных деталей)</li> <li>• уменьшение объема запасных частей (выдача предупреждения о необходимости заказа запасных частей)</li> <li>• уменьшение продолжительности ремонтов (необходимые ремонты планируются заранее)</li> <li>• повышение безопасности (снижается вероятность неожиданной поломки агрегата и тем самым увеличивается безопасность персонала)</li> <li>• повышение производительности производственных процессов</li> </ul>

Исследования НИИЭлектроэнергетики США показали, что переход от метода аварийного обслуживания (от поломки до поломки) к методу по фактическому техническому состоянию позволяет снизить затраты на обслуживание от 17 дол. США на одну л.с. в год до 9дол., т.е. обеспечить экономию 47%. Аналогично, переход от метода планово-предупредительного обслуживания к обслуживанию по состоянию означает экономию затрат на обслуживание 32%. Следовательно, затраты на создание систем мониторинга и диагностики машин быстро окупятся, а если учесть и штрафы за загрязнение окружающей среды и выплаты работающим за

ущерб здоровью, то социально-экономический эффект будет значительно выше.

Наиболее перспективный способ повышения надежности работы бурового оборудования на предприятии - сочетание двух факторов: скоординированной работы служб эксплуатации, технического надзора и ремонта и эффективное применение современных средств вибрационной диагностики. Для контроля состояния бурового оборудования необходима достоверная диагностика агрегатов с повышенной вибрацией, выявленных службой эксплуатации, а прогноз их ресурса требует участия специально подготовленных и обученных мобильных диагностических групп, оснащенных переносными виброанализаторами, требуется также программное обеспечение для накопления вибрационной статистики.

Поэтому виброконтроль бурового оборудования, предусматривает два вида вибрационных измерений:

- контрольные измерения;
- диагностические измерения.

Контрольные измерения предназначены для оценки технического состояния бурового станка в целом, а также отдельных его узлов.

Диагностические измерения предназначены для выявления дефектов, разработки рекомендаций по их устранению и определению сроков вывода оборудования в ремонт по фактическому техническому состоянию.

- Исходя из этого предлагается на предприятии иметь специализированную группу – отдел технической диагностики (ОТД), основными функциями которой является проведение диагностических измерений и прогнозирование технического состояния, тогда как контрольные виброизмерения возлагаются на персонал, эксплуатирующий данное оборудование.

#### **4.5.1. Методика оперативного контроля нарушения герметизации уплотнительных узлов.**

Наиболее опасным состоянием подшипниковых узлов буровых станков является такое, когда вследствие изнашивания уплотнительных элементов, в

подшипники попадает глинистый раствор. Такое состояние является недопустимым, т.к. приводит к быстрому выходу из строя подшипников, а иногда к их полному разрушению. Износ элементов уплотнительных узлов в основном происходит по причине наличия абразивной прослойки между трущимися поверхностями.

Проведенный анализ показывает, что основными причинами выхода из строя уплотнительных узлов являются абразивный износ и усталостное изнашивание. Выявлено, что подшипники опорных узлов часто выходят из строя из-за низкой работоспособности сальниковых уплотнений, в результате чего отмечается попадание воды в подшипники. В месте установки сальников отмечен значительный абразивный износ вала с образованием кольцевых выработок.

Выявить нарушения герметичности, путем прямых измерений в реальных производственных условиях бывает весьма трудно. Поэтому нередко случаи, когда дальнейшая эксплуатация станка после разгерметизации приводит к полному лавинообразному разрушению подшипников.

При исследовании влияния нарушения герметичности (попадание воды или загрязненность смазки) на виброактивность учитывалось, что нарушение герметичности ухудшает смазочную способность смазки. При этом увеличивается диссипация энергии в результате микроударов и проскальзывания из-за наличия микронеровностей тел качения и беговой дорожки. Это объясняется повышением вероятности разрыва масляной пленки в отдельных местах контактных взаимодействий.

Возрастание величины энергии, из-за ухудшения качества смазки и рассеиваемой в момент микропроскальзывания или удара выражается как:

$$\Delta L = m(1 - \varepsilon^2) V^2 \frac{ar^2}{2}, \quad (4.30)$$

где  $m$  - масса тела качения;  $\varepsilon$  - коэффициент упругости удара (степень восстановления деформации);  $V$  - скорость качения катящегося тела с радиусом  $r$ ;  $a$  - количество микронеровностей и микровключений на единице площади.

При увеличении содержания воды и загрязненности смазки величина  $a$  увеличивается. Это приводит к увеличению величины  $\Delta L$ , и соответственно росту высокочастотных вибраций подшипника.

Силы трения, возбуждающие случайную высокочастотную вибрацию, стационарны только при отсутствии дефектов. Таким образом, при наличии дефектов величина сил трения и мощность вибрации изменяется во времени, т.е. возрастает мощность высокочастотной вибрации в частотном диапазоне 500 – 1000 Гц.

Для контроля нарушения герметичности, предлагается использовать метод прямого узкополосного спектра - спектр виброускорения, измеренный в широком диапазоне частот - от 10 Гц до 10000 Гц. В этом случае, после предварительного анализа, определяется частотный диапазон, несущий наибольшую информацию о состоянии уплотнительных узлов и загрязненности смазки. Затем измеряется мощность колебаний в этом спектральном диапазоне высоких частот. О моменте разгерметизации судят по возрастанию скорости изменения мощности колебаний в этой высокочастотной области.

## **Выводы**

Обоснованы технические предложения, позволяющие повысить ресурс бурового оборудования не менее чем в 2-3 раз, обеспечить его безотказность и безаварийность:

- в результате исследований получены диагностические модели изменения технического состояния БУ;
- разработан метод прогнозирования изменения технического состояния и оценки остаточного ресурса БУ;
- разработан метод оценки технического состояния опорных узлов по обобщенному вибрационному показателю, определяемому посредством измерения и анализа спектральных характеристик вибросигналов;
- приведено технико-экономическое обоснование внедрения системы виброконтроля БУ, позволяющей сократить расходы на их обслуживание и ремонт;

- даны рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта
- при номинальной долговечности долота минимальные значения относительных мощностей механизмов вращения не зависят от модели предельного состояния долота и достигаются при частоты вращения, при минимальной скорости бурения;
- максимальная скорость бурения может быть реализована только при максимально возможном уровне мощности механизмов вращения, что соответствует минимальному уровню энергоемкости бурения при номинальной долговечности долота, т.е. алгоритм поведения оператора бурового станка (управляющие воздействия в СОУ БУ) должен соответствовать модели его поведения « $\frac{E_{\delta}}{E_{\delta \max}} \rightarrow \min$ », как по по управляющему воздействию «частота вращения долота».

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе выполненных в диссертационной работе исследований, дано новое решение актуальной научной задачи, состоящий разработки алгоритмов управления БУ в режиме бурения, на основании чего обоснован метод безразборной оценки технического состояния БУ, позволяющий повысить эффективность и безаварийность их использования, и сделаны следующие выводы:

1. Состояние объекта управления «процесс бурения» определяется видом и характером связей между количественными и качественными параметрами процесса бурения;
2. Установлено, что для эксплуатации вращателя (ротора) БУ с входными параметрами, обеспечивающими максимально возможную проходку на долото, машинист должен иметь дополнительную

информацию об оптимальности частоты вращения долота, что актуализирует необходимость разработки алгоритмов управления БУ в режиме бурения;

3. Обоснован мониторинг технического состояния опорных узлов БУ, позволяющий определить и прогнозировать величину остаточного ресурса и уровень качества опорных узлов в заданные моменты времени. Техническое состояние опорных узлов БУ по обобщенному вибродиагностическому показателю  $K$  разделено на три области: хорошее  $K > 0,6$ ; удовлетворительное  $0,6 \geq K \geq 0,4$  и аварийное состояние  $K \leq 0,4$ , где происходит резкое увеличение интенсивности изнашивания, вызываемого ударно–усталостными процессами вследствие превышения величины зазора своего предельного значения;
4. Ведение работ по проходке скважины по разработанному алгоритму управления БУ в режиме бурения по любой модели функциональных связей вращателя до полной выработки ресурса долота дает снижение затрат на бурение одного погонного метра на  $11 \div 16\%$ .
5. Рекомендации по осуществлению вибромониторинга БУ и по совершенствованию на этой основе системы технического обслуживания и ремонта, а также методика в виде технологических инструкций для оперативного определения нарушений герметизации уплотнительных узлов БУ.