

622(075)
Д 81

ДИАГНОСТИКА ТА ПРОЄКТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

М.А.ДУДЛЯ
Л.І.МЕЩЕРЯКОВ

*Світлої пам'яті
видатних вчених-учителів
Євгена Федоровича Епштейна та
Леоніда Володимировича Корчагіна*

НТБ ВНТУ



421201

622(075)

Д 81

2004

Дудля М.А. Діагностика та проектування бурови

622(075)
Д 81

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ

43

М.А. Дудля, Л.І. Мещеряков

ДІАГНОСТИКА ТА ПРОЕКТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Навчальний посібник

Дніпропетровськ
2004

UDK 622.24.004.6 ББК 33.131 Д81

УДК 622.24.004.6
ББК 33.131
Д81

Рецензенти:

Український державний геологорозвідувальний інститут (директор Полтавського відділення, кандидат технічних наук Лужаниця О.В.); кафедра автоматизації і електротехніки Придніпровської державної академії будівництва і архітектури (завідувач кафедри, професор Єрванцев І.М.)

ISBN 966-8271-75-0

Дудля М.А., Мещеряков Л.І.

Д81 Діагностика та проєктування бурових машин і механізмів: Навчальний посібник. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2004. – 448 с.

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (лист № 14/18.2-746 від 13.04.04 р.)

У навчальному посібнику розглянуто сучасне бурове устаткування, експлуатаційно-технологічні вимоги щодо проєктування і розробки нової геологорозвідувальної техніки. Головну увагу приділено методам та оцінкам автоматичного діагностування з використанням дисперсійної ідентифікації, оптимального керування та штучного інтелекту.

Для студентів вищих навчальних закладів напрямів підготовки 0903 "Гірництво" спеціальності 7.090306 "Буріння" та 0804 "Комп'ютерні науки" спеціальності 7.080401 "Інформаційні управляючі системи і технології".

421 201

УДК 622.24.004.6
ББК 33.131



ISBN 966-8271-75-0

© М.А. Дудля, Л.І. Мещеряков, 2004
© Національний гірничий університет, 2004

ЗМІСТ

Передмова.....	5
Частина I. БУРОВІ МАШИНИ І МЕХАНІЗМИ.....	6
Розділ 1. Установки для геологорозвідувального обертального буріння.....	6
1.1. Загальні відомості.....	6
1.2. Бурові установки типу УКБ.....	9
1.3. Бурові установки типу ЗИФ.....	38
1.4. Самохідні бурові установки з рухомих і роторним обертачами.....	44
Контрольні запитання та завдання.....	51
Розділ 2. Установки для буріння свердловин у підземних умовах.....	52
2.1. Призначення і класифікація бурового устаткування.....	52
2.2. Конструкції основних вузлів бурових верстатів.....	56
2.3. Верстати для підземного буріння.....	59
Контрольні запитання та завдання.....	74
Розділ 3. Силовий привід бурових установок.....	75
3.1. Види приводу і вимоги до нього.....	75
3.2. Потужність, затрачувана при бурінні свердловин.....	78
3.3. Потужність, затрачувана при підйомі інструмента.....	83
Контрольні запитання та завдання.....	104
Частина II. ПРОЕКТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ.....	105
Розділ 4. Експлуатаційно-технологічні вимоги до бурового устаткування.....	105
4.1. Загальні відомості.....	105
4.2. Продуктивність праці.....	107
4.3. Механізація і автоматизація.....	110
4.4. Надійність.....	114
4.5. Стандартизація, спеціалізація і уніфікація.....	123
4.6. Агрегативність і маса.....	133
4.7. Технічна естетика і техніка безпеки.....	134
4.8. Удосконалення машин.....	137
4.9. Оцінка експлуатаційних можливостей і технічного рівня бурових установок.....	138
Контрольні запитання та завдання.....	141
Розділ 5. Основні етапи проектування нової техніки.....	142
5.1. Стадії розробки конструкторської документації.....	142
5.2. Види конструкторських робіт.....	146
5.3. Створення систем автоматизації проектування бурових машин.....	147
Контрольні запитання та завдання.....	156
Частина III. ЕНЕРГОДІАГНОСТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ.....	157
Розділ 6. Загальні принципи і підходи до автоматичного діагностування бурових установок.....	157
6.1. Особливості життєвого циклу бурових машин і механізмів.....	157
6.2. Динамічні процеси в бурових установках.....	167

6.3. Класифікація причин відмов устаткування бурових агрегатів.....	170
6.4. Аналіз інформаційних сигналів і діагностичних ознак.....	172
6.5. „Принципи і підходи до синтезу систем автоматичного діагностування бурових установок.....	179
Контрольні запитання та завдання.....	182
Розділ 7. Енергетичне діагностування бурових установок.....	184
7.1. Призначення і специфіка енергетичної діагностики.....	184
7.2. Основні задачі енергоінформаційних технологій.....	187
7.3. Базова структура системи енергетичного діагностування.....	190
7.4. Задачі і особливості діагностичних моделей бурових агрегатів.....	193
7.5. Генерування і поширення коливань в бурових машинах і механізмах.....	198
7.6. Вибір стратегії діагностування за типовими несправностями.....	206
7.7. Основи формування енергоінформаційних сигналів.....	209
7.8. Полігармонійна модель енергоінформаційного сигналу.....	214
7.9. Імпульсна модель змущених і власних коливань.....	219
7.10. Формування словників діагностичних ознак.....	228
7.11. Інформаційні параметри енергетичних сигналів.....	233
7.12. Енергетична діагностика експлуатаційних дефектів.....	235
Контрольні запитання та завдання.....	250
Розділ 8. Експертна система діагностування бурових установок.....	251
8.1. Базова структура експертних систем.....	251
8.2. Програмне забезпечення експертної системи діагностування бурової установки.....	253
Контрольні запитання та завдання.....	264
Список використаної та рекомендованої літератури.....	265

ПЕРЕДМОВА

Успіх бурових робіт цілком залежить від рівня обґрунтування інженерних рішень, вибору раціонального в конкретних умовах бурового і допоміжного обладнання та інструменту, режиму циркуляції очисного агента, технології буріння. Широке впровадження у виробництво обчислювальної техніки, особливо персональних комп'ютерів, дає змогу розв'язувати технологічні задачі на якісно новому рівні.

Мета цієї книги – на рівні сучасних досягнень науки і техніки викласти принципові розрахунки елементів установок для буріння геологорозвідувальних свердловин. Для цього докладно розглянуто будову установок для геологорозвідувального обертального буріння свердловин, установок для буріння свердловин в підземних умовах, а також силовий привід бурових агрегатів.

Книга охоплює широке коло питань проектування техніки і технології буріння розвідувальних свердловин із використанням діалогових обчислювальних комплексів.

Сутність проблеми – підвищення ефективності роботи бурових машин і механізмів, визначеною мінімізацією енерговитрат в функціональних робочих режимах, що залежать в основному від витрат в елементах приводів, а також підвищення якості технологічних процесів та безпеки обслуговуючого персоналу за рахунок забезпечення процесу оперативного діагностування і оптимального керування. Це обумовлює своєчасне визначення і блокування виникнення та розвитку аварійних станів гірничих агрегатів. Вирішення комплексу цих задач може бути забезпечене як вдосконаленням динамічних структур бурових установок, так і застосуванням інтегрованих систем оптимального автоматичного діагностування і керування техніко-технологічними процесами, що функціонально зумовлюються цими агрегатами, а також оптимізацію їх технічних станів.

У поданих прикладах наведено програмні реалізації основних розрахункових залежностей, що можуть бути використані студентами, інженерами та науковими співробітниками для розробки і вдосконалення автоматичних систем діагностування та керування буровими установками різних типів.

Навчальний посібник є корисним при вивченні дисциплін: “Бурова механіка з основами проектування”, “Проектування бурових машин і механізмів”, “Методи та засоби комп'ютерних технологій”, “Штучний інтелект” та “Експертні системи”.

Частина I. БУРОВІ МАШИНИ І МЕХАНІЗМИ

Розділ I. УСТАНОВКИ ДЛЯ ГЕОЛОГОРОЗВІДУВАЛЬНОГО ОБЕРТАЛЬНОГО БУРІННЯ

1.1. Загальні відомості

Буровою установкою називають комплекс бурового і енергетичного устаткування, а також наземних споруджень, призначених для буріння свердловин. Установка складається з бурового агрегату, вишки і щогли, бурової будівлі, пересувної електростанції та ін. При бурінні неглибоких свердловин застосовують безвишкочковий підйом, використовуючи для спуско-піднімальних операцій механізм подачі бурового верстата.

За транспортабельністю бурові установки ділять на стаціонарні, пересувні, самохідні і переносні.

Стаціонарна бурова установка не має власної транспортної бази і переміщається блоками з використанням універсальних транспортних засобів. Вона може бути розбірною або блоковою.

Розбірні установки застосовують для буріння свердловин у районах важкодоступних, зі складним рельєфом місцевості, а також для буріння свердловин в підземних гірничих виробках. В останньому випадку бурові верстати іноді монтують на колонках, які розпирають між покрівлею і підшовою виробки.

Блокові установки складаються з окремих блоків (блок обертача, лебідки, насосів і т.п.), кожний з яких звичайно має індивідуальний привід. Установки цього типу використовують для буріння свердловин на тверді корисні копалини.

Пересувна бурова установка має власну транспортну базу. Монтують її на полозках, автопричепях і гусеничних візках, що за допомогою машини або трактора при відповідному рельєфі місцевості буксирують на різні відстані.

Самохідна бурова установка – верстат, устаткування, механізми і щогла якої змонтовані на транспортних засобах. Монтують їх на шасі автомобілів, тракторах і плавучих засобах. На монтажних-демонтажних роботах звичайно витрачають мало часу, у зв'язку з чим такі установки економічно застосовувати при бурінні неглибоких свердловин (з короткочасною роботою на даній точці).

Переносна бурова установка переміщається вручну або в'юками.

Буровий агрегат – це комплекс основних машин і механізмів, необхідних для буріння свердловин. Сюди входять: власне буровий верстат, привідний двигун із пусковим пристроєм, трансмісія, буровий насос із приводом, електрогенератор, апаратура контролю і регулювання процесів буріння.

Буровий верстат – це машина, призначена для передачі потужності через колону бурильних труб для руйнування породи на вибої свердловини.

Він складається з таких основних вузлів: обертача, лебідки, механізму подачі, коробки зміни передач, головного фрикціону.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика установок для колонкового буріння

Параметри	СКТО-65	СКТО-75	УКБ12/25	УКБ50/100
Глибина буріння (м) при діаметрі свердловин, мм				
93	650	1500	-	50
59	800	2000	25	100
Діаметр бурильних труб, мм	42, 50	50; 63,5; 73	24; 34	42
Частота обертання шпинделя (ротора), хв ⁻¹	87; 118; 188; 254; 340; 400; 576; 800	75; 136; 231; 288; 336; 414; 516; 600	100; 270; 450; 600; 1200	155; 325; 590; 1000; 305; 650; 1170; 2000
Найбільше зусилля подачі вниз, кН	30	50	4	15
Вантажоідейомність лебідки, кН	35	55	-	63
Швидкість навивання каната, м/с:	0,7; 0,95; 1,5; 2,04; 2,72; 3,7	0,7; 1,24; 2,1; 2,61; 3,04; 2,76; 4,7; 5,24	---	0,7; 1,5; 2,8; 4,7
Потужність, кВт				
електродвигуна верстата	30	55	---	11
приводу установки	60	103	3	18,5
Висота вишки (щогли), м	18	24	---	7,6
Довжина свічі, м	13,5	18,5	1,6	4,7
Тип бурового насоса	НБ3-120/40	НБ4-320/63	НБ1-25/16	НБ2-63/40
Число насосів	1	2	1	1
Маса, кг:				
верстата	2800	5200	---	760
установки (агрегату)	---	---	110	5670
Габарити, м:				
довжина	2,28	3,48	1,32	5,58
ширина	1,18	1,43	1,09	3,0
висота	2,38	1,85	1,97	8,33

УКБ-200/300	УКБ-300/500	УКБ-500/800	УКБ-1200/2000	УКБ-2000/3000
200	300	500	1200	2000
300	500	800	2000	3000
42; 50;54	42; 50; 54; 55	50; 54; 63,5; 68	50; 54; 55; 63,5; 68; 70	50; 63,5; 68; 70
110; 200; 355; 555; 815; 166; 290; 515; 805; 1180	155; 280; 390; 430; 680; 710; 1100; 1615	120; 260; 340; 410; 540; 720; 1130; 1500	0-1500 (безступінчаста)	0-1500 (безступінчаста)
30	40	65	120	Подача лебідки
20	25	35	55	80
0,69; 1,25; 2,25; 3,5; 5,15	0,65-6	0,7-6	0-8 (безступінчаста)	0,25-2,0 (безступінчаста)
15	22	30	55	Рогора 75
74	98	-	-	Лебідки 100
14,7	14,7	19	26	24; 28
9,5	9,5	13,5	18,5	18,7; 24,0
НБ3-120/40	НБ3-120/40	НБ3-120/40	НБ4-320/63	НБ5-320/100
1	1	1	2	2
1600	1600	2200	5000	-
10000	14000	17500	25000	30000
8,34	13,2	10,7	13,5	-
2,5	4,2	4,56	10,0	-
11,0	14,7	19,1	26,0	-

Коробка зміни передач служить для ступінчастої зміни частоти обертання бурового інструмента і барабана лебідки. Головний фрикціон включає і виключає вузли бурового верстата. Усі вузли і механізми монтують на станинах і рамах верстата. Діапазон глибин буріння геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини дуже широкий і коливається від декількох метрів до декількох тисяч метрів. З метою найбільш економічного буріння свердловин у зазначеному діапазоні глибин розроблено параметричний ряд бурових установок, які відрізняються між собою числовими значеннями основних параметрів (вантажопідйомності, глибини буріння, потужності приводу та ін.).

Параметричний ряд підрозділяє всі установки для колонкового буріння на 8 класів і характеризує кожен клас 16 значеннями основних параметрів. Як головний параметр прийнята номінальна глибина буріння свердловин.

Стандарт передбачає чотири основних ряди (R5, R10, R20, R40) і один додатковий R80. При виборі значень параметрів установки для 1-2-го класів використовували ряд R10 зі знаменником прогресії 1,26, а для 3-8-го класів ряд R5 зі знаменником 1,58.

У даний час існує ще три параметричних ряди бурових установок, призначених для експлуатаційного і глибокого розвідувального буріння, геологорозвідувального буріння на нафту і газ та буріння гідрогеологічних свердловин. Головним параметром у названих рядах обрана вантажопідйомність бурової установки. Відомі також ряди, у яких як головний параметр прийнятий геометричний розмір - діаметр барабана лебідки (ряд установок австралійської фірми «Миндріл»).

Основні вимоги, що пред'являються до головного параметра при побудові ряду, полягають у тому, щоб не обмежити конструктора у виборі технічного рішення і зберегти своє значення, як при конструюванні, так і при експлуатації установок.

Технічна характеристика установок для колонкового буріння наведена (у скороченому вигляді) в табл. 1.1.

1.2. Бурові установки типу УКБ

Бурові установки 1-3-го класів розроблені в минулому СКБ «Союзгеотехніка»; 4-8-го класів - ВИТРОМ і ОКБ Барнаульського заводу геологорозвідувального устаткування. Особливості установок: високі частоти обертання бурового снаряда в міру поглиблення свердловини; збільшення потужності приводу, зручність обслуговування і ремонту; суттєве поліпшення побутових умов обслуговуючого персоналу. Передбачено 25 модифікацій установок відносно транспортальності (табл. 1.2).

Бурова установка УКБ-12/25 призначена для обертального буріння свердловин при геологічній зйомці, пошуках і розвідці копалин, інженерно-геологічних і гідрогеологічних дослідженнях. Вона представлена трьома моделями: А - базова модель (розбірна установка), що є основою уніфікованого комплексу бурових установок 1-го класу для застосування у важкодоступних райо-

нах; II – самохідна установка, змонтована на пасі автомобіля УАЗ-469Б, III – установка у вигляді мотобура, призначена для робіт у досить важкодоступних місцях.

Базова модель установки (рис. 1.1) складається з рухливого (шестипшвидкісного) обертача 4 з кареткою 3, що переміщається вгору і вниз по направляючій стійці 5 за допомогою ланцюгів 2. Це дозволяє створювати осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, а також робити підйом інструмента із свердловин за допомогою лебідки 6. Остатня виконана у вигляді одноступінчатого редуктора, двопшвидкісна: більш висока швидкість застосовується для спуско-піднімальних операцій, знижена – для зарядки пружинного акумулятора і при ліквідації прихоплювання інструмента в свердловині.

Установка приводиться в рух від бензинового двигуна. Телескопічний пристрій підкоса 7, з'єднаного з направляючою стійкою і рамою 8, дозволяє змінювати кут нахилу обертача до горизонталі, що необхідно при бурінні похилих свердловин. Рама спирається на підставку 9 і вісь коліс 1. Обертач відкидний, що сприяє звільненню устя свердловин при спуско-піднімальних операціях.

У комплект установки входить: буровий насос НБ1-25/16 із двигуном внутрішнього згоряння «Дружба» потужністю 2,95 кВт, буровий технологічний, допоміжний і аварійний інструменти, пристосування для використання обертача в ролі мотобура.

Обертач мотобура КМ-10 цілком уніфікований із обертачем установки УКБ-12/25 і відрізняється від нього тільки відсутністю однієї із ступіней передач. Мотобур значно полегшує роботу обслуговуючого персоналу: виключає вплив вібрацій, значно полегшує створення осьового навантаження, розкодження інструмента.

Для транспортування установка може розбиратися на окремі вузли масою не більш 25 кг. Повне розбирання верстата займає 15, складання – 20 хв.

Призначення і конструктивні особливості **самохідної бурової установки УКБ-12/25С** (змонтованої на базі автомобіля УАЗ-469Б) аналогічні базовій моделі УКБ-12/25. Вона характеризується високою прохідністю, швидкістю переміщення в транспортний і робочий стан.

Базова установка УКБ-50/100 має дві модифікації: одну пересувну (базову модель) для буріння на поверхні, іншу – для буріння з підземних гірничих виробок.

Базова модель установки (рис. 1.2) складається з бурового верстата 12, щогли 3 типу МР-3 із кронблоком 4 і трубоприймачем 5, каната 2 талевого оснащення, насосної установки 13, трубозвороту 11 типу РТ-300, свічника 9 і укриття 8. Все устаткування змонтоване на санній основі 10.

Приведення верстата в рух здійснюється від двопшвидкісного асинхронного електродвигуна з частотою обертання 2880 і 1450 хв⁻¹, що значно розширило діапазон частоти обертання шпинделя без ускладнення конструкції бурового верстата. Обертання від привідного двигуна на верстат передається за допомогою клинопасової передачі, закритої захисним кожухом.

Таблиця 1.2 Модифікації установок відносно транспортабельності

Модифікація установок	Класи установок							
	1(УКБ-1)	2(УКБ-2)	3(УКБ-3)	4(УКБ-4)	5(УКБ-5)	6(УКБ-6)	7(УКБ-7)	8(УКБ-8)
Стационарні								
У тому числі:								
Блокові (Б)				+	+	+	+	+
Розбірні для транспортування по вузлах:								
для робіт у підземних умовах (РП)	+	+	+	+	+	-	-	-
для робіт на поверхні (Р)	+	+	+	+	+	-	-	-
Самохідні (С)	+	+	+	+	+	-	-	-
Пересувні (П)	-	+	-	+	+	+	+	+

Примітка. «+» – виготовляються; «-» – не виготовляються.

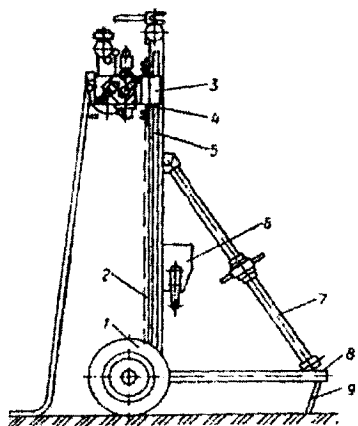


Рис. 1.1. Базова модель бурової установки УКБ-12/25

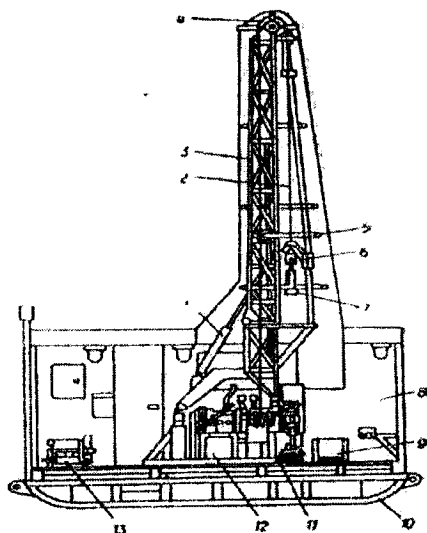


Рис. 1.2. Пересувна бурова установка УКБ-50/100П

Талева система має напівавтоматичний елеватор 7 з кареткою 6. У робоче положення щогла піднімається гідроциліндром 1. Жорстка напрямна, розташована уздовж ферми щогли, і спеціальний елеватор з кареткою сприяють співвісності свічки, що розгвинчується або нагвинчується, при будь-якому куті нахилу свердловин.

Установка укомплектована шафою електрокерування, на щиті якої встановлена контрольно-вимірвальна апаратура двигуна.

Конструкція верстата (рис. 1.3) значно спрощена за рахунок застосування порожнього вала 4 лебідки, через який проходить проміжний вал 5. Останній зубцоватою напівмуфтою зчеплення 15 постійно з'єднаний з вихідним валом коробки зміни передач, а зубцатою напівмуфтою 13, встановленою на шліцах, входить у зачеплення з аналогічними напівмуфтами вала лебідки або редуктора обертача. Фрикційна муфта зчеплення 7, коробка зміни передач 2, планетарна бурова лебідка 3 з однобічним розгашуванням гальм спуска і підйому 14 і вихідна шестірня 12 кінцевого редуктора обертача розташовані на одній осі. Це значно спрощує ремонт і обслуговування бурового верстата.

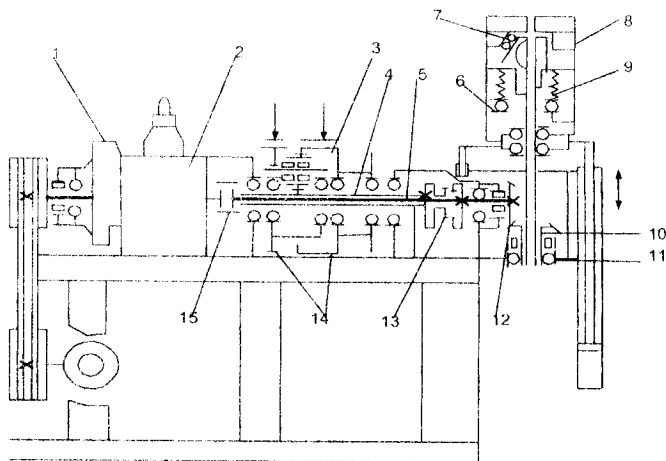


Рис. 1.3. Кінематична схема бурового верстата УКБ-50/100П

Обертач верстата являє собою одноступінчатий кінцевий редуктор, шестірні якого мають зуби спіральної форми. Шліцьове з'єднання шпінделя з виходом порожнього вала кінцевого редуктора забезпечує йому обертання й одночасне осьове переміщення відносно вихідної шестірні 10 редуктора. Подача шпінделя здійснюється двома гідравлічними циліндрами 11, закріпленими на корпусі обертача. Штоки поршнів циліндрів з'єднані з траверсою, що переміщується по двох нерухомих направляючих штоках. Корпус верхнього затиску пружинно-гідравлічного патрона 8 закріплений на траверсі, а рухлива його частина – на шпінделі. Ведуча труба затискається в патроні плашками зусил-

лям пакета пружин 9, що передається через проміжні деталі обоймі, які мають три похилі розточення. При русі вниз під дією сили пружин обойма через ролики 7 натискає на плашкоутримувач, ті сходяться в напрямку до осі патрона і затискають робочу трубу. Патрон розкріплюється тиском масла гідросистеми верстата, яке, надходячи в простір під кільцевим поршнем патрона через упорний кульковий підшипник 6, стискає пружини й одночасно, зміщуючи обойму, звільняє плашки.

Подача масла в гідросистему верстата подається здвоєною лопатевою маслопомпою 5БГ18-22А, що складається з двох секцій з подачею 5 і 18 л/хв. Від малої секції насоса масло надходить до пульту гідрокерування верстатом, де двозолотниковий гідророзподільник Р75-22 може направити його в затискний патрон, поршневу або штокову порожнини гідроциліндрів подачі, або у з'єднанні між собою поршневу і штокову порожнини циліндрів подачі при швидкому відйомі шпинделя. Від більшої секції масло надходить у гідроциліндри підйому шогли, а також до гідромотора Г15-21, що пускає в хід трубозворот РТ-300.

При спуско-піднімальних операціях обертач верстата за допомогою важеля відводиться в сторону, звільняючи устя свердловин.

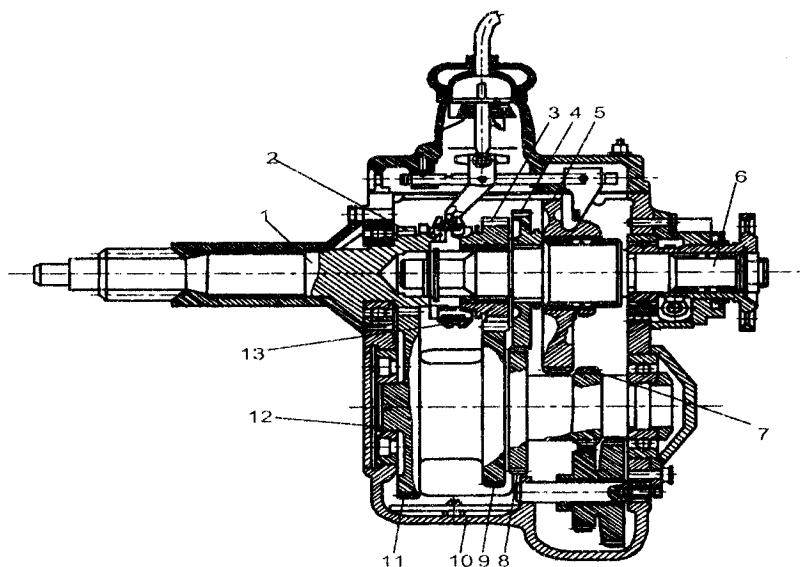


Рис. 1.4. Коробка зміни передач установки УКБ-50/100П

Уніфікована коробка зміни передач (від автомобіля ГАЗ-53) розташована на верхніх балках рами бурового верстата і дозволяє одержати чотири прямі й одну реверсивну (зворотну) швидкості (рис. 1.4). Механізм коробки зміни передач змонтований у литому чавунному корпусі картера 10, де розташований пер-

винний вал 1, виготовлений як одне ціле із шестірнею 2, проміжний вал 12 із блоком шестерень 7, 8, 9 і 11, вторинний вал 6 із шестірнями 3, 4 і 5. Шестірні 3 і 4 вільно розташовані на вторинному валові, знаходяться в постійному зачепленні із шестірнями 9 і 8 проміжного вала, а шестірня 5 входить у зачеплення із шестірнею 7 при переміщенні вправо.

Включають і виключають передачі за допомогою шестірні 5 і муфти 13 синхронізатора, розташованої на передньому кінці вторинного вала.

У верстаті застосована однодискова нормально замкнута *фрикційна муфта зчеплення* (рис. 1.5), усі деталі якої розміщені усередині корпусу 12. При включенні зчеплення крутільний момент від *вала 1* через *маховик 2* і натискний *диск 4* передається веденому *дискові 3*, маточина якого з'єднана на шліцах з первинним *валом 8* коробки зміни передач. При вимиканні зчеплення рукоятка керування 10 діє на вилку 9, що через муфту 7, важелі 6 і пальці 5 відводить вправо натискний диск 4 і звільняє ведений диск 3 від зчеплення. При опусканні рукоятки керування пружини 11 повертають усі деталі механізму включення у вихідний стан.

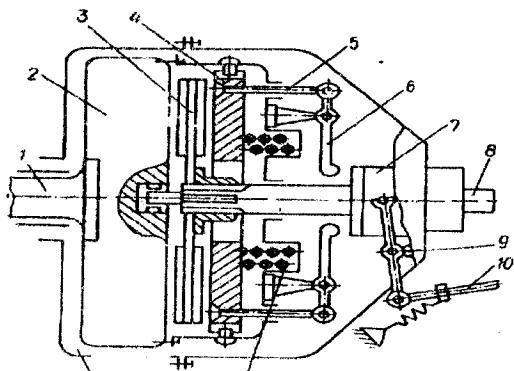


Рис. 1.5. Муфта зчеплення верстата УКБ-50/100П

Модифікація установки УКБ-50/100К призначена для буріння свердловин з підземних гірничих виробок. Вона складається з бурового верстата з пневматичним витягачем бурильних труб із свердловини, маслостанції, насосної установки НБ2-63/40, а також ручної допоміжної лебідки проведення допоміжних операцій.

Бурова установка УКБ-200/300. Розроблено і випускаються промисловістю три модифікації даної установки: пересувна (базова модель), розташована на санях; самохідна, змонтована на шасі автомобіля ЗИЛ-130; самохідна, зібрана на базі трактора ТТ-4

Базова модель установки УКБ-200/300 включає (рис. 1.6, а): щоглу 5 типу МР-6, буровий верстат 3 із приводом від електродвигуна або дизеля, труборозворот 9, насосну установку 1 типу НБ3-120/4, підставу 10, шафу 2 із

приладами керування електродвигуна верстата і насоса, гідроциліндр підйому щогли 4, апаратуру 8 для виміру механічної швидкості і крутильного моменту.

Щогла складається з трьох секцій, ферми її зібрані із сталевого прокату. Вона оснащена напрямними, по яких переміщається каретка 6, що працює разом з напівавтоматичним елеватором 7.

Буровий верстат УКБ-200/300 по загальній компоновальній схемі основних механізмів і вузлів подібний верстатові 2-го класу сімейства УКБ. Усі його вузли, від двигуна до обертача, розташовані на верхніх балках об'ємної звареної рами на одній лінії. Це забезпечує вільний доступ для огляду, профілактичного обслуговування і ремонту.

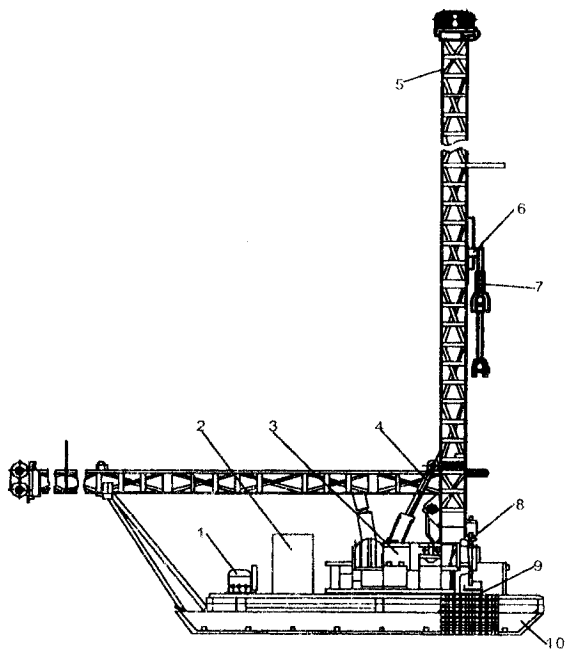
На рамі 9 (рис. 1.6, б) бурового верстата розташовані: асинхронний електродвигун 1 типу А02-61-4 (потужністю 13 кВт і частотою обертання 1450 хв^{-1}), однодискова суха нормально замкнута муфта зчеплення (фрикціон) 2, коробка добору потужності з маслопомпою НШ-32, п'ятишвидкісна коробка передач 3, лебідка 5 з редуктором планетарного типу з гальмами 4 і обертач 7 із пружинно-гідравлічним патроном 6. Переміщення бурового верстата від свердловини для виконання спуско-піднімальних операцій здійснюється гідроциліндром, розташованим на підставі 10. Подача масла в гідросистему 8 верстата здійснюється маслопомпою 11.

Обертач наділений конічними шестірнями з круговими зубами, які забезпечують плавну роботу передачі при всіх частотах обертання, а також знижують шум. Шпіндель зв'язаний із траверсою, що за допомогою штоків гідроциліндрів переміщується по двох направляючих качалках, закріплених на корпусі обертача.

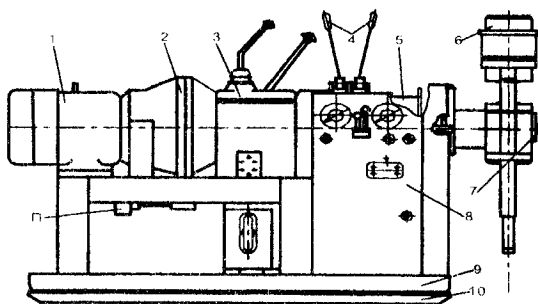
Особливістю кінематичної схеми верстата (рис. 1.7) – наявність самоустановлювального вала 4, що зв'язує коробку зміни передач 1, лебідку 2 і обертач 5. Він проходить усередині вала 9 лебідки і змонтований на самоустановлювальних муфтах. Привід лебідки здійснюється від вала 4 за допомогою зубцової напівмуфти 8, а привід обертача – через зубцову напівмуфту 6 і рухливу муфту 7. На валові лебідки розміщений планетарний редуктор 3 і гальмовий барабан 10.

Гідросистема установаки УКБ-200/300 забезпечує подачу шпинделя верстата, роботу гідропатрона, переміщення верстата, підйом і опускання щогли, привід трубозвороту, аварійний підйом бурового снаряда за допомогою ручного поршневого масляного насоса. Для живлення гідросистеми служать два маслонасоси 12 і 13. Маслонасос НШ-10 приводиться клинонапосовою передачею від трансмісії верстата і служить для подачі масла в гідроциліндри обертача, забезпечуючи регулювання осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, гідропатрон, циліндри переміщення верстата і підйому й опускання щогли. Маслонасос НШ-46У 12 приводиться від коробки добору потужності 11, розміщеної на коробці передач і застосовуваної в автомобілях ЗИЛ-ММЗ-555, і використовується для приводу гідродвигуна трубозвороту РГ 300.

Керують гідросистемою верстата з пульта, де змонтовані розподільник, золотник гідропатрона, напірний золотник, золотник перехоцлення, регулятор тиску масла, запірний золотник і регулятор швидкості подачі.



а



б

Рис. 1.6. Пересувна установка УКБ-200/300: а – базова модель установки УКБ-200/300; б – буровий верстат

Установка УКБ-200/300П змонтована на дерев'яних полозах, які мають зчіпний пристрій для буксирування трактором.

Бурова установка УКБ-200/300С зібрана на шасі автомобіля ЗИЛ-131 і включає: буровий верстат з дизелем Д37Е-С2 потужністю 29,4 кВт, щоглу з за-

собами механізації (труборозворот РТ-300, напівавтоматичний елеватор, каретку), насосну установку НБЗ-120/40, двохсільовий причіп, комплект запасних частин і інструмента. Обертання від дизеля до бурового верстата передається карданним валом. Висота щогли 9,5 м, що допускає роботу свічами довжиною 6,2 м.

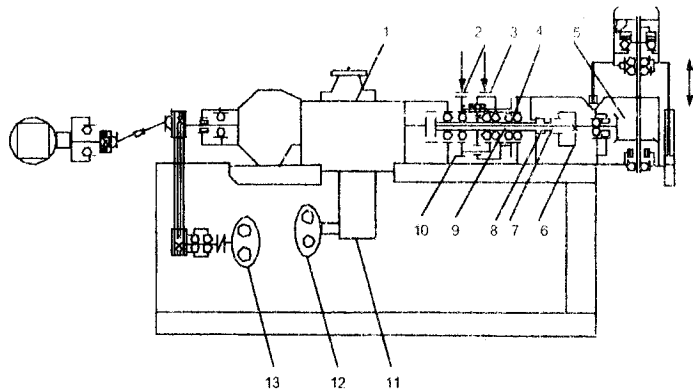


Рис. 1.7. Кінематична схема верстата УКБ-200/300 С

Для буріння вертикальних і похилих свердловин при інженерно-геологічних пошуках у важкодоступних районах застосовується **бурова установка УКБ-3-СТ**, що є тракторною модифікацією УКБ-200/300. Установка забезпечена комфортабельним салоном, який обігривається, щогла цілком закрита чохлом. Це дає можливість підтримувати температуру в салоні $+15-20^{\circ}\text{C}$ при температурі зовнішнього повітря -40°C . Електродвигуни верстата і насоса постачаються електроенергією від дизель-генераторної установки з приводом від транспортного двигуна трактора.

Особливістю верстата і установки в цілому є уніфікація з автотракторними машинами: у муфті зчеплення трактора Т-40 телескопічний карданний вал уніфікований з карданним валом автомобіля ГАЗ-53, що дозволяє переміщати верстат від устя свердловини; зчеплення фрикціону і коробки швидкостей використані від автомобіля ЗИЛ-130.

Установка комплектується лебідкою для роботи з комплексом КССК-76 і ССК-59.

Бурова установка УКБ-300/500 4-го розмірного класу випускається серійно двох модифікацій, пересувна – УКБ-4П (базова модель) і самохідна – УКБ-4С, змонтована на автомобілі, з верстатом, розбірним на вузли для буріння у важкодоступних умовах і в підземних гірничих виробках.

Установка УКБ-4П складається з бурового верстата СКБ-4, бурової трубчастої щогли БМТ-4, бурового насоса НБЗ-120/40, труборозворота РТ-1200М, пристрою для змащення колони УСК, підвічника ПО-4/5, що обігривається, пе-

ІНТБ ВІНТУ
м.Вінниця

ресуного бурового будинку ПБЗ-4, оснащеного нагрівальною піччю, маслостанцією і санітарно-технічним устаткуванням, і транспортної бази ТВ-15.

Бурова щогла БМТ-4 висотою 13,7 м, максимальною вантажопідйомністю 80 кН допускає роботу свічами довжиною 9,5 м, має граничні кути нахилу 90–60°. Стовбур щогли складається з металеві труби з двома підкосами. Подовжній телескопічний підкіс дозволяє регулювати нахил щогли при бурінні. Підйом і опускання щогли здійснюється за допомогою двох гідравлічних домкратів, що працюють від автономної системи бурової установки.

Буровий верстат СКБ-4 (рис. 1.8, а) призначений для обертального буріння свердловин алмазним і твердосплавним породоруйнівним інструментом. Схема його компоновки подібна прийнятій у верстагах уніфікованого ряду УКБ із подовжнім розташуванням лебідки. Верстат складається з рами 1, по якій переміщається станина 2, електродвигуна 3, вузла однодискового зчеплення 4, коробки зміни передач 7, лебідки 8 з гальмами спуска 5 і підйому 6, роздавальної коробки 9, обертача 11, блоку гідросистеми 16 з автоперехватом і циліндра переміщення 17. На верхній панелі блоку гідрокерування розташовані покажчик тиску 10, дросель 12, прилад керування 13, регулятор подачі 14 і розподільник 15.

Верстат СКБ-4 відрізняється широким діапазоном зміни частоти обертання (вісім частот у діапазоні від 155 до 1616 хв⁻¹), плавною роботою гідравлічного механізму подачі бурового снаряда, удосконаленою системою автоматичного перехоплення шпинделя на ведучій трубі без зупинки його обертання.

Трансмiсія верстата СКБ-4 складається з двох скріплених між собою редукторів – коробки зміни передач I і роздавальної коробки II (рис. 1.8, б). Обидва редуктори змонтовані в литих корпусах. Коробки зміни передач така ж, як в автомобіля ЗИЛ-130: триходова п'ятиступінчаста із синхронізаторами 2. Деталі її зібрані в чавунному литому картері, закритому кришкою. Шестірни 1, 3, 4, 5 знаходяться в постійному зчепленні із шестірнями проміжного вала, що забезпечує чотири прями швидкості, а включення рухливої шестірни 6 вторинного вала із шестірнею 7-зворотною швидкість.

Шестірни, змонтовані в роздавальній коробці, дозволяють подвоїти число швидкостей коробки зміни передач і передати рух на лебідку чи обертач або відключити останній.

Кінематична схема верстата показана на рис. 1.8, в.

Зчеплення верстата СКБ-4 однодискове сухе, призначене для плавного з'єднання трансмісії з електродвигуном. Деталі вузла занозичені від автомобіля ЗИЛ-130.

Лебідка верстата СКБ-4 (рис. 1.9) планетарного типу розташована уздовж осі верстата над коробкою зміни передач. Вал лебідки з роздавальною коробкою сполучений шліцьовим з'єднанням: права шліцьова частина вала 6 входить у шліцьовий отвір шестірни роздавальної коробки, ліва – закріплена в сталевому кронштейні 8 через сферичний підшипник 9. При загальмованому шкві 1 гальма підйому 8 обертання від рухливої сонячної шестірни 2 передається барабанові 5, а при загальмованому шкві 3 гальма спуска через сателіти 7 – водилу 4 і шківові гальма підйому. Гальмо спуска колодкового типу закріплене на задній

подовжній балці верстата; по конструкції і принципів роботи воно аналогічне гальму підйому.

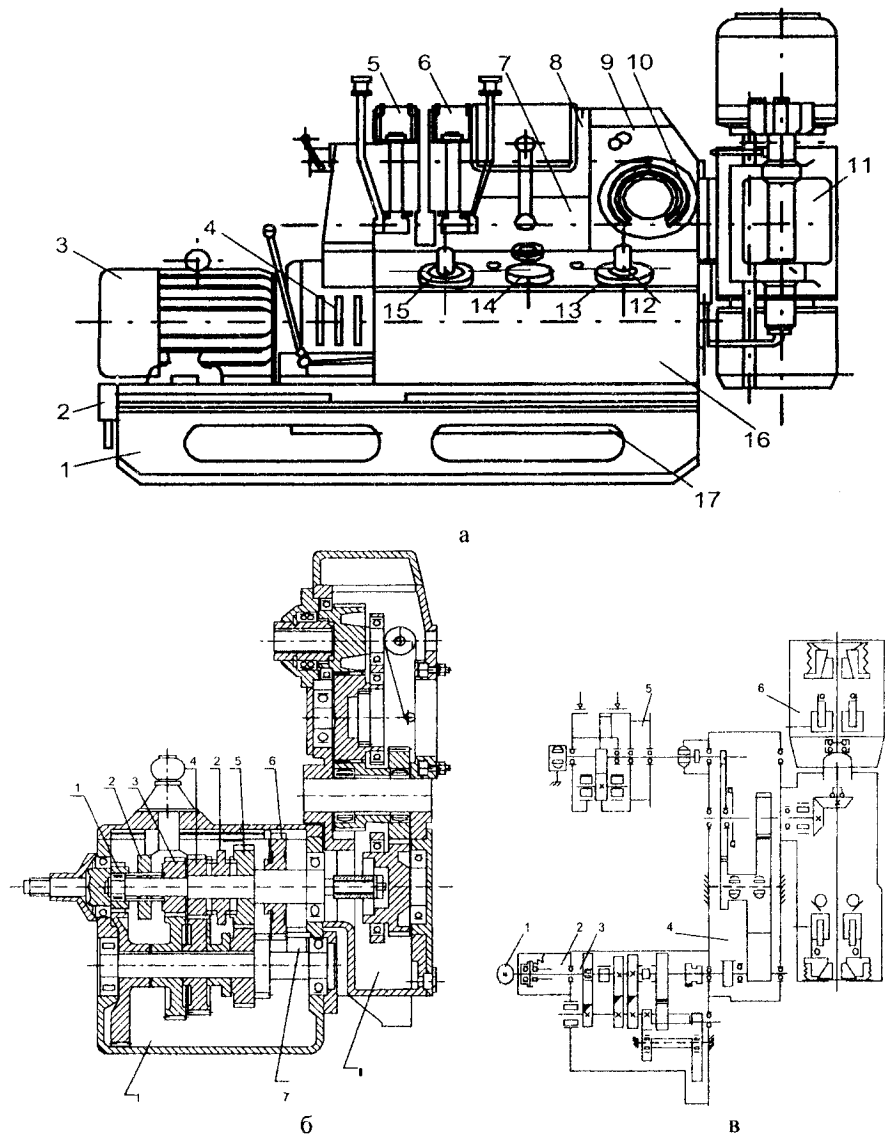


Рис. 1.8. Буровий верстат СКБ-4: а – загальний вигляд; б – трансмісія верстата; в – кінематична схема; 1 – двигун; 2 – фрикціон; 3 – коробка зміни передач; 4 – роздавальна коробка; 5 – лебідка; 6 – затискний патрон

Обертач верстата (рис. 1.10) складається з литого сталевого корпусу 1, у якому на підшипниках змонтовані пара конічних шестерень і привідна муфта, шпиндель 3, верхній 4 і нижній 5 гідропатрони, два гідроциліндри 2 двосторонньої дії. Верхній постійно закритий пружинно-гідравлічний патрон служить для затиску бурільних труб при бурінні. Для затиску і утримання бурільних труб в момент перехоплення призначений нижній постійно відкритий гідравлічний патрон. На обертачі закріплений блок кінцевих вимикачів, що дають команду системі електрогідравтоматики на початок і закінчення перехоплення.

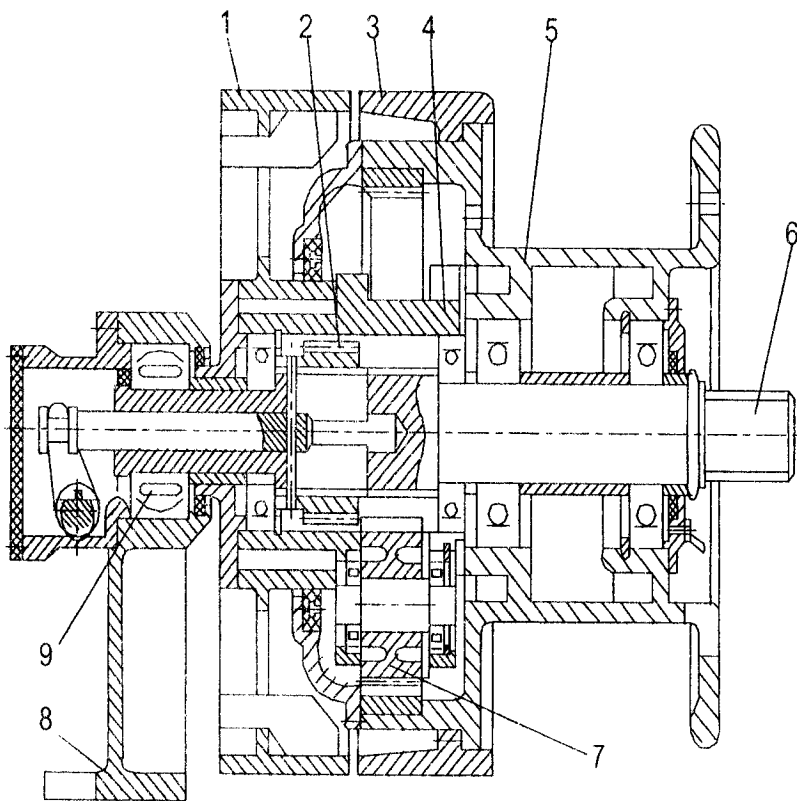


Рис. 1.9. Лебідка верстата СКБ-4

Гідравлічна система верстата являє собою комплекс пристроїв, які забезпечують гідравлічний привід механізму подачі гідравлічних патронів, переміщення і закріплення верстата на рамі. Вона складається (рис. 1.11) з маслобака, маслонасоса з приводом від електродвигуна, маслонасоса з ручним приводом, двох гідроциліндрів подачі, двох затискних гідропатронів обертача, гідроциліндра переміщення верстата, блоку гідравлічного керування, покажчиків ваги бурового снаряда і тиску, фільтра і труб, які подають масло. Виділяють дві незалежні системи керування виконавчими органами верстата: 1) систему подачі обертача і переміщення верстата і 2) систему гідропатронів. Обидві системи працюють від зведеного, лопаткового маслонасоса, але взаємодіють між собою тільки в процесі автоматичного перехоплення, коли після закріплення нижнього патрона

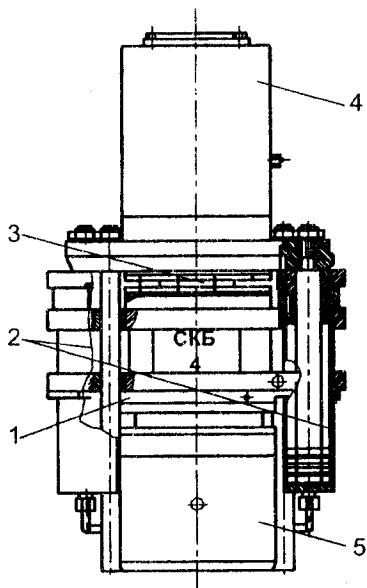


Рис. 1.10. Обертач верстата СКБ-4

тиском, що виникає в системі патронів, включається золотник швидкого підйому системи подачі. Керування гідропатронами здійснюється чотирьохпозиційним розподільником 8 через розподільну плиту 10, а подачею і переміщенням верстата – п'ятипозиційним розподільником 21 і дроселем 22. Чотири фіксовані положення розподільника: «Закріпити», «Розкріпити», «Перехоплення» і «Зворотнє перехоплення» дозволяють направляти потік масла при перекріпленні патронів обертача і перехопленні ведучої труби.

Подача шпинделя при бурінні здійснюється приладом керування 20, що має фіксовані положення: «Униз», «Уверх», «Стоп». При переміщенні верстата прилад керування встановлюють у положення «До свердловини» або «Від свердловини». Тиск у системі подачі регулюють дроселем.

При установці розподільника 8 у положення «Закріпити» потік масла від розподільника через електрозолотник 9 зливається в маслобак 1, маслонасос системи патронів стає розвантаженим, тиск у гідропатронах відсутній. У результаті цього зусилля робочих пружин 18 верхнього гідропатрона передаються через обойму і кулачки, які закріплюють ведучу трубу, а нижній патрон 15 під дією поворотних пружин стає розкріпленим.

При установці розподільника в положення «Розкріпити» потік масла через золотник-пілот 12 і вентиль 16 надходить у гідропатрон і давить на поршень 17, стискаючи пружини і розкріплюючи ведучу трубу. Нижній патрон залишається розкріпленим.

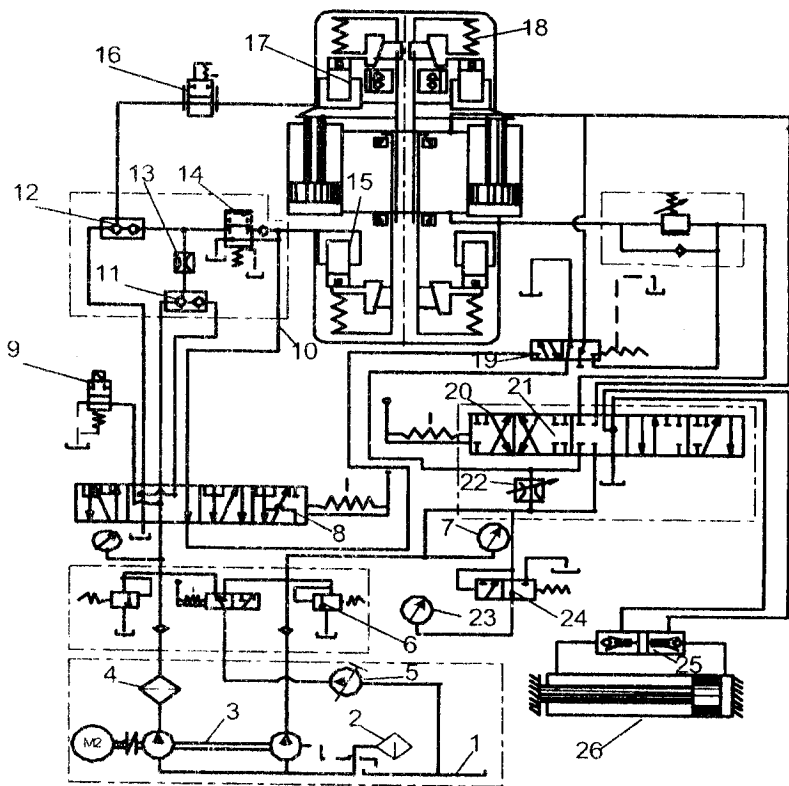


Рис. 1.11 Схема гідросистеми верстата СКБ-4: 1 – маслобак 2 – фільтр; 3 – лопатевий насос; 4 – фільтр пластинчастий; 5 – насос ручний; 6 – клапан; 7 – манометр МТ-3; 8 – розподільник; 9 – електрозолотник; 10 – плита розподільна; 11, 12, 19 – золотник-пілот; 13 – демпфер, 14 – золотник; 15, 17 – нижній і верхній патрони; 16 – вентиль; 18 – робочі пружини; 20 – прилад керування; 21 – п'ятипозиційний розподільник; 22 – дросель; 23 – показчик осьового навантаження; 24 – золотник відключення показчика тиску; 25 – гідрозамок; 26 – циліндр переміщення верстата

При установці розподільника в положення «Перехоплення» потік масла через золотник-пілот 11 і демпфер 13 надходить у верхній патрон, а через блокувальний золотник 14 – у нижній. Тиск у гідросистемі зростає і, стискаючи пружини верхнього гідропатрона, розкріплює його. Після цього тиск у гідросистемі продовжує підвищуватися, викликаючи спрацювання золотника швидкого підйому 19, що з'єднує верхні і нижні порожнини циліндра. Відбувається швидкий підйом шпинделя по ведучій трубі. У цьому випадку тиск у системі

підтримують таким, щоб при верхньому розкріпленому патроні нижній був би закріплений. Перехоплення відключають поверненням розподільника 8 у положення «Закріпити».

Автоматичне перехоплення здійснюється, коли розподільник 8 встановлюється в положення «Закріпити», а пакетний вимикач у магнітній станції - у положення «Включено». У цьому випадку кінцевий вимикач, керує електрозолотником 9, злив масла перекривається, робота гідросистеми ведеться автоматично за описаною вище системою перехоплення.

При бурінні з додатковим навантаженням прилад керування 20 встановлюється в положення «Униз», масло надходить у штокові порожнини циліндрів, а тиск у гідросистемі підтримується на необхідному рівні. При перестановці шпинделя на ведучій трубі прилад керування встановлюється в положення «Уверх» і масло подається в поршневі порожнини гідроциліндрів. Зупиняють шпиндель переведенням приладу керування в положення «Стоп». У цьому випадку замикаються нижні і верхні порожнини циліндрів подачі.

Самохідна бурова установка УКБ-4С забезпечує: проведення всіх операцій, необхідних для буріння свердловин обертальним способом із застосуванням алмазного і твердосплавного породоруйнівного інструмента, у тому числі забійних ударно-обертальних машин; відбір керна гірських порід з використанням знімних керноприймачів.

У комплект установки входять: буровий верстат СКБ-4, буровий насос НБЗ-120/40, труборозворот РТ-1200 і транспортна база - автомобіль «Урал-4320».

Електроенергією двигуни установки й освітлювальної мережі живляться від синхронного генератора змінного струму типу ЕСС S-91-4-М101 потужністю 50 кВт, пуск якого здійснюється від двигуна автомобіля.

Бурова установка УКБ-500/800 5-го розмірного класу призначена для буріння вертикальних і похилих геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини глибиною до 500 м твердосплавними коронками діаметром 93 мм і до 800 м алмазними коронками діаметром 59 мм. Випускають установку трьох модифікацій: базову (пересувну) модель (УКБ-5П), самохідну й у блоковому виконанні.

Установка УКБ -5П складається з бурового верстата СКБ-5, шогли БМТ-5 висотою 19 м з талевим оснащенням і механізмами захоплення і підйому буринь труб, двох бурових насосів НБ4-320/63, пересувної бурової будівлі ПБЗ-5 і транспортної бази ТБ-15. Установка укомплектована контрольно-виміральною апаратурою «КУРС-411».

Буровий верстат СКБ-5 за своєю компоновальною схемою має ті ж основні функціональні вузли, що і верстат СКБ-4, за винятком станини, яка у нього відсутня. Усі вузли - електродвигун верстата, муфта зчеплення, лебідка, обертач - закріплені на корпусі коробки зміни передач, що знаходиться на направляючих рами верстата. Відмовлення від станини дозволило підвищити жорсткість і надійність верстата, а також знизити вібрації при бурінні.

Кінематична схема верстата СКБ-5 представлена на рис. 1.12, а. Сполучення зачеплення шестірень забезпечує передачу шпинделеві восьми швидко-

стей обертання в діапазоні частот від 120 до 1500 xv^{-1} і чотири швидкості навівки каната на барабан лебідки в діапазоні 0,8-3,6 м/с.

Відмінною рисою верстата СКБ-5 також є *виносний пульт керування* гідрофікованими вузлами, що забезпечує зручний доступ обслуговування і ремонту, а також поліпшує огляд устя свердловин (рис. 1.12, б). На приладовій панелі 1 пульта керування розташовані: манометр 2 системи гідропатронів, показчик 3 навантаження на породоруйнівний інструмент, амперметр 4, привідні двигуни верстата, кнопки 5 пуску і зупинки: а - маслonoмпи, б - бурового верстата, у - бурового насоса, м - аварійного відключення приводів установки.

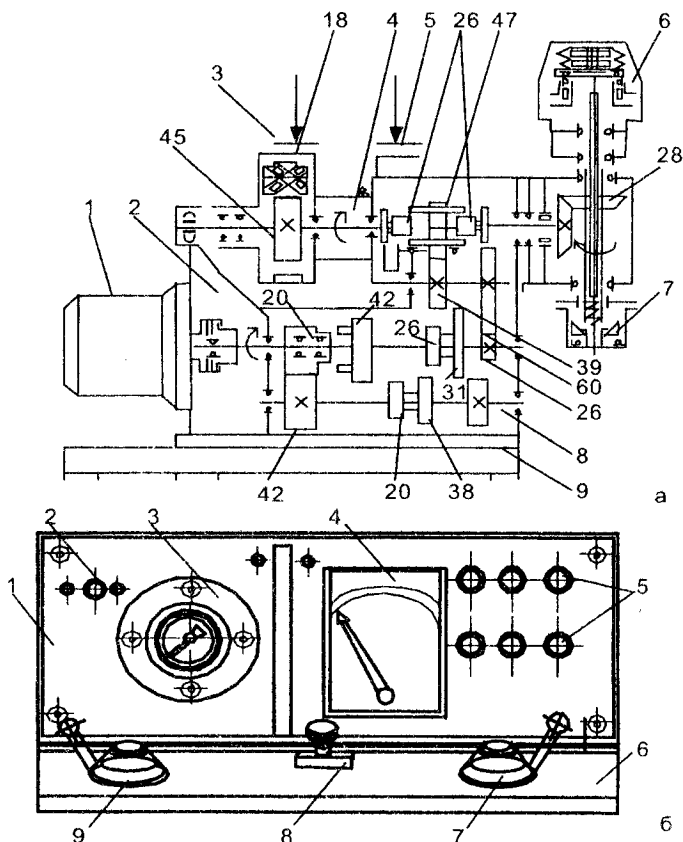


Рис. 1.12. Буровий верстат СКБ-5: а – кінематична схема; 1 – двигун; 2 – фрикціон; 3 – гальмо підйому; 4 – лебідка; 5 – гальмо спуска; 6, 7 – верхній і нижній затискні патрони; 8 – коробка зміни передач; 9 – рама; б – пульт керування

На панелі гідравлічного керування 6 розміщені: розподільник патронів 9 для керування роботою верхнього і нижнього патронів обертача; регулятор подачі бурового снаряда 8 для настроювання швидкості подачі шпинделя; розподільник подачі 7 для керування гідроциліндрами подачі обертача і циліндра переміщення бурового верстата.

Усередині пульта встановлені: блок фільтрів, блок запобіжників, розподільна плита патронів, золотник швидкого підйому, електродвигун з маслопомпою, ручний насос і маслобак місткістю 40 л. Зв'язок пульта керування з гідрофікованими вузлами верстата здійснюється за допомогою рукавів високого тиску.

Лебідка верстата - планетарного типу (рис. 1.13). Вал лебідки встановлений в розніманий корпус коробки зміни передач. На правому кінці вала посаджена зубчаста муфта 10, яка при переміщенні вправо входить у зчеплення із шестірнею коробки зміни передач і передає обертання планетарному редукторові лебідки. Керування лебідкою здійснюється за допомогою двох гальм - підйому і спуску - колодкового типу.

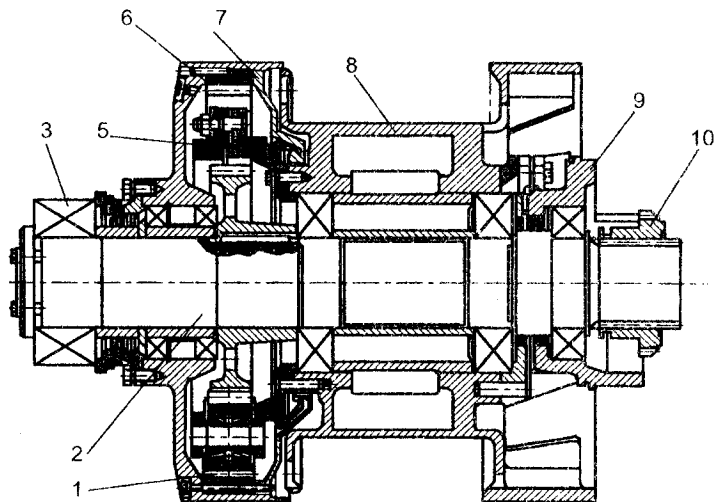


Рис. 1.13. Лебідка верстата СКБ-5: 1 - шестірня-сателіт; 2 - вал; 3 - підшипник; 4 - сонячна шестірня; 5 - водило; 6 - прокладка; 7 - шків; 8 - барабан; 9 - стакан; 10 - зубчаста муфта

Обертач верстата СКБ-5 (рис. 1.14) складається з литого сталевого корпусу з умонтованими на підшипниках парою конічних шестірень і привідною муфтою зі шліцьовою втулкою, у яку телескопічно входить шпиндель. У припливах корпусу закріплені гідроциліндри подачі, а на штоках гідроциліндрів

траверса зі шліцьовим шпинделем. Обертач обладнаний верхнім постійно закритим пружинно-гідравлічним і нижнім гідравлічним патронами.

Гідравлічна система верстата за своєю принциповою схемою, призначенням і виконуваним операціям аналогічна гідравлічній системі верстата СКБ-4 і відрізняється тільки компонованням.

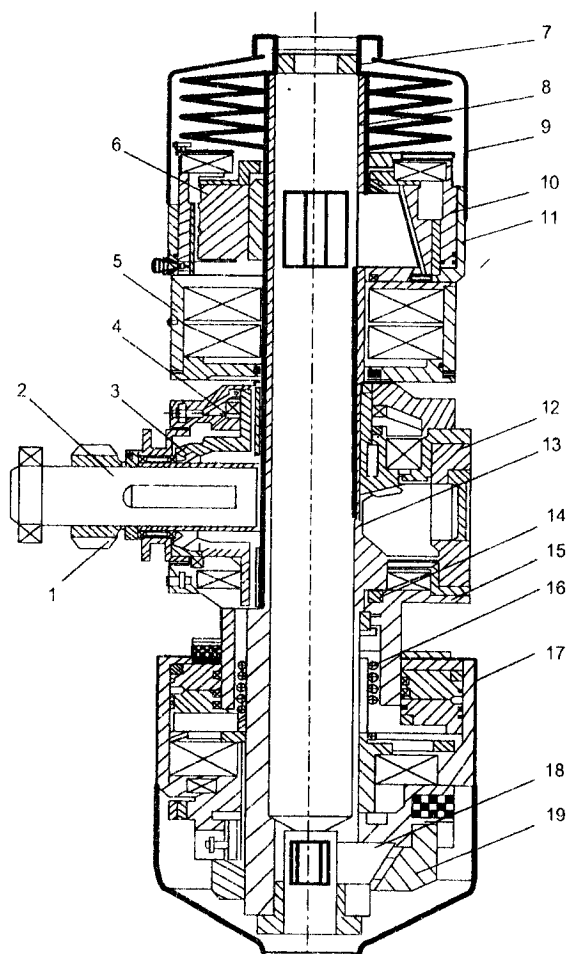


Рис. 1.14. Обертач верстата СКБ-5: 1 – шестірня; 2 – вал; 3, 4 – конічні шестірни; 5 – траверса; 6, 19 – обойми; 7 – гайка; 8 – шпindelь; 9 – кожух; 10 – поршень; 11 – гідроциліндри патронів; 12 – корпус; 13 – привідна муфта; 14 – гайка; 15 – стакан; 16 – пружина; 18 – кулачки

Муфта зчеплення верстата СКБ-5 (рис. 1.15) суха, постійно відкрита. Вона складається з корпусу 1, двох ведучих 2 і двох ведених 3 дисків із закріпленими пружинами, хрестовини 5, трьох кулачків 4, кільця 6, втулки включення 7 і осей з'єднання (через кільця втулки включення) з кулачками і хрестовиною. Корпус муфти змонтований на рухливому валові коробки зміни передач на шпонці. Зовнішні зуби ведучих дисків з'єднані з внутрішніми зубами вінця, маточина якого жорстко встановлена на валові електродвигуна. Ведені диски мають внутрішній зубчатий вінець, що з'єднаний із зовнішнім зубчатим вінцем корпусу муфти. При переміщенні втулки включення вліво диски затискаються кулачками, при русі вправо диски пружинами відводяться один від одного.

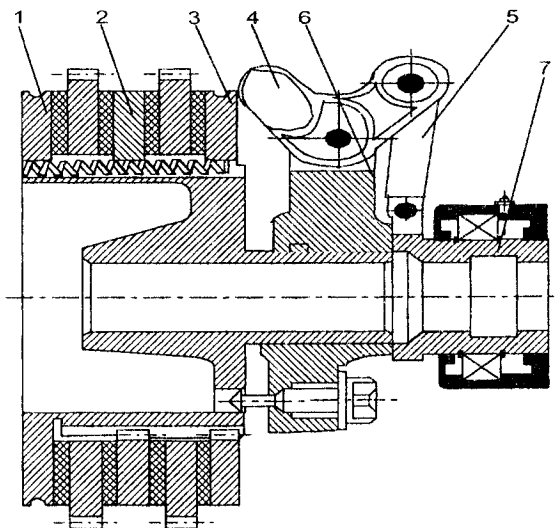


Рис. 1.15. Муфта зчеплення верстата СКБ-5

Циліндр переміщення верстата розташований під коробкою зміни передач. Вушко циліндра закріплене на стержні в станині, а вушко штока поршня – на такому ж стержні, але на корпусі коробки зміни передач. При підведенні масла до циліндра і підвищенні тиску верстат переміщається по напрямних рами.

Контрольно-вимірjuвальна апаратура «КУРС-411» призначена для контролю параметрів процесу буріння і дозволяє вимірювати осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, механічну швидкість буріння, витрату і тиск промивальної рідини. Принцип дії її заснований на перетворенні показів вимірюваних параметрів в електричну напругу. Апаратура «КУРС-411» відзначає моменти перехоплення бурового снаряда і забезпечує світлову і звукову сигналізацію при зменшенні витрати промивальної рідини.

**Діапазон виміру параметрів режиму буріння
комплектом «КУРС-411»;**

Вага бурового снаряда, кН.....	0-50
Зусилля на гаку, кН.....	0-80
Осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, кН	0-25
Тиск промивальної рідини, МПа.....	0-10
Витрата промивальної рідини, м ³ /с.....	(0-25) · 10 ⁻⁴ (0-50) · 10 ⁻⁴
Механічна швидкість буріння, м/ч.....	0-15
Напруга мережі, В.....	380
Частота струму, Гц.....	50

Бурова будівля установки контейнерного типу; виготовлена з тришарових алюмінієвих панелей, має автономну систему водопостачання й електричну систему обігріву.

Бурова установка УКБ-1200/2000 7-го розмірного класу (УКБ-7) призначена для буріння вертикальних і похилих геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини твердосплавними й алмазними коронками до глибини 1200 і 2000 м при кінцевому їхньому діаметрі відповідно 93 і 59 мм. Випуск установки намічений двох модифікацій: стаціонарної (базової) і пересувної (на санному ході або трейлері).

Пересувна бурова установка УКБ-7П складається з бурового верстата СКБ-7, щогли БМТ-7П з основою, пересувних бурової і насосної споруд ПБЗ-7 і ПНЗ-7, бурового насоса НБ4-320/63, трубозвороту РТ-1200, транспортної бази ТБ-15, пересувної електростанції ДЕСМ-30 і комплекту контрольно-вимірювальної апаратури «КУРС-613».

Буровий верстат СКБ-7 (рис. 1.16) складається з рами (сани) 14, електродвигуна постійного струму 1 типу ДП-62, станини 11, роздавальної коробки 7, обертача 9 з верхнім пружинно-гідравлічним 8 і нижнім гідравлічним 10 затискним патронами, бурової лебідки 4 з гальмом 3 і гідросистеми для регулювання подачі бурового снаряда, роботи гідравлічними затискними патронами обертача і гідроциліндром переміщення 12 верстата. Крім того, до складу устаткування бурового верстата входять пульт керування, тиристорна нереверсивна і релейна шафа плавнокерованого тиристорного електроприводу ТП 1200/2000-У 3.

Особливістю верстата СКБ-7 є відсутність муфти зчеплення (фрикціону) і коробки зміни передач. Зміна частоти обертання шпинделя верстата (0-1500 хв⁻¹) і швидкості навівання каната на барабан лебідки (0-8 м/с) здійснюється безступінчасто за допомогою плавнокерованого привідного електродвигуна постійного струму.

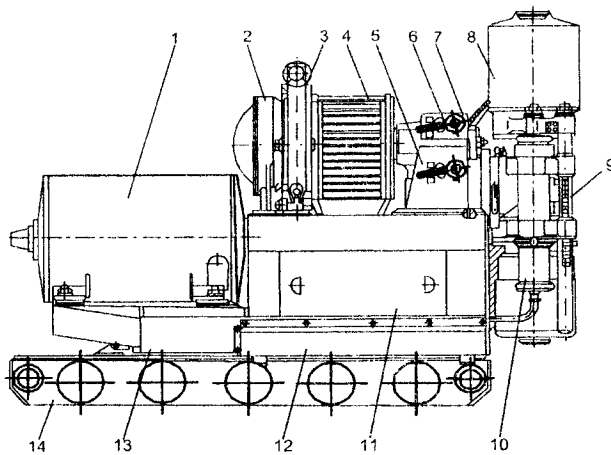


Рис. 1.16. Буровий верстат СКБ-7: 1 – електродвигун постійного струму; 2 – планетарний редуктор лебідки; 3 – гальмо; 4 – лебідка; 5, 6 – рукоятки включення лебідки та обертача; 7 – роздавальна коробка; 8 – патрон; 9 – обертач; 10 – гідроциліндр обертача; 11 – станина; 12 – гідроциліндр переміщення верстата; 13 – кронштейн з площадкою; 14 – рама

Кінематична схема верстата. Застосування тиристорного електроприводу дозволило істотно спростити кінематику верстата, знизити металоємність і поліпшити режим його роботи (не потрібна коробка зміни передач, спрощена кінематична схема верстата). Головний привідний електродвигун верстата постійного струму типу Д-812 (рис. 1.17) з'єднується за допомогою двох зубчатих муфт 15 і 13 проміжного вала 14 з роздавальною коробкою 5, від якої обертання передається або обертачу 7 (при бурінні), або лебідці 16 (при спуско-піднімальних операціях). У роздавальній коробці 5 установлені три косозубі шестірни Z_1 , Z_2 і Z_3 , з яких Z_1 жорстко з'єднана з первинним валом напівмуфтою 12 і з проміжною зубчатою шестірнею Z_2 , що має зубчасту напівмуфту 11 для з'єднання з горизонтальним валом 10 кінцевого редуктора обертача. Шестірня Z_3 змонтована на валові з зубчастими шліцями і через торсіонний вал 2 передає обертання сонячній шестірні Z_6 , що зв'язана з трьома сателітами Z_7 , охопленими зубцюватим вінцем Z_8 . Обкатуючи по зубцюватому вінці Z_8 , сателіти обертають водило і жорстко зв'язаний з ним барабан лебідки 3.

Лебідка включається напівмуфтою 6, що з'єднує шестірню Z_3 з валом 4, у якому на шліцах закріплений торсіонний вал 2 сонячної шестірні планетарного редуктора.

Включають обертач напівмуфтою 11, яка з'єднує горизонтальний вал 10 обертача із шестірнею Z_2 і передає обертання через пару кінцевих шестірень Z_4

і Z₃ з круговим зубом привідній муфті 9 і телескопічно вхідному в неї на шлі-
цах шпинделеві 8.

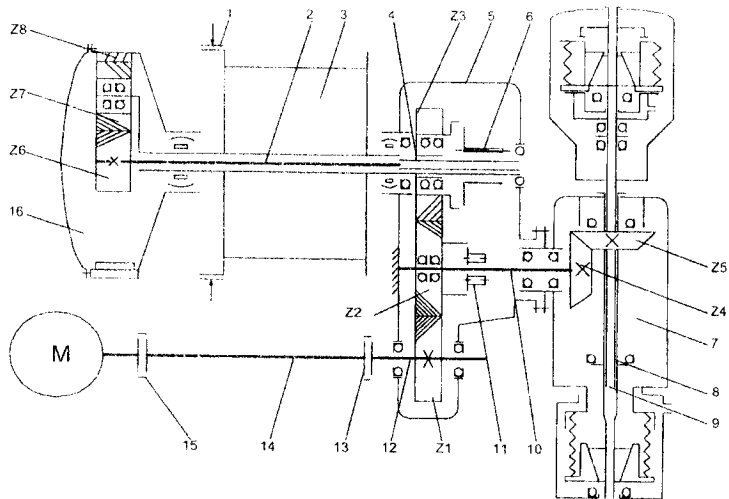


Рис. 1.17. Кінематична схема бурового верстата СКБ-7

Конструкція роздавальної коробки забезпечує незалежне роздільне вклю-
чення (або вимикання, гальмо 1) передачі обертання на лебідку або обертач.

Обертач верстата - це комплекс механізмів, який складається із конічно-
го редуктора для передачі обертання і крутильного моменту від середньої шес-
тірні роздавальної коробки до привідної муфти і шпинделя; двох гідравлічних
циліндрів для подачі бурового снаряда із штоками, жорстко закріпленими в ли-
тій сталевій траверсі; верхнього і нижнього гідравлічних патронів, які служать
для передачі обертання і крутильного моменту буровому інструментові і для
його утримання в момент перекріплювання.

Лебідка розташована уздовж осі верстата і за конструкцією відрізняється
від лебідок вітчизняних і закордонних бурових верстатів. Вона не має гальм
спуска і підйому, а її планетарний редуктор зібраний в нерухомому кронштейні
(рис. 1.18).

Керують лебідкою командоапаратом, установленим на виносному пульті
керування. Аварійна зупинка барабана лебідки або тривале підвішування буро-
вого снаряда на барабані здійснюється пружинним колодковим гальмом, коло-
дки якого розкриваються гідроциліндром.

Гідросистема має дві автономні системи керування: систему подачі буро-
вого снаряда, переміщення верстата і керування патронами та систему керуван-

ня гальмом лебідки. Керують усіма елементами гідросистеми з пульта керування буровим агрегатом.

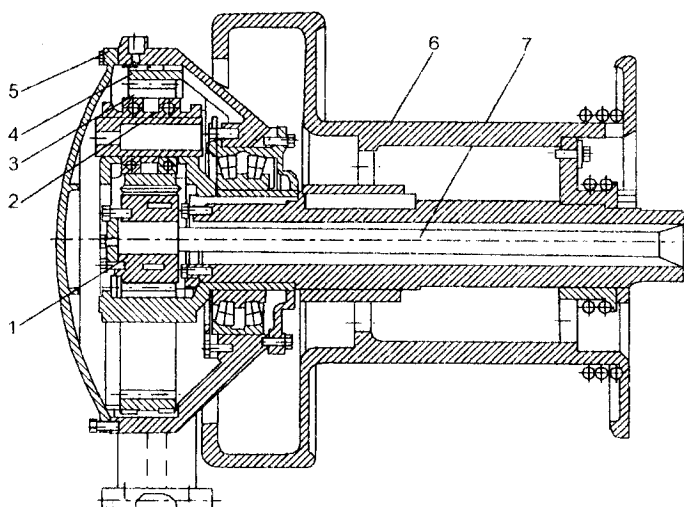


Рис. 1.18. Лебідка бурового верстата СКБ-7: 1 – сонячна шестерня; 2 – водило; 3 – сателіт; 4 – вінцова шестірня; 5 – кришка; 6 – барабан; 7 – торсіонний вал

Для зручності обслуговування і монтажу все устаткування гідросистеми – маслобак, маслонасос із привідним електродвигуном, фільтри і золотники – зібране в окремо розташованому блоці постачання і з'єднується з виконавчими органами на верстаті і керуючими приладами на пульта трубами, напірними рукавами й електричними кабелями.

Від здвоєного маслонаосу (рис. 1.19) масло подається двома незалежними потоками: через фільтр тонкого очищення в систему керування подачею і в систему керування гальмом.

У системі керування подачею потік масла розподіляється за допомогою чотирьох плит: основної 10, керування 15, патронів 19 і подачі 22. На основній плиті розташовані: золотник 11 з електрогідравлічним керуванням, зворотний клапан 12 і напірний золотник 14; на плиті керування – золотники 16 і 17 з електричним керуванням; на плиті патронів – золотники 20 і 21 з гідравлічним керуванням; на плиті подачі – золотник швидкого підйому 23, золотники 24 і 25 з електрогідравлічним керуванням.

У плиті гальма 36, де встановлений золотник 18 з електромагнітним керуванням і напірний золотник 9 (запобіжний клапан), відбувається розподіл потоку масла в системі керування гальмом.

Системи керування подачею і гальмом захищають від перевантажень за допомогою запобіжних клапанів, настросних відповідно на тиск 6 і 5 МПа.

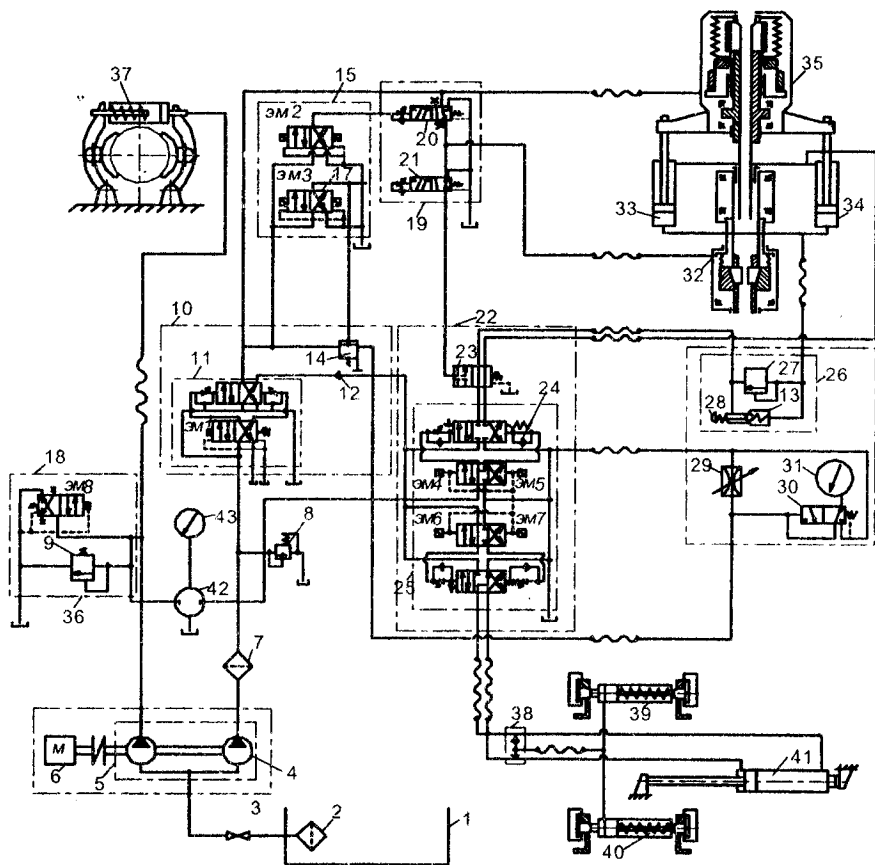


Рис. 1.19. Принципова схема гідросистеми верстата СКБ-7: 1 – маслобак; 2 – сітчастий фільтр; 3 – муфтовий кран; 4 – маслонасос із приводом; 5 – лопатевий двохсний насос; 6 – електродвигун; 7 – пластинчастий фільтр; 8, 9 – напірні золотники; 10 – основна плита; 11, 24, 25 – золотники з електрогідравлічним керуванням; 12, 13 – зворотні клапани; 14 – напірний золотник; 15 – плита керування; 16, 17, 18 – золотники з електричним керуванням; 19 – плита патронів; 20, 21 – золотники з гідравлічним керуванням; 22 – плита подачі; 23 – золотник швидкого підйому; 26 – регулятор подачі; 27 – клапан ваги; 28 – кнопка швидкого підведення траверси; 29 – дросель «Тиск»; 30 – золотник відключення; 31 – манометр; 32, 35 – циліндри нижнього і верхнього патронів; 33, 34 – циліндри подачі; 36 – плита гальма; 37 – циліндр гальма; 38 – пілотний золотник; 39, 40 – циліндри захоплення; 41 – циліндр переміщення верстата; 42 – золотник включення манометра; 43 – манометр; *EM* – електромагніти

На панелі керування встановлені: регулятор подачі 26, який складається із клапана маси 27 і кнопки швидкого підведення траверси 28, дросель «Тиск» 29, золотник відключення 30, покажчик навантаження на вибій 31. Контрольний манометр 43 встановлено у блоці постачання і призначений він для настроювання клапанів, які захищають системи керування подачею і гальмом від перевантажень. Він підключається золотником 42 по черзі до напірних магістралей цих систем.

При раптовому виході з ладу маслососа чи електродвигуна або відключенні електроенергії робота гідросистеми верстата забезпечується від ручного маслососа.

Для подачі шпинделя вниз рукоятку універсального перемикача на пульті керування встановлюють у положення «Униз», при цьому включається електромагніт ЕМ5 і плунжер золотника 24 переводиться в крайнє ліве положення. Масло від маслососа 5 направляється через фільтр тонкого очищення 7, золотник 11 і зворотний клапан 12 до плити подачі 22 і золотника 24. Через останній і золотник швидкого підйому 23 масло надходить у верхні порожнини циліндрів подачі 33 і 34. Тиск масла регулюється дроселем «Тиск» 29, що встановлений на пульті керування. При русі шпинделя вниз масло з нижніх порожнин циліндрів подачі витісняється через регулятор подачі 26, золотники 23 і 24 і йде на злив у маслобак 1.

Для подачі шпинделя вверх рукоятку універсального перемикача на пульті керування встановлюють у положення «Уверх», при цьому включається електромагніт ЕМ4 і плунжер золотника 24 переводиться в крайнє праве положення. Потік масла від золотника 24 через золотник швидкого підйому 23 і регулятор подачі 26 направляється в нижні порожнини циліндрів подачі. Тиск масла регулюється дроселем 29.

Зупиняють шпиндель поворотом рукоятки універсального перемикача на пульті керування в будь-яке нейтральне положення. У цьому випадку електромагніти ЕМ4 і ЕМ5 знеструмлені, плунжер золотника 24 залишається в середньому нейтральному положенні і замикає трубопроводи, що ведуть у нижні і верхні порожнини гідроциліндрів подачі. Масло від маслососа через фільтр 7, золотник 11, зворотний клапан 12 і дросель 29 іде на злив у маслобак.

Для переміщення верстата до свердловини рукоятку універсального перемикача встановлюють у положення «До свердловин». У цьому випадку включається електромагніт ЕМ6 золотника 25 і потік масла направляється в поршневу порожнину циліндра переміщення 41 і через золотник 38 до циліндрів захоплення 39 і 40. Верстат починає переміщатися після закриття дроселя «Тиск».

Для переміщення верстата від свердловини рукоятку універсального перемикача встановлюють у положення «Від свердловини». При цьому буде включений електромагніт ЕМУ золотника 25, потік масла від маслососа 5 через фільтр 7, золотник 11, зворотний клапан 12 і золотники 25 і 38 направиться в штокову частину циліндра переміщення 41 верстата. Частина масла від золотника 38 направиться до циліндрів через дросель 29 на злив у маслобак. У міру закриття дроселя тиск масла в гідросистемі підвищується, стискає пружини в циліндрах автоматичних захоплень 39 і 40, розсовуючи клини і звільнюючи

струбцини. При збільшенні тиску верстат переміщається по рамі від устя свердловини.

При перекріпленні патронів рукоятку універсального перемикача встановлюють у положення «Перекріпити». При цьому включаються електромагніти ЕМ1 золотника 11 і ЕМ3 золотника 17. Потік масла направляється в гідроциліндр верхнього патрона і через золотник 20 у гідроциліндр нижнього патрона. Золотник швидкого підйому 23 відключається золотником 21. Система виявляється закритою. Зростання тиску масла викликає закріплення нижнього і розкріплення верхнього патронів. Надлишок масла іде на злив через золотник 14 і дросель 29.

Система керування гальмом верстата працює від другого лопатевого насоса з подачею 8 л/хв. Коли гальма затиснуті, потік масла через золотник 18 іде на злив. При включенні електромагніта ЕМ8 плунжер золотника 18 переміщається вліво, замикає зливальну магістраль. У цьому випадку потік масла направляється безпосередньо в циліндр гальма 37 і стискає пакет силових пружин. Гальмові колодки розкриваються і звільняють гальмовий шків барабана лебідки.

При відключенні електромагніта ЕМ8 плунжер золотника 18 повертається у вихідне положення і направляє потік масла на злив у бак. Напірна магістраль гальмового циліндра також з'єднується із зливальною магістраллю, пружини гальмового циліндра витісняють масло на злив і затискають колодками гальмовий шків барабана лебідки.

Апаратура «КУРС-613» призначена для виміру наступних параметрів режиму буріння: маси бурового снаряда, зусилля на гаку, осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, частоти обертання бурового снаряда, крутильного моменту на шпинделі верстата, механічної швидкості буріння, тиску і витрати промивальної рідини. Апаратура фіксує також моменти перехоплення бурового снаряда і забезпечує світову і звукову сигналізацію при досягненні гранично допустимих значень зусилля на гаку, моменту на обертання і мінімально допустимої витрати промивальної рідини.

Пересувний буровий будинок ПБЗ-7 контейнерного типу, виконаний із тришарових алюмінієвих панелей, служить для розміщення, укріття, транспортування бурового устаткування і захисту бурової бригади від впливу погодних умов. Приміщення має електричну систему обігріву й автономну систему водопостачання (бак, насос, водонагрівач).

Бурова щогла БМТ-7П висотою 26 м із засобами механізації для підйому свічі довжиною 18,6 м застосовується для буріння вертикальних і похилих (до 15° від вертикалі) свердловин. Піднімають і опускають її лебідкою і за допомогою трактора.

Бурова установка УКБ-2000/3000 8-го розмірного класу (УКБ-8) призначена для обертального буріння вертикальних геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини алмазним і твердосплавним породоруйнівним інструментом до глибини 2000 і 3000 м при кінцевому діаметрі відповідно 93 і 59 мм. Вона може працювати в різних геолого-технічних і кліматичних умовах

з коливанням температур навколишнього повітря від + 40 до – 40 °С, при висоті над рівнем моря до 1000 м.

**Діапазон виміру параметрів режиму буріння
комплектом «КУРС-613»:**

Вага бурового снаряда, кН.....	0-120
Зусилля на гаку, кН.....	0-200
Осьове навантаження, кН.....	0-30
Частота обертання обертача, хв ⁻¹	0-2000
Тиск промивальної рідини, м ³ /с.....(0-50) · 10 ⁻⁴
Крутильний момент на шпинделі, кН·м.....0-6
Механічна швидкість буріння, м/ч.....0-15
Напруга мережі, В.....380
Частота струму, Гц.....50

Особливість конструкції установки – застосування як індивідуального приводу основних механізмів (лебідки, ротора, регулятора подачі) електродвигунів постійного струму, що дозволяють у широкому діапазоні здійснювати безступінчасте регулювання частот обертання робочих органів, увести елементи автоматизації в їхню роботу і забезпечити виконання агрегату окремими блоками, що значно скорочує час на монтажні-демонтажні роботи і транспортування. Електродвигуни ротора і лебідки постачаються безпосередньо від генератора постійного струму потужністю 180 кВт, встановленого на одній рамі з електродвигуном змінного струму, що працює від промислової мережі, а електродвигуни регулятора подачі – від того ж генератора через тиристорний перетворювач.

Загальна кінематична схема агрегату СКБ-8 складається з окремих самостійних кінематичних схем: блоків лебідки і регулятора подачі; блоку ротора; блоку бурових насосів.

Блок лебідки (рис. 1.20, а) складається з рами, лебідки, гальм спуска і підйому. Лебідка планетарного типу з примусовим охолодженням шківів гальма спуска, що значно поліпшує роботу гальм. Привід лебідки здійснюється від електродвигуна постійного струму потужністю 190 кВт. Вал електродвигуна з'єднується зубчатою муфтою з валом лебідки, на якому на роликопідшипниках вільно сидить барабан, що має з однієї сторони гальмовий шків, а з іншого боку – зубчатий вінець планетарного редуктора з числом зубів 111, який знаходиться в зачепленні з чотирма шестірнями-сателітами по 39 зубів кожна. Двигун лебідки має «м'яку» характеристику при автоматичному регулюванні швидкості навівання каната на барабан, тобто при збільшенні навантаження на талсвому блоці швидкість обертання барабана зменшується, і навпаки. Передбачене також ручне регулювання швидкості обертання барабана. Лебідка обладнана гальмами спуска і підйому з гідравлічним керуванням, а у випадку виходу з ладу

системи гідравлічного керування в конструкції лебідки передбачене ручне керування гальмами.

При аварійному підйомі, а також при автоматичній подачі інструмента приведення лебідки здійснюється від двигуна регулятора подачі через черв'ячно-циліндричний редуктор і ланцюгову передачу з зірочками, що мають 50 і 12 зубів. Зірочка ($Z=50$) сидить на валові лебідки на двох підшипниках і з'єднується з ним зубчатою муфтою. Зірочка ($Z=12$) закріплена нерухомо на вихідному валові редуктора регулятора подачі, який має два ступеня передач. Перший ступінь здійснюється через дві пари шестірень ($Z=53$; $Z=22$) і черв'ячну пару з однозахідним черв'яком і черв'ячним колесом, що має 75 зубів, нерухомо закріпленому на вихідному валові редуктора. Другий ступінь здійснюється через зубцювату муфту, що передає обертання безпосередньо від первинного вала редуктора, з'єднаного з двигуном, на вал черв'яка.

Блок регулятора подачі призначений для регулювання швидкості подачі інструмента на вибій свердловини, а також виконання функцій аварійного приводу. Він складається із звареної рами, на якій змонтовані редуктор і електродвигун постійного струму ПБСТ-53 потужністю 4,8 кВт із частотою обертання 1500 хв^{-1} , з'єднані між собою втулично-пальцевою муфтою.

Блок ротора бурового агрегату призначений для обертання бурильного інструмента, утримання у висячому положенні колони труб, їх згвинчування і роззгвинчування, для ловильних робіт, а також стопоріння колони труб. Це зварена із швелерів станина, на якій установлені ротор і електродвигун, з'єднані між собою прямо через еластичну муфту. На другому кінці вала електродвигуна закріплені тахометр, показання якого передаються вимірювальному приладові на електричному пульті керування. Для приводу ротора застосовується електродвигун постійного струму Д-812 потужністю 75 кВт із примусовим охолодженням (вентилятор).

Установка має два змінних ротори: один з частотою обертання до 1200 хв^{-1} призначений для буріння алмазами, другий з частотою обертання до 675 хв^{-1} – для буріння твердими сплавами і шарошечними долотами. Частоту обертання ротора регулюють, змінюючи напругу регулятором збудження генератора постійного струму. Вона не залежить від крутильного моменту, необхідного для обертання колони бурильних труб і розбурювання породи на вибої. Конструкція блоку ротора дозволяє відкидати ротор для розкриття устя свердловини.

Вал двигуна через еластичну муфту (рис. 1.20, б) з'єднаний з валом-шестірнею ($Z=25$), установленим на двох сферичних роликопідшипниках у стакані, розташованому у корпусі ротора. Вал-шестірня знаходиться в зачепленні з конічною шестірнею ($Z=28$), жорстко закріпленою на валові. На останньому також жорстко закріплена циліндрична шестірня ($Z=27$), що передає обертання через проміжну шестірню ($Z=29$) шестірні ($Z=68$), що жорстко з'єднана зі столом ротора.

Конструкція ротора дозволяє згвинчувати і роззгвинчувати бурильні труби з прорізними замками.

Для аварійних випадків (відсутність електроенергії) у комплекті агрегату передбачена пересувна електростанція ПЕС-15Л, що постачає електродвигун

змінного струму електромашинного підсилювача. Від останнього постачається електродвигун регулятора подачі, що робить через лебідку підйом бурового снаряда.

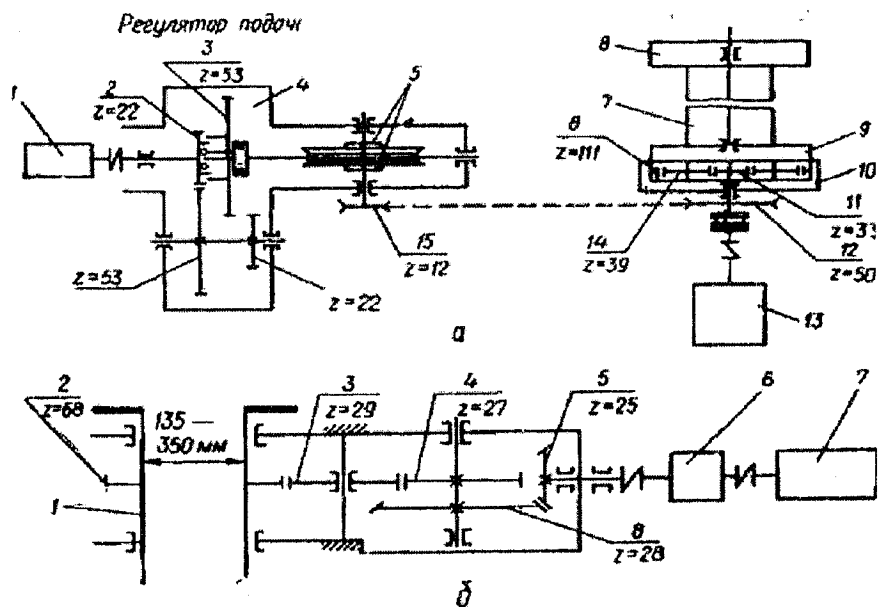


Рис. 1.20. Кінематична схема агрегату СКБ-8: а – регулятор подачі і блок лебідки: 1 – електродвигун приводу регулятора подачі; 2, 3, 11 і 14 – шестірні; 4 – редуктор; 5 – черв'ячна пара; 6 – зубчатий вінець; 7 – лебідка; 8 – гальмо спуска; 9 – гальмо підйому; 10 – планетарний редуктор; 12 – ланцюгове колесо; 13 – електродвигун приводу лебідки; 15 – ланцюгова шестірня «зірочка»; б – блок ротора: 1 – роторний стіл; 2-4 – циліндричні шестірні; 5, 8 – шестірні кінцевого редуктора; 6 – зубчата муфта; 7 – електродвигун приводу ротора

Гідросистема агрегату СКБ-8 забезпечує гідравлічне керування гальмами лебідки і містить у собі блок постачання, пульт керування і маслопроводи.

Блок бурових насосів призначений для подачі промивальної рідини в свердловину, а також для проведення тампонажних робіт. Система обв'язки блоку має датчики витрати і тиску промивальної рідини.

Буровий агрегат оснащений повним комплексом контрольно-виміральної апаратури «КУРС-713», що дозволяє вести візуальне спостереження за технологічними параметрами буріння, а також ресструвати показання і подавати звукові та світлові сигнали у випадках перевищення граничних значень параметрів.

У шафах керування встановлена додаткова апаратура для включення глинозамішувача, лебідки керноприймача, системи електричного опалення, водопідіріву та ін.

1.3. Бурові установки типу СКТО (ЗИФ)

Установки цього типу були сконструйовані і почали серійно виготовлятися наприкінці 40-х і початку 50-х років. Це перші у вітчизняній практиці верстати з гідравлічною подачею: ЗИФ-300, ЗИФ-650 і ЗИФ-1200. Пізніше вони були удосконалені (ЗИФ-300М, ЗИФ-650М, ЗИФ-1200МР, ЗИФ-1200МРК).

Марка ЗИФ позначає завод ім. Фрунзе, де вперше було почате виробництво цих верстатів, а цифрові індекси – проєктні глибини буріння. Модернізація бурових агрегатів була викликана особливостями алмазного буріння і спрямована в основному на збільшення частоти обертання шпинделя й установку гідрофікованих верхніх патронів. Крім того, у буровому агрегаті ЗИФ-1200МР збільшена потужність привідного двигуна і гідрофіковано керування гальмами лебідки верстата. За конструкцією верстати типу ЗИФ близькі між собою.

В останні роки широке поширення одержали бурові установки СКТО-75 (ЗИФ-1200МР) і СКТО-65 (ЗИФ-650М), які випускаються Барнаульським заводом геологорозвідувального устаткування.

Бурова установка СКТО-75 призначена для обертального колонкового буріння геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини глибиною до 1500 і 2000 м при кінцевому діаметрі буріння відповідно 93 і 59 мм. Установка розбірного, блокового типу і складається з бурового верстата марки ЗИФ-1200МР із привідним електродвигуном потужністю 55 кВт, двох насосних установок НБ4-320/63, кожна з яких приводиться електродвигуном потужністю 22 кВт, аварійного приводу від пересувної електростанції АБ-8-1/400, контрольно-виміральної апаратури і приладів.

Монтаж агрегату ЗИФ-1200МР звичайно здійснюється на санный підставі, перевезення здійснюється разом з буровою будівлею окремим блоком.

У комплект установки входить чотириного металева вишка ВРМ-24/30.

Загальний вигляд бурового верстата ЗИФ-1200МР показаний на рис. 1.21.

Рама 13 верстата являє собою зварену конструкцію, що складається з двох подовжніх полозів, поперечних зв'язків і розкосів. На ній встановлена станина 14, на якій змонтовані: обергач 11 з верхнім гідронатроном 9, траверсою і гідроциліндром 1 подачі, нижній механічний патрон 12, коробки зміни передач 4, лебідка 6 з гальмами спуска 5 і підйому 7, пульта гідрокерування 10, робоча площадка 8 і електродвигуни: 1 – приводу маслососа гідравлічної системи, 2 – аварійні приводи і 3 – приводи бурового верстата.

Лебідка верстата (рис. 1.22, а) планстарного типу встановлена над коробкою швидкостей у лівій частині верстата. Вал 4 лебідки змонтовано на підшипниках 2 і 10: одним кінцем – у розточенні станини, іншим – у кронштейні, закріпленому на станині. На валові на підшипниках 15 і 16 обертається сталевий

литий барабан 5, що має з правої сторони внутрішній зубчатий вінець 12 ($Z=69$), а з лівої – чавунний гальмовий шків 3.

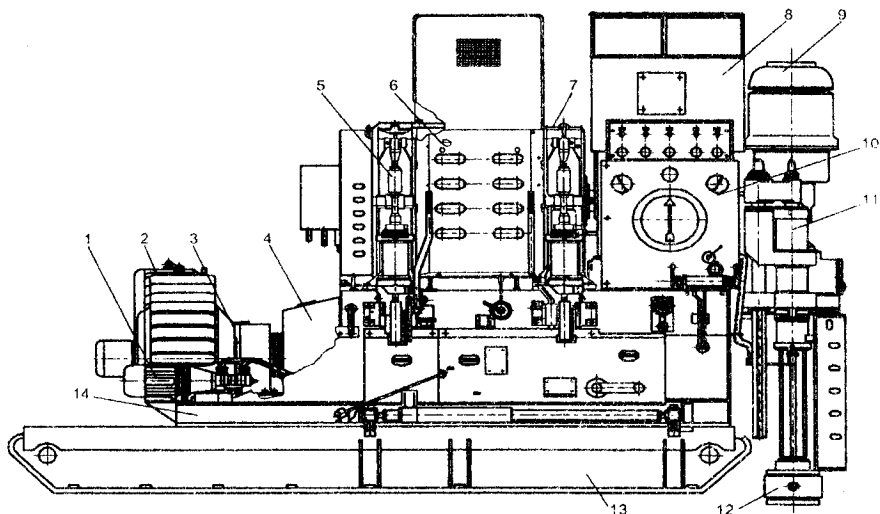
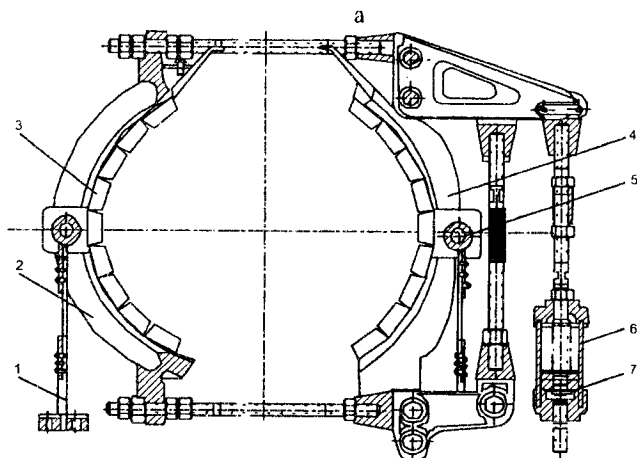
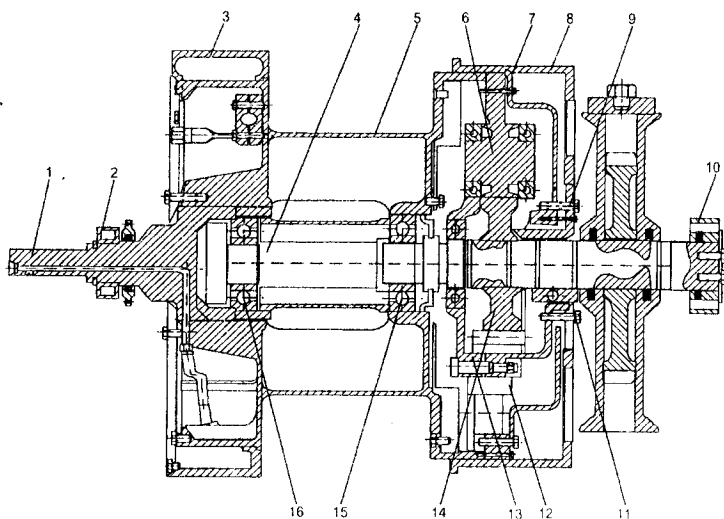


Рис. 1.21. Буровий верстат СКТО-75 (ЗИФ-1200MP)

Зубчатий вінець барабана знаходиться в зачепленні з трьома шестірнями-сателітами 6 ($Z=21$), посадженими на шарикопідшипниках у водилі 13. На водилі, що вільно обертається на валові лебідки на шарикопідшипниках, за допомогою шести болтів 9 кріпиться гальмова кришка 8. Передача крутильного моменту від водила до гальмової кришки здійснюється за допомогою шести штифтів 11. Шестірня 14 ($Z=27$), закріплена на валові лебідки, знаходиться в зачепленні із шестірнями-сателітами. Весь планетарний редуктор герметично закритий кришкою 7. Для запобігання зайвого нагрівання гальмового шківа через його порожнину прокачується вода. На лівому консольному валові 1 лебідки закріплена шестірня для приводу механізму блокування від перепідймання талевого блоку.

Лебідка має два гальма: гальмо спуска і гальмо підйому. За конструкцією гальма майже однакові, кожне складається з двох сталевих литих колодок 2 і 4 (рис. 1.22, б) з гетинаксовими накладками 3. Колодки шарнірно встановлені на кронштейнах 1 і 5 і з'єднуються між собою регульовальними тягами. Керування гальмами ручне і за допомогою гідравліки. При ручному керуванні гальмові колодки підгортають або відводять поворотом рукояток 8 ексцентрикових механізмів, при гідравлічному гальма спуска притискаються до гальмового шківа лебідки зусиллям тарільчастих пружин 7 і відводяться за рахунок гідравлічного зусилля циліндра 6. Керування гідравлікою гальмових циліндрів здійснюється за допомогою дросельного пристрою з поста керування буровим верстатом.



б

Рис. 1.22. Лебідка верстата СКТО-75: а - загальний вигляд; б - гальма спуска

На рис. 1.23 наведено шпindelний обертач верстата. У сталевому литому корпусі обертача 4 на підшипниках коливання змонтована пара конічних шестірень 3 і 11. Ведуча конічна шестірня-вал 3 несе на своєму хвостовику циліндричну шестірню 2, що знаходиться в постійному зачепленні із шестірнею коробки зміни передач верстата. Ведена шестірня 11 закріплена на порожній шпindelній привідній муфті 10, що має внутрішній шестигранний отвір, у який

вставлений пустотілий шпindel 8. Останній одержує від муфти обертання й одночасно може переміщатися поступально в осьовому напрямку.

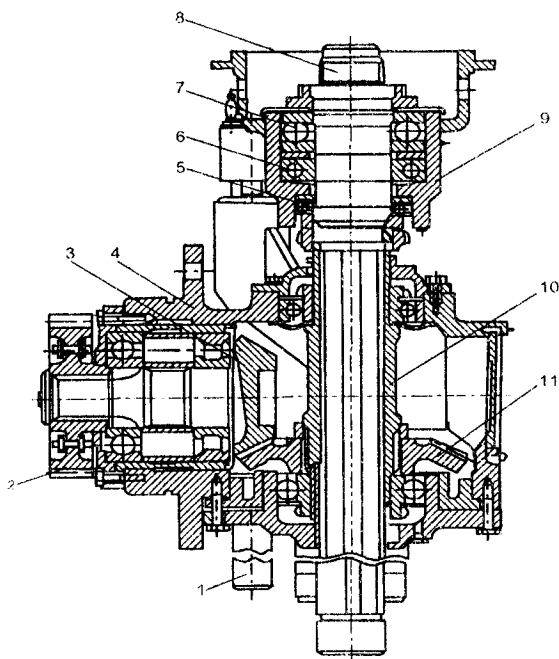


Рис. 1.23. Обертач верстата СКТО-75

Верхня частина шпинделя закріплена на упорних 5, 7 і радіальному 6 шарикопідшипниках у литій сталевій траверсі 9. Циліндри гідроподачі, що обумовлюють траверсі хід вгору і вниз, закріплені на корпусі обертача і з'єднані мастилопроводом із приладом гідрокерування. Для усунення перекосу гідроциліндрів і більшої стійкості шпинделя траверса і корпус обертача з'єднані двома направляючими штоками.

Корпус обертача болтами кріпиться до станини, а циліндричною частиною сполучається з коробкою швидкостей. У фланці станини розточена *T*-подібна канавка для болтів кріплення корпусу обертача, що дозволяє змінювати кут нахилу обертача.

Зверху на траверсі мається фланець для пружинно-гідравлічного патрона, а на нижньому кінці шпинделя встановлений механічний затискний патрон. Останній застосовується в аварійних випадках одночасно з гідронатроном для більш надійного з'єднання з бурильною колоною, при несправності гідронатрона, а також для роботи з ведучою трубою фігурного перегину. Під час роботи одним

гідропатроном для зменшення вібрації бурильної труби між корпусом механічного патрона і шпинделем обертача установлюється центрувальна втулка.

Верстат СКТО-75 оснащений механізмом блокування, призначеним для подачі сигналу при підході талевого блоку до небезпечної зони переспідюму і наступного вимикання електродвигуна приводу верстата у випадках, коли бурильник не помітив сигнал або не встиг зупинити рух талевого блоку. Механізм (рис. 1.24) складається з корпусу 7, у якому розміщений ходовий гвинт 3, по різі якого при обертанні переміщається водило 4. Ходовий гвинт зв'язаний із шестірнею 5 ($Z=80$), розташованою на консольному кінці вала лебідки. При обертанні барабана лебідки водило, переміщаючись до різі гвинта, послідовно натискає кінцеві вимикачі 2, включаючи спочатку сирену, а потім (якщо талевий блок піднятий вище, ніж це потрібно) виключаючи електродвигун приводу верстата.

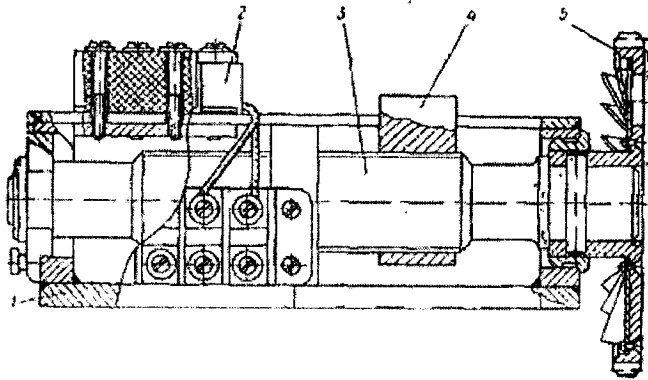


Рис. 1.24. Механізм блокування при спуско-піднімальних операціях

Гідравлічна система верстата СКТО-75 (рис. 1.25) забезпечує: регулювання осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, переміщення шпинделя обертача, керування верхнім затискним патроном обертача і гідрогальмами лебідки, а також рух верстата по рамі. Вона складається з таких основних частин: масляного бака 1, здвоєного маслонасоса 2, розподільного крана 4, приладу гідрокерування 12, дросельного механізму, манометрів 5 і 10, гідроциліндрів подачі і переміщення верстата, маслопровідної арматури.

Масло з бака 1 через фільтр забирається здвоєним лопатевим насосом 5М12-23А і через запобіжні клапани 3 нагнітається в три окремі системи: обертача, гідропатрона і циліндра переміщення верстата, гальма підйому і гальма спуска лебідки. У першу систему масло нагнітається обома насосами одночасно, у другу і третю – роздільно. Через золотники 9 розподільного крана 4 масло, що нагнітається, може бути спрямоване до циліндрів гальм лебідки 7 і 8 або до приладу *гідрокерування* 12. Через золотники приладу гідрокерування масло може бути спрямоване до циліндрів обертача 16, гідропатрона 15 і до циліндрів

переміщення верстата 17. Тиск масла в системі регулюється за допомогою дроселів 6 голчастого типу.

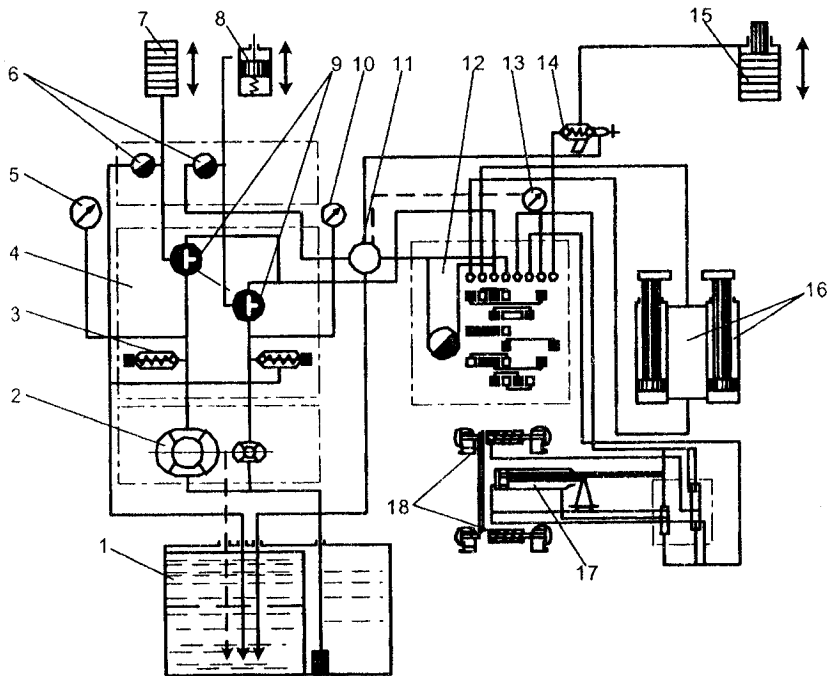


Рис. 1.25. Принципова схема гідросистеми верстата СКТО-75: 1 – маслобак; 2 – здвоєний маслонасос; 3 – запобіжний клапан; 4 – розподільний кран; 5, 10 – манометри; 6 – дросель; 7, 8 – гідроциліндри гальм спуску і підйому; 9 – золотники розподільного крана; 11 – зливальний колектор; 12 – прилад гідрокерування; 13 – показчик навантаження; 14 – подвійний зворотний клапан гідронатрона; 15 – циліндр пружинно-гідравлічного патрона; 16 – гідроциліндри обертача; 17 – циліндр переміщення верстата; 18 – гідроциліндри захоплення верстата на рамі

Для запобігання гідросистеми від надмірно великих навантажень у корпусі розподільного крана є два клапани, що спрацьовують при тиску 5,5 МПа. Контролюють тиск у гідросистемі двома манометрами.

Буровий агрегат СКТО-75 постачений магнітопружним компенсаційним вимірником навантаження МКН-2, що призначений для візуального контролю і реєстрації на добуву діаграму ваги снаряда й осевого навантаження на породоруйнівний інструмент, а також для контролю і виміру навантаження на гаку при спуско-піднімальних операціях і аварійних роботах у свердловині. Для ви-

значення кількості промивальної рідини, переданої в свердловину, застосовуються витратоміри ЕМР-2, РПЛ-1 та ін. Контролюють величину крутильного моменту на обертачі вимірником і обмежником моменту ОМ-40. При бурінні з гальма лебідки може застосовуватися автоматичний регулятор подачі (АРП).

Бурова установка СКТО-65 призначена для обертального колонкового буріння геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини глибиною до 650 і 800 м при кінцевому діаметрі свердловин відповідно 93 і 59 мм. У комплект установки входять: буровий верстат із приводом від асинхронного електродвигуна потужністю 30 кВт або від дизельного приводу потужністю 44 кВт (агрегат ЗИФ-650МД), насосна установка НБЗ-120/40 із приводом від електродвигуна потужністю 22 кВт.

Буровий верстат шпиндельного типу складається із станини, на якій змонтовані: електродвигуни приводу верстата і маслососа гідравлічної системи, маслосос, муфта зчеплення (дисковий фрикціон), коробки зміни передач із двоступінчастим редуктором, лебідка з гальмами спуска і підйому, роздавальна коробка, обертач з гідроциліндрами подачі і пружинно-гідравлічним патроном. Спільна робота чотирьохшвидкісної лебідки і двоступінчастого редуктора забезпечує передачу лебідці і обертачу восьми швидкостей.

Обертач шпиндельного типу з верхнім пружинно-гідравлічним і нижнім механічним затискним патронами розташований у передній торцевій частині верстата.

Лебідка планетарного типу, з ручним керуванням гальмами спуска і підйому. Кожен гальмовий шків охоплюється двома сталевими литими гальмовими колодками з азбестотканими накладками. Рівномірність натягу гальм забезпечується ексцентровим пристроєм.

Гідравлічна система верстата дозволяє виконувати наступні операції: подачу снаряда і регулювання осевого навантаження на породоруйнівний інструмент, підйом шпинделя при перекріпленні бурильних труб, затиснення і розкріплення труби циліндром гідропатрона, підйом снаряда при аваріях, переміщення і закріплення на рамі бурового верстата.

Технічна характеристика установок СКТО-75 і СКТО-65 наведена в табл. 1.1.

1.4. Самохідні бурові установки з рухомим і роторним обертачами

Самохідні бурові установки призначені для буріння структурно-картирувальних, гідрогеологічних, сейсмічних і розвідувальних свердловин на рідкі, газоподібні і тверді корисні копалини. Механізми бурових установок, як правило, монтують на платформах вантажних автомобілів. Установки відрізняються маневреністю і швидкістю виконання монтажно-демонтажних робіт. Технічна характеристика основних самохідних бурових установок наведена в табл. 1.3.

Широке поширення на геологорозвідувальних роботах одержали самохідні роторні установки УРБ-ЗАМ і УРБ-2А-2,

Бурова установка УРБ-ЗАМ призначена для структурно-пошукового буріння на нафту і газ, але з успіхом застосовується для картирувального і розвідувального буріння на тверді корисні копалини і при гідрогеологічних роботах. На платформі автомашини МАЗ-500А розташовані двигун, коробка зміни передач, ротор, лебідка, генератор, щогла, глиномішалка. Буровий насос закріплений на рамі і встановлений на землі. Резервуар для промивальної рідини, жолоба (металеві або дерев'яні) циркуляційної системи розташовуються на площадці біля бурової установки.

Щогла установки трьохсекційна, дві її верхні секції при транспортуванні симетрично складаються з нижньою і закріплюються на стійках. Піднімають щоглу двома гідравлічними домкратами.

Кінематична схема установки УРБ-ЗАМ показана на рис. 1.26. Передача обертання від дизеля СМБ-14 здійснюється через карданний вал 25 первинному валові 21 коробки зміни передач, по шліцах якого переміщуються шестірна 22, блок із шестірнями 19 і 20, і далі вторинному валові 18 шляхом включення шестірень 4, 5, 6. Барабан 12 лебідки обертається від кутового редуктора з конічних шестірень 7, вихідного вала 8 через зірочки 9 і 11, вал 10 при включенні фрикційної муфти 14. Включення передач на ротор 12 і лебідку здійснюється двосторонньою зубчатою муфтою 15, що має три положення: включена лебідка, включений ротор, лебідка і ротор включені разом.

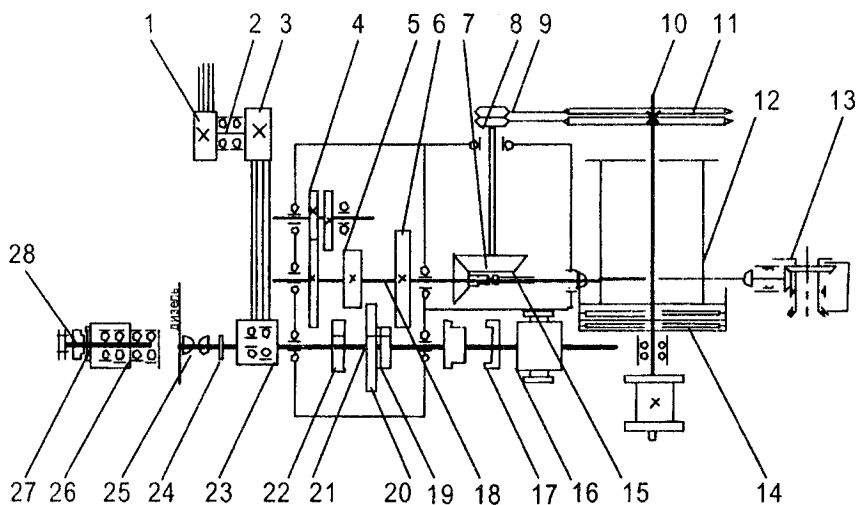


Рис. 1.26. Кінематична схема установки УРБ-ЗАМ

Таблиця 1.3. Технічна характеристика самохідних бурових установок

Параметри	Бурові установки					
	УРБ-2,5А	УРБ-2А-2	УРБ-3АМ	УРБ-2А-3	УРБ-3А-2	1БА-15Н
Вантажопідйомність, кН номинальна найбільша	25	25	60	65	125	200
	40	40	80	130	200	320
Механізм обертання	Ротор	Обертач рухомий	Ротор	Ротор	Ротор	Ротор
Глибина буріння, м	200	200	500	600	800	1600
Діаметр буріння, мм	190-93	190-76	243-93	243-93	243-93	295-214
Висота щогли, м	10,8	8,37	16	18	18	20
Оснащення талевої системи	Пряме	Спеціальне	1×2	2×3	1×2, 2×3	3×4
Довжина бурильної свічки, м	6	4,5	4,5/9	6/12	6/12	4,5; 6/13,5
Прохідний отвір столу, мм	150	---	250	250	250	410
Частота обертання, хв ⁻¹	160	140	110	75	79	65
	197	225	190	150	160	130
	300	325	314	285	300	245
Тип подачі	3 гальма лебідки	Гідравлічна з поліпастом	---	3 гальма лебідки, гідравлічна	3 гальма лебідки, гідравлічна	3 гальма лебідки, гідравлічна
Буровий насос	НБ4-320/63	НБ2-63/40	НБ4-320/63	НБ2-63/40	НБ4-320/63	9М1 р-61 (2 насоси)
Тип компресора	---	КТ-7	---	---	---	---
Транспортна база	Шасі ЗИЛ-131		Шасі МАЗ-500А			МАЗ-500А
Маса основного блоку (транспортна), т	10,85	10,08	13,7	14,8	14,4	14,8

Приведення бурового насоса здійснюється від первинного вала 21 за допомогою клинонаскової передачі, шківів 23, 3, 1 і вала 2 при включенні зубцюватої муфти 24. Маслонасос 16 приводиться в дію первинним валом 21 при включенні кулачкової муфти 17.

Генератор перемінного струму одержує обертання від вала 27 при включенні кулачкової муфти 28 із клиноремінним шківом 26. Він призначений для живлення освітлювальної мережі й електродвигуна приводу глиномішалки.

Лебідка бурової установки УРБ-ЗАМ однобарабанна, з ланцюговим приводом і фрикціоном (рис. 1.27). Вал 2 лебідки одержує обертання від зірочки 13. Бугелем 3 пересувають конусну втулку 4 вправо, остання важиллями 5 включає ведучі 6,8,11 і ведені 10 диски фрикціону, і вінцева шестірня 7 передає обертання барабанові лебідки. Відбувається підйом інструмента із свердловини.

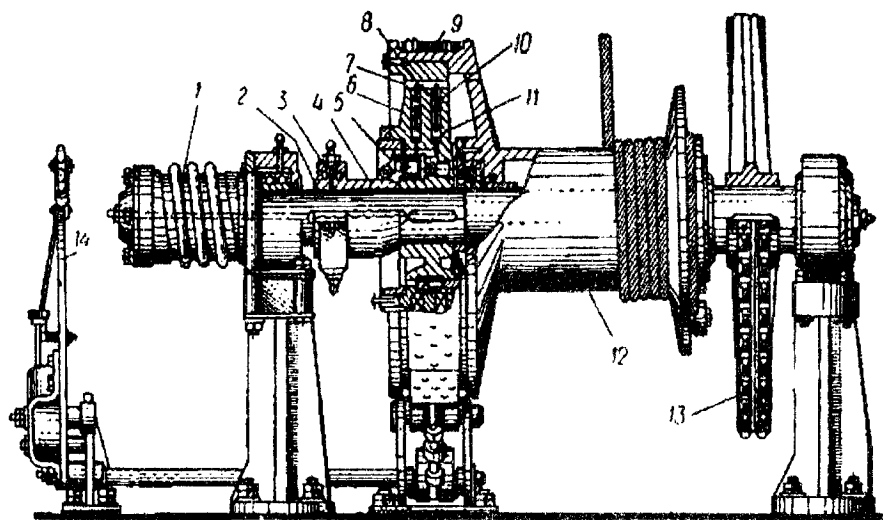


Рис. 1.27. Лебідка бурової установки УРБ-ЗАМ: 1 – шпильова катушка; 2 – вал; 3 – бугель; 4 – втулка; 5 – важиль; 6,8, 11 – ведучі диски; 7 – вінцева шестірня; 10 – ведені диски; 12 – барабан; 13 – зірочка; 14 – важиль

Для зупинки лебідки гальмову стрічку 9 притискають до гальмового шківів барабана, бугелем відводять конусну втулку вліво. Шпильова катушка 1, посаджена на консольній частині вала 2, призначена для виконання допоміжних операцій.

Обертач роторного типу (рис. 1.28) складається з корпуса 8, столу 6 з напресованим на його втулку конічним зубчастим колесом 3 і привідного вала 1 з конічною шестірнею. Для спуско-піднімальних операцій стіл ротора має центральний отвір, у який вставляють великий 4 і малий 5 змінні вкладиші. Через останній проходить ведуча труба, що з'єднується з колоною бурильних труб. При виконанні спуско-піднімальних операцій ротор стопорять за допомогою храпового пристрою 2. Рівень масла в порожнині ротора контролюють щупом 7.

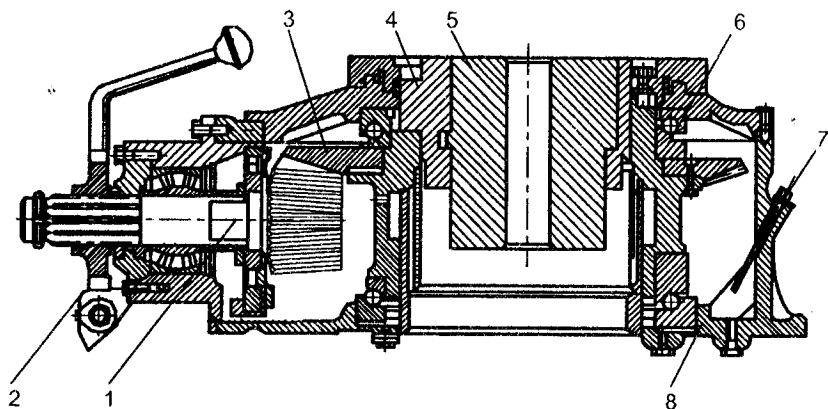


Рис. 1.28. Обертач установки УРБ-3АМ

Гідросистема установки (рис. 1.29) складається з масляного бака 2, маслонасоса 7, головної розподільної коробки 9, зворотного клапана 8, двох домкратів підйому щогли 1 і системи маслопровідних труб. Головна розподільна коробка має два вентиля: А - для зливу масла в бак, Б - для спрямування масла в циліндри підйому щогли. Запобіжний клапан 11 спрацьовує при тиску 5 МПа, а манометр 10 дозволяє контролювати величину тиску в гідросистемі. Ручний маслонасос 3 служить для аварійного підйому щогли.

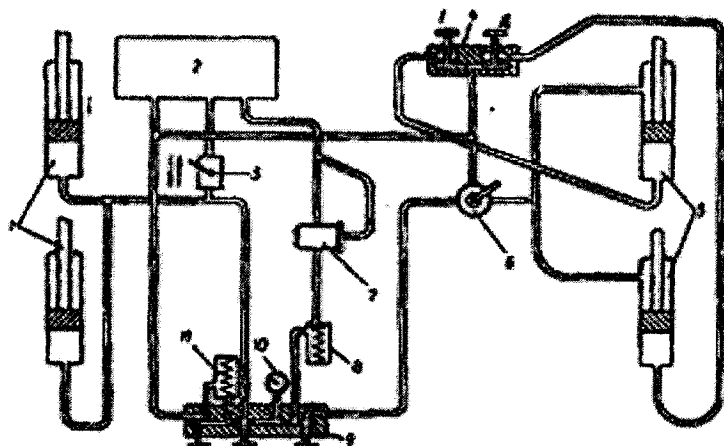


Рис. 1.29. Схема гідросистеми установки УРБ-3АМ

У комплект УРБ-ЗАМ може включатися аварійний піднімальний пристрій, що складається з двох гідравлічних домкратів 5, трьохпозиційного крана 6 для спрямування масла у верхні або нижні циліндри і регулятора 4, вентиліями Г і Д якого регулюється кількість масла та вирівнюється швидкість підйому.

Коробка зміни передач дозволяє одержувати три прямі і одну зворотну швидкості обертання на ротор і лебідку.

Бурова установка УРБ-2А-2 призначена для буріння сейсмічних і структурно-картирувальних свердловин на нафту і газ обертальним способом з очищенням забою свердловини промиванням, продувкою або транспортуванням зруйнованої породи шнеками. Може використовуватися також при інженерно-геологічних вишукуваннях і бурінні свердловин на воду

Установка (рис. 1.30, а) складається з рами, шогли, талевої системи, гідродомкрата подачі і підйому бурового інструмента, трьохшвидкісного обертача, роздавальної коробки, бурового насоса. Усі механізми змонтовані на шасі автомобіля ЗИЛ-131 підвищеної прохідності і приводяться в дію від його двигуна. Установка обладнана рухливим обертачем з гідроприводом, який використовується в процесі буріння, нарощування бурильного інструмента без відриву його від вибою і здійснює разом з гідропідйомником спуск і підйом інструмента, його подачу при бурінні. Обертач забезпечує також згвинчування-розгвинчування бурильних труб.

Керування установкою цілком гідрофіковано і сконцентровано на пульті бурильника. При бурінні свердловин з продувкою повітрям установку комплектують компресором.

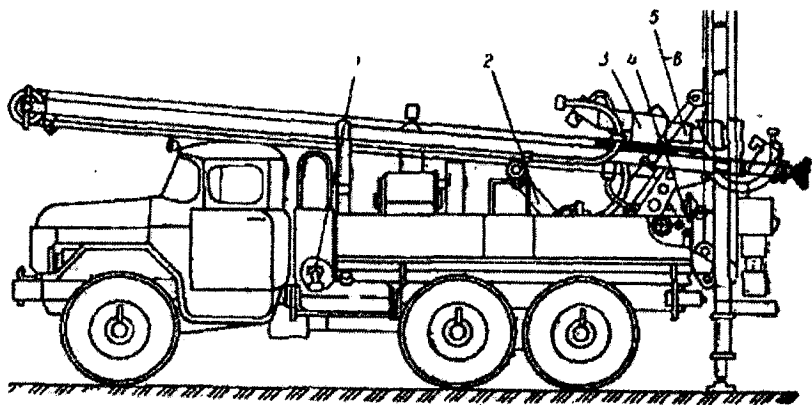
Кінематична схема установки представлена на рис. 1.30, б.

Бурова установка УРБ-3А-2 призначена для буріння структурних свердловин обертальним способом до глибини 800 м. Усі механізми її змонтовані на шасі автомобіля МАЗ-500А.

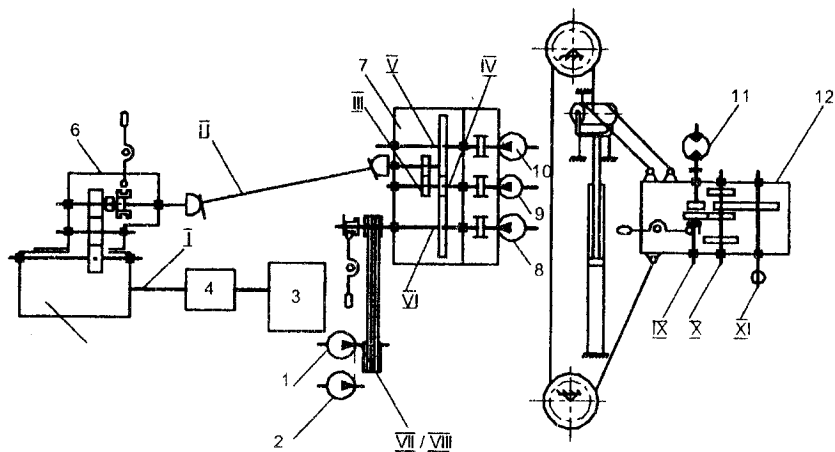
Технічна характеристика наведена в табл. 1.3.

Якщо установка доповнена компресорно-силовим блоком (компресор ДО-9М і дизель Д-108 або ЯМЗ-236) на автопричепі, то вона утворює буровий агрегат 1БА15В, що призначений для буріння свердловин на воду до глибини 500 м з наступним оснащенням свердловини пробною відкачкою води.

Якщо установка додатково укомплектована насосно-силовим блоком (насос 9МГр і дизель ЯМЗ-236), змонтованим на причепі МАЗ-5207В, то вона утворює буровий агрегат 1БА15Н. Блоки з'єднуються карданним валом, що дозволяє здійснювати приведення механізмів від будь-якого двигуна. Буровий блок укомплектований однобарабанною лебідкою з дводисковим фрикціоном, ротором, коробкою зміни передач і шоглою із системою гідропідйому. Привід механізмів бурового блоку здійснюється від ходового двигуна автомашини через коробку відбору потужності. Агрегат оснащений двома компресорами, генератором, масляним насосом, системою підйому шогли та іншими пристосуваннями.



а



б

Рис. 1.30. Бурова установка УРБ-2А-2: а – загальний вигляд: 1 – коробка відбору потужності; 2 – циліндр підйому щогли; 3 – обертач; 4 – пульт керування; 5 – елеватор; 6 – патрон для шнеків; б – кінематична схема: I – компресор; 2 – буровий насос; 3 – двигун автомобіля; 4 – коробка зміни передач автомобіля; 5 – роздавальна коробка; 6 – коробка відбору потужності; 7 – роздавальна коробка установки; 8, 10 – насоси МН250/100; 9 – насос НШ-10ЕП; 11 – гідродвигун МН250/100; 12 – обертач; I – карданний вал автомобіля; II – карданний вал установки; III – ведучий вал роздавальної коробки; IV – вторинний вал роздавальної коробки; V – вал приводу масляного насоса; VI – вал приводу бурового насоса і компресора; VII – вал приводу бурового насоса; VIII – вал приводу компресора; IX – первинний вал обертача; X – проміжний вал обертача; XI – шпindel

Контрольні запитання та завдання

1. Наведіть класифікацію установок для геологорозвідувального обертального буріння.
2. Дайте визначення буровому агрегату і буровому станку.
3. Які особливості бурових установок УКБ ?
4. Які існують модифікації установок типу УКБ?
5. Які основні вимоги до обертача бурового станка?
6. Які основні особливості коробок зміни передач?
7. Основне призначення та принцип дії гідросистеми бурових установок.
8. Які установки застосовують для буріння свердловин у важкодоступних районах?
9. Які особливості експлуатації трансмісії верстата СКБ-4?
10. Які основні правила експлуатації лебідок?
11. Які конструктивні особливості пружинно-гідролічних патронів?
12. Наведіть розрахунок та принцип дії гідролічних поршневих механізмів подачі.
13. Якою контрольно-вимірювальною апаратурою комплектують установки типу УКБ?
14. Які особливості експлуатації бурових установок типу СКТО?
15. Наведіть схему гідросистеми установки УРБ-3М.
16. Основне призначення та класифікація самохідних бурових установок.
17. Які особливості експлуатації лебідки бурової установки УРБ-3АМ?
18. Чим відрізняються між собою установки типу УРБ?

Розділ 2. УСТАНОВКИ ДЛЯ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН У ПІДЗЕМНИХ УМОВАХ

2.1. Призначення і класифікація бурового устаткування

За допомогою буріння свердловин вирішується великий комплекс задач щодо поліпшення умов видобування корисних копалин і підвищення їх ефективності.

Свердловини, пробурені в підземних умовах, необхідні для безпечного проведення вентиляційних, розсічених і вуглеспускних гезенків; виконання геофізичних і маркшейдерських робіт; здійснення гірничорятувальних заходів; завчасної дегазації пласта. Свердловини служать також для нагнітання в пласти води, що є важливим засобом боротьби з раптовими викидами вугілля і газу. Підвищення вологості вугілля сприяє зниженню пилоутворення при видобуванні. Важливе значення має буріння свердловин для торпедування покрівлі; прокладки кабелів, трубопроводів; спуска кріпильних та інших матеріалів на горизонти, що лежать нижче, дренажу підземних вод; тампонування порід шляхом нагнітання розчинів, що твердіють; розвантаження від тиску вугільного масиву, що підлягає вийманню. Іноді свердловини можуть служити одночасно або послідовно декільком цілям.

Призначення свердловини визначає її глибину і діаметр. Скажімо, при торпедуванні або нагнітанні води в пласт застосовують свердловини діаметром 90-100 мм, при проведенні піднятських виробок – не менш 250-300 мм, водоспускні і вентиляційні свердловини мають діаметр 150-200 мм. Для спуска лісу або перепуску вугілля бурять свердловини діаметром 400-500 мм.

З кожним роком шахти оснащуються новими типами бурових машин. В інститутах і СКВ заводів ведуться роботи зі створення бурових, буровзривних і нарізних машин, оснащених засобами тривалого дистанційного керування всім циклом бурових робіт.

Різноманітність цілей і умов буріння свердловин у вугільних пластах обумовило створення і застосування великої кількості різних типів верстатів, призначених для буріння тільки по вугіллю або по породах.

З верстатів, що випускаються спеціально для вугільної промисловості, тільки газодренажний буровий верстат СБ-1М придатний для буріння як по вугіллю, так і по породі, а також верстат НКР-100М, котрий випускається для рудників.

Широке застосування при бурінні по породах одержали геологорозвідувальні верстати СБА-500М, БСК-2М2-100, БСК-2В, ГП-1, КА-2М-300 та ін. Застосовуються верстати, частково модернізовані на місцях (БГА-2У, КА-2М-300Г та ін.).

Класифікація бурового устаткування за способом передачі енергії і зусилля подачі до виконавчого органа наведена на рис. 2.1.

Обертально-штангові машини мають привід обертання і подачі на буровому верстаті. У штангових машинах з неособтовим ставом обертач знаходиться в

свердловині, а привід – на верстаті у виробці. Безштангові машини являють собою автономний агрегат, що працює в свердловині і зв'язаний з її устям лише гнучким шлангом, по якому надходить стиснене повітря до пневмодвигуна.

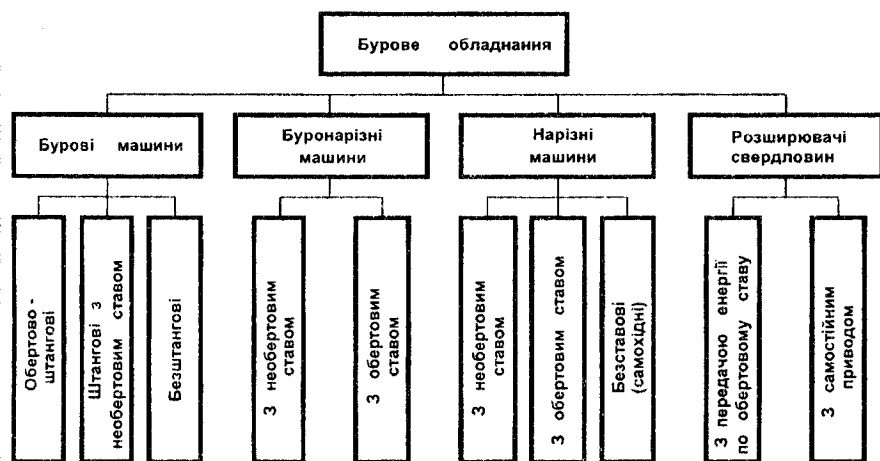


Рис. 2.1. Схема класифікації бурового устаткування

Принцип дії буронарізних машин полягає в тому, що спочатку в напрямку знизу вгору у вугільних пластах бурять свердловину невеликого діаметра, потім у напрямку зверху вниз цією ж машиною свердловину розширюють до розмірів нарізної виробки.

Нарізні машини і розширювачі проводять вироблення відразу на повний перетин по попередньо пробурених свердловинах, (напрямок розширення може бути знизу вгору і зверху вниз).

Бурові машини класифікують за способом руйнування вугілля або породи, за родом споживаної енергії, а також за потужністю і масою. Так, за способом руйнування вугілля і породи їх поділяють на *машини обертального та обертально-ударного буріння*, а також із *планетарним і обертовим виконавчим органом*.

За призначенням, потужністю і масою бурові машини поділяють на такі групи: *легкі бурові і бурозбійні верстати, важкі бурові і бурозбійні верстати, машини для буріння по породі, безштангові нарізні і машини – розширювачі свердловин*.

У табл. 2.1 приведена технічна характеристика верстатів, призначених для роботи із шнековим інструментом і в свердловинах, де штиб виймається під дією власної маси, а в табл. 2.2 – верстатів для буріння з промиванням і продувкою.

У більшості випадків установки, що призначені для буріння по вугіллю, не можуть бути застосовані для буріння по породах, що містять вугілля, тому що

мають недостатню потужність приводу і не пристосовані для буріння з промиванням. До складу таких установок входять різні допоміжні пристрої і пристосування.

Таблиця 2.1. Технічна характеристика верстатів для роботи із шнековим інструментом і в свердловинах

Параметри	БВУ	ЛБС-4	СБМ-3У	БШ-2М	«Старт»	ОБШ-2	БГА-2	БГА-4
Діаметр буріння, мм	200; 250	120; 300	390	170; 300	250; 300	250; 300	390; 500	390; 50
Глибина буріння, м								
шнековим ставом	20	30	70		30	40	60	80
гладким ставом	90	60	150	150	—	—	100	150
Кут нахилу до горизонту, град	0–90	0–90	0–90	45–90	0–30	±15	0–90	0–90
Продуктивність:								
м/год	—	5,4	—	—	15	15	—	—
м/зміну	50	—	48	50	—	—	60	60
Тип механізму подачі		Гвинтовий			Гідравлічний			
Хід подачі, мм	1100	720	880	1360	930	1250	722	758
Зусилля подачі, кН	14,71	34,32	98,07	14,71	29,42	29,42	55,70	107,87
Швидкість подачі, м/хв:								
робоча	1	0,21	0,24	0,8	1,7	4	1,06	1,3
маневрова	4	1,28; 1,38; 1,49	—	1,5	8,6	6	2,12	2,76
Частота обертання бурового інструмента, хв ⁻¹	До 100	99,5 або до 80,3	92,2 або до 64,8	156	107	До 80	115	124
Тип електродвигуна	—	КО-МУ324	МА143-2/4	—	ВА-ОБ41-2	—	КОМФ4-2-4	ВА062-4
Потужність електродвигуна, кВт	—	7,2; 7,5	16	—	5,5	—	13	17
Тип пневмодвигуна	Спеціальний	ПРШ-10	ПРШ-16М	Спеціальний	—	ДО1-6Ф	—	—
Потужність пневмодвигуна, кВт	3,7	7,3	11,7	18,4	—	11,7	—	—
Габарити верстата, мм:								
довжина	2385	970	2222	2635	1660	2650	1170	1200
ширина	295	632	1160	1150	496	600	845	900
висота	425	1827	2300	550	646	2000	1793	1900
Маса верстата, кг	267	692	2884	1397	1090	2570 (з інструментом)	885	1040

Так, установки БИК-2, ЛБС-4, БГА-2 комплектуються пиловловлювачем для буріння з продувкою; БС-1М, 2УГНС, СБГ-1М, «Старт» укомплектовані лебідками для переміщення їх по виробках; БИП-2 - черв'ячним талем для монтажних робіт. Усі верстати оснащені засобами для кріплення їх у виробках, трубуотримувачами для підняткових свердловин.

Таблиця 2.2. Технічна характеристика верстатів для буріння з промиванням і продувкою

Параметри	БС-1М	2УГНС	БИП-2	БИК-2
Діаметр буріння, мм	45	45; 55	90; 130	90; 130
Глибина буріння, м	100	20; 30	120	120
Кут нахилу до обрію, град	0—90	±18	±45	±45-90
Продуктивність;				
м/год	—	—	15	Г7
м/змину	60	80	—	—
Тип механізму подачі	Гідравлічний			
Хід подачі, мм	450	900	1200	1200
Зусилля подачі, кН	3,92	6,86	21,58	21,58
Швидкість подачі, м/хв:				
робоча	4	2,2	1,5	1,5
маневрова	—	3,5	8,6	8,6
Частота обертання бурового інструмента, об/хв	450	170; 315	113	78,5
Тип електродвигуна	ЭСГИ	Спеціальний	ВАОБ41-2	—
Потужність електродвигуна, кВт	4,5	3,5	5,5	—
Тип пневмодвигуна	—	—	—	ДЮ08Ф
Потужність пневмодвигуна, кВт	—	—	—	5,9
Габарити верстата, мм:				
довжина	1360	1535	2700	2080
ширина	360	536	920	920
висота	500	295	2100	780
Маса верстата, кг	168	197	1400	1700

Для буріння по породах широко використовують геологорозвідувальні верстати СБА-500М, БСК-2М2-100, БСК-2В, ГП-1, КА-2М-300, КА-2М-300Г (табл. 2.3). Застосування в шахтах підземних варіантів нових геологорозвідувальних бурових установок 2, 3 і 4-х класів дозволить значно підвищити продуктивність буріння.

Для буріння довгих свердловин по вугіллю і в слабких породах у виробничому об'єднанні "Укрвуглегеологія" застосовують електробур ЕБГП-1. Він має

засоби кріплення у виробці, пристосований для роботи з бурильними трубами діаметром 33,5 і 42 мм. Відомі випадки буріння цією машиною горизонтальних свердловин глибиною більш 150 м і підняткових під кутом 50-60° до 70 м.

Таблиця 2.3. Технічна характеристика геологорозвідувальних верстатів

Параметри	СБГ-1М	СБА-500Г	НКР-100М	БСК-2М2-100	БСК-2В	ГПІ-1	КА-2М-300Г
Діаметр буріння, мм	46–280	46–151	85–105	36–93	36–93	36–76	46–132
Глибина буріння, м	300	500	50	100	100	100	300
Кут нахилу до горизонту, град	0–360	0–360	0–360	0–360	0–360	0–360	±90
Тип механізму подачі	Гідравлічний		Пневматичний	Гідравлічний		Гвинтовий	Гідравлічний
Зусилля подачі, кН	63,21	41,19	5,88	11,77	11,77	8,34	19,61
Хід подачі, мм	460	400	365	450	450	450	500
Частота обертання бурового інструмента, хв ⁻¹	199; 306	120; 190; 280; 430; 700; 1015	76	150; 350; 550; 1250	150; 360; 560; 1250	250; 480; 710	140–270
Потужність електродвигуна, кВт	13	22	2,8	7,5	7,5	4,5	10
Габарити верстата, мм:							
довжина	1950	1670	1500	1710	1920	800	1800
ширина	940	1130	620	632	672	700	1090
висота	930	1620	650	1290	1400	1600	1360
Маса верстата, кг	2000	1320	630	610	660	300	400

Електробур ЕБГПІ-1 має частоти обертання 315 і 170 хв⁻¹, хід подачі 900 мм із зусиллям 14700 Н при потужності двигуна 2,5 кВт. Мала маса (130 кг) і невеликі габарити роблять цю машину незамінною при бурінні в стиснутих умовах.

2.2. Конструкції основних вузлів бурових верстатів

Основні вузли бурових верстатів – обертач і механізм подачі. Вони монтується на станині або рамі і можуть бути окремими взаємодіючими вузлами або єдиним вузлом. Пульти керування розташовуються на станині або як самостійний вузол вносяться на відстань до 20 м від верстата для дистанційного керування.

У вугільній промисловості найбільше поширення одержали такі типи машин з обертовим буровим валом: з рухливим або плаваючим обертачем; з неру-

хомим обертачем і висувним шпинделем; з нерухомим приводом і рухливим проміжним редуктором.

Бурові машини з рухливим обертачем можуть мати гвинтову, ланцюгову або канатну, рейкову або гідравлічну подачу.

Бурові машини з нерухомим обертачем і висувним шпинделем постачені диференційно-гвинтовим механізмом подачі або гідравлічними циліндрами. Машини з нерухомим обертачем і проміжним плаваючим редуктором (патроном) обладнані ланцюговим або гвинтовим механізмом подачі.

На рис. 2.2 наведені принципові схеми основних типів обертачів і систем подачі.

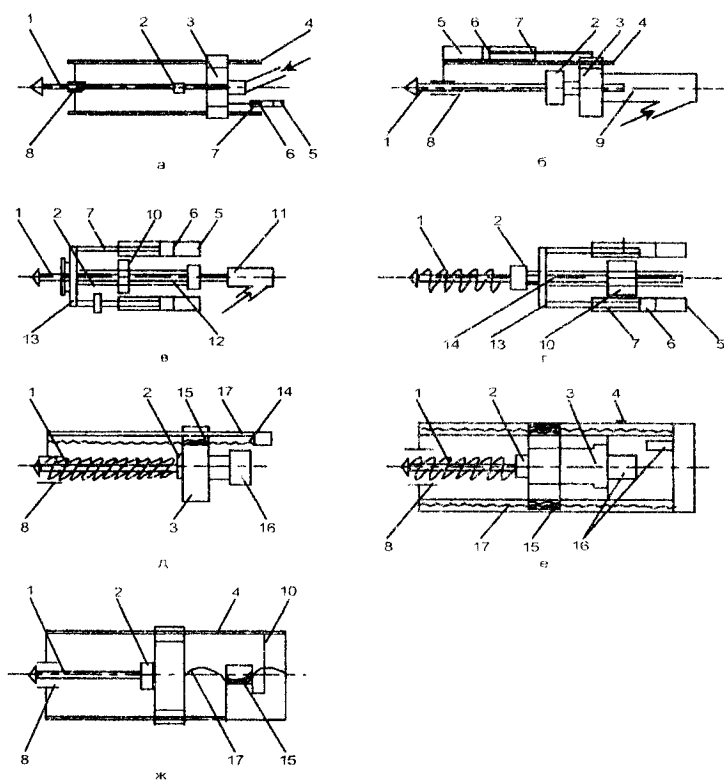


Рис. 2.2. Схема конструкцій обертачів і систем подачі бурових верстатів

Схема з рухливим непрохідним обертачем (рис. 2.2, *а*) застосована в конструкції верстатів БИП-2, БИК-2, «Старт». Буровий інструмент 1 з'єднується з обертачем через патрон 2. Рухливий обертач 3 із привідним двигуном переміщається по напрямній 4 за допомогою механізму подачі, що складається з гідросистеми 5, поршня 6 і штока 7. Хід подачі відповідає довжині бурильної труби. Після зйому обертача до крайнього переднього положення рух його зупиняють, відсднують патрон від бурильної труби, обертач переводять у заднє положення, а в простір між патроном і хвостовою частиною бурового става вводять чергову бурильну трубу, з'єднують її з патроном і нагвинчують на став. Для утримання бурильних труб при нарощуванні і витягу із піднятих свердловин служить направляюче-утримуючий пристрій (лонгет, підхват) 8.

На рис. 2.2, *б* приведена схема рухливого обертача, що застосовується, наприклад, у верстаті БС-1М. У цьому випадку використовують бурильну трубу, довжина якої більше довжини ходу обертача. Після того як обертач зайняв крайнє переднє положення, відкріплюється патрон і обертач переміщається відносно прохідної через нього труби в заднє положення. Трубу нарощують не попереду, а позаду обертача шляхом додавання чергової труби, яку вставляють усередину знімного кожуха 9.

У верстатах із прохідним, порожнім шпинделем (рис. 2.2, *б*) бурильна труба проноситься через шпиндель і забезпечується на кінці сальником 11 для подачі води або повітря. Хід шпинделя значно менше довжини труби (верстати СБГ-1М, БСК-2В, СБА-500Г, БГА-2У).

У верстатах 2УТНС, ЛБС-4, БГА-2, БГА-4 шпиндель 14 (рис. 2.2, *в*), непрохідний, довжина шнекових або гладких бурильних труб трохи менше довжини ходу шпинделя і нарощують їх попереду.

Обертач 10 (див. рис. 2.2, *в*, *г*) разом із приводом (у верстатах з нерухомим обертачем і висувним шпинделем) жорстко закріплений на станині верстата, а обертання і подача інструмента здійснюються за допомогою висувного шпинделя 12, 14 із закріпленими на ньому затискними патронами 2 і траверсою 13. Зусилля подачі передається від гідросистеми верстатів через траверсу на шпиндель. Останній має фігурну, шліцьову поверхню або шпонкові фази і проходить через відповідної форми втулку в корпусі обертача.

У приведених схемах обертачів застосована гідравлічна система подачі, що дозволяє за допомогою контрольно-вимірювальної апаратури швидко регулювати зусилля подачі в широкому діапазоні в залежності від характеристик гірських порід. Ця система відрізняється простотою і високим ступенем надійності. Вона може застосовуватися як домкрат при ліквідації аварій.

Схема гвинтової системи подачі показана на рис. 2.2, *д*. На обертачі 3 укріплена гайка подачі 15, яка разом з ним переміщається відносно гвинта 17, що приводиться в рух пневмодвигуном 16. Швидкість подачі залежить від швидкості обертання гвинта (схема характерна для верстата БВУ). У верстаті БШ-2М (рис. 2.2, *е*) є два гвинти подачі, розташованих у напрямних, по яких переміщається рухливий обертач із двома гайками подачі. Обертання гвинтам передається через спеціальний редуктор від пневмодвигуна.

У верстатах ЛБС-4, СБМ-3у і ГП-1 ходовим гвинтом є висувний шпіндель 17 із зовнішньою гвинтовою нарізкою (рис. 2.2, ж). Гайка подачі 15 перухома в осьовому напрямку, кинематично зв'язана з обертачем 10, частота її обертання інша, ніж шпинделя. При частоті обертання шпинделя більшій, ніж гайки, він висувається з гайки і відбувається процес буріння, у протилежному випадку шпіндель переміщається в зворотному напрямку (розбурювання свердловин знизу угору).

2.3. Верстати для підземного буріння

Верстат БИК-2 конструкції Дондипровуглемаша створений на базі верстата Б15 і призначений для буріння дегазаційних свердловин довжиною до 120 м у пластах, небезпечних по раптових викидах вугілля і газу.

Верстат (рис. 2.3) складається з обертача, механізму подачі і розпірної рами. Обертач включає направляючий люнет 6, затискний патрон 5, двоступінчастий планетарний редуктор 3 і пневмодвигун 2 потужністю 5,9 кВт. Для подачі стиснутого повітря (води) у буровий став служить вертлюг, який конструктивно сполучений з патроном обертача. Вертлюг, редуктор і пневмодвигун з'єднані в один вузол. Вода у вертлюг подається по шлангах 4.

Механізм подачі складається з направляючої рами 7 і гідроциліндра подачі. Розкріплення верстата на штреку здійснюється за допомогою спеціальної рами, яка встановлюється між покрівлю і ґрунтом штреку за допомогою гідравлічних розпірних домкратів 7, а в бічні стінки штреку за допомогою гвинтових домкратів.

Маслостанція 12 разом з пультом керування призначена для дистанційного керування процесом буріння і витягу бурового інструмента, а також для дистанційного контролю за режимом роботи двигуна, обертача і гідросистеми верстата. Вона складається з маслобака місткістю 60 л, насоса Н403 з приводом від пневмодвигуна, розподільника типу ЕРА для керування гідроциліндром подачі і повітряного крана для дистанційного керування реверсивною коробкою пневмодвигуна обертача.

Від пульта керування до верстата йдуть два високонапорних шланги 11, по яких подається масло в гідроблок і далі в гідроциліндр подачі, підхоплювач і розпірні стійки 10 і повітряний рукав до обертача верстата.

Для запобігання падіння вугільного пилю на робоче місце при бурінні свердловин з видачею штиба стисленим повітрям служить герметизатор устя. Герметизація досягається шляхом продувки кільцевої гумової подушки 9, а буровий став 8 ущільнюється торцевими ущільнювачами і примусово обертаними гумовими пакетами в підшипниках.

При бурінні піднятих свердловин у напрямку знизу угору по сухих вугільних пластах бурова маса під власною вагою скачується по свердловині на штрек і направляється у вагонетку. У разі обводненого вугільного пласту буріння свердловин утрудняється, тому що липка бурова маса заштибовує перетин свердловин. У цих випадках рекомендується буріння свердловин здійснювати з промиванням.

При бурінні підняткових свердловин по сильногазових пластах з нестійким вугіллям для попередження обвалення вугілля і заштибовки бурового інструмента рекомендується проводити буріння з продувкою свердловин повітрям.

При бурінні свердловини зверху вниз видача бурової маси здійснюється стисненим повітрям, що подається до коронки по буровому ставу. Струмінь повітря підхоплює зруйновані частки вугілля і виносить до устя свердловин, де за допомогою герметизатора направляє їх разом з повітрям у спеціальний пилоловлювач. У ньому відбувається відділення часток вугілля від повітря та їх осадження. Для кращого очищення повітря в пилоловлювачі передбачені зрозумілі пристрої, що уловлюють самі дрібні частки пилу.

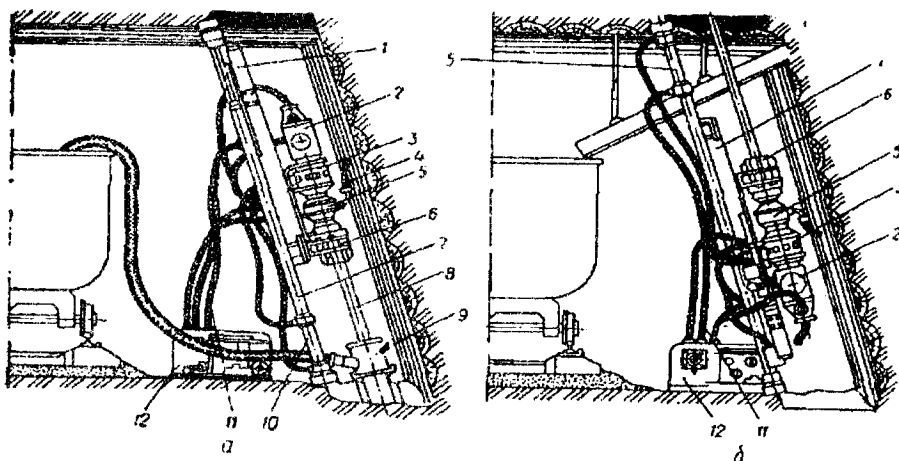


Рис. 2.3. Загальний вигляд верстата БИК-2 для буріння спадних (а) і підняткових (б) крутих пластів

Верстат БИП-2 (рис. 2 4) призначений для буріння дренажних свердловин довжиною до 120 м у пологіх вугільних пластах і складається з таких основних вузлів: рухливого обертача 1, механізму подачі 2, напрямного утримуючого пристрою 3, направляючої рами 4 і розпірної рами 5.

Напрямний і утримуючий пристрій укріплений на рамі верстата і служить для центрування бурильних труб і утримання їх від подовжніх переміщень.

Розпірну раму встановлюють у місці буріння, на неї за допомогою діагональних гвинтових домкратів під необхідним кутом навішують механізм подачі. Вертикальна рама розкривається у виробці двома гідродомкратами. Для подачі промивальної рідини в бурильні труби на обертачі верстата встановлений патрон, постачаний спеціальним пристроєм – обтюратором.

Щоб верстат зручніше було переміщати по горизонтальних виробках, його розбирають на окремі вузли, які легко доставляються до будь-якого місця буріння.

Кінематична і гідравлічна схеми установок БИК-2 і БИП-2 аналогічні.

Легкий бурозбійний верстат ЛБС-4 призначений для буріння похилих, положистих і горизонтальних свердловин довжиною до 60 м по вугіллю в площині залягання пласту. Він складається (рис. 2.5) із станини, приводу 1 з редуктором, напрямних паралелей 2, затискного патрона 3, підхоплювача 4, бурильної труби 5 і коронки 6. Станина являє собою зварену металеву конструкцію і призначена для установки на ній редуктора з паралелями, замком і огорожен-ням

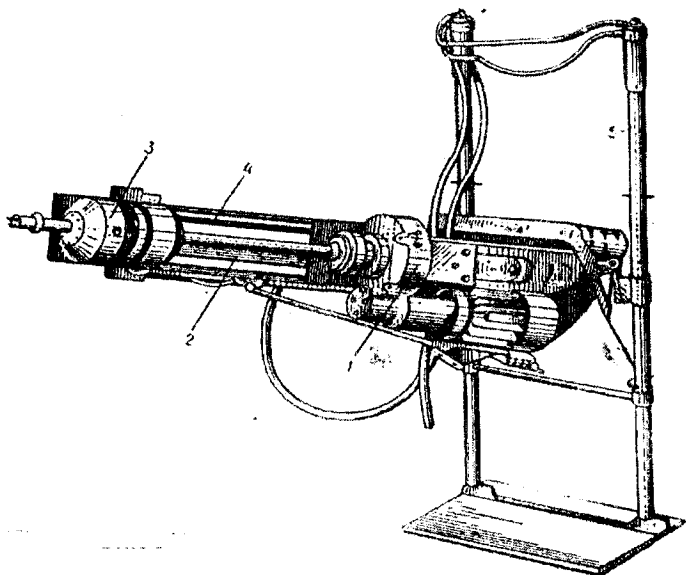


Рис. 2.4. Загальний вигляд бурового верстата БИП-2

Редуктор складається з чотирьох пар зубчастих коліс, шпинделя-гвинта, що подає гайки, фрикційної муфти і механізмів керування фрикційною і зубцюватою муфтами. Усі механізми редуктора змонтовані в рознімному корпусі, що шарнірно монтується на стійках-опорах станини верстата і за допомогою черв'ячного механізму встановлюється під заданим кутом.

Паралелі і підхоплювачі підтримують у висячому положенні інструмент при нарощуванні або укорочуванні бурового става, а також направляють буровий інструмент.

Подача і обертання бурового інструмента здійснюється за допомогою диференційно-гвинтового механізму. Привід верстата здійснюється від пневматичного (електричного) двигуна, встановленого на кронштейні редуктора.

Буровий газодренажний верстат СБГ-1М призначений для буріння дегазаційних, випереджальних (при проведенні гірничих виробок), вентиляційних

свердловин і свердловин для зволоження вугільних пластів, а також для буріння газодренажних і геологорозвідувальних свердловин по вугіллю і породам міцністю до 120 МПа в шахтах, небезпечних і безпечних щодо газу і пилу, крім викидонебезпечних свердловин.

Глибина буріння в будь-якому напрямку діаметром 150 мм по породі – до 120 м і діаметром 100 мм по вугіллю – до 300 м, в напрямку від горизонтальної площини до вертикалі вниз діаметром 100 мм по породі і діаметром 150 мм по вугіллю – до 300 м. Передбачено ручне керування.

Верстат компактний, високопродуктивний і надійний в експлуатації.

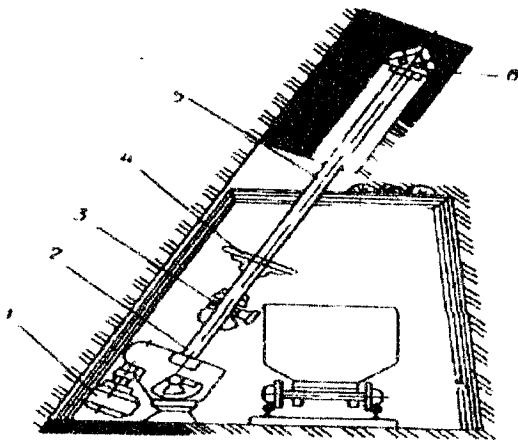


Рис. 2.5. Загальний вид верстата ЛБС-4 для буріння підв'язтєвих свердловин

Верстат складається з обертача, редуктора, лебідки і гідросистеми. Корпус редуктора є одночасно і підставою верстата. Обертач постачений двома гідродомкратами подачі і гідронатронами, що захоплюють бурильну трубу, передають їй обертання і зусилля подачі. Він установлений на корпусі редуктора верстата і дозволяє бурити свердловини під будь-яким кутом у вертикальній площині.

Механічна лебідка призначена для витягу става із свердловини і переміщення верстата по гірничих виробках. Привід її здійснюється від загального редуктора через зубчасту муфту.

Гідросистема верстата складається з двох лопатевих насосів продуктивністю 5 і 35 л/хв, гнучкого і металевих трубопроводів, маслобака місткістю 70 л і пульта керування.

У геологорозвідувальних партіях виробничого об'єднання “Укрвуглегеологія” верстат СБГ-1М установлюють на підставі шахтної вагонетки (рис. 2 6) з колісьми 5 для пересування по гірничих виробках. До основи 4 вагонетки приварені два поперечних 1 і два подовжніх 11 швелери. До останніх прикріплені металеві напрямні планки 10, а такі ж планки 6 приварені до основи 9 верстата.

Обидві планки призначені для спрямованого переміщення верстата по швелерах з метою більш ефективного проведення спуско-піднімальних операцій

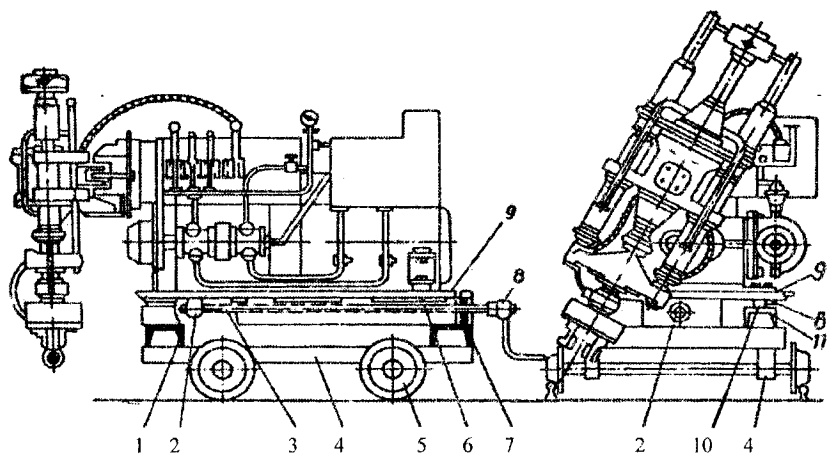


Рис. 2.6. Загальний вигляд модернізованого верстата СБГ-1М

Верстат по рамі пересувається за допомогою гвинта 3 і рукоятки 8. Гвинт обертається в нерухомій гайці 2, прикріпленій до основи верстата, і підшипнику 7, установленому між подовжніми швелерами.

Діаметр виконавчого органа, мм.....	150, 100
Технічна швидкість буріння, м/год:	
по вугіллю	10
по породі.....	3
Номінальна потужність приводів, кВт.....	26
Хід механізму подачі, мм.....	460
Зусилля подачі, кН:	
вперед.....	64, 5
назад.....	45, 4
Діаметр бурильних труб, мм.....	50
Габаритні розміри верстата, мм:	
довжина.....	1950
ширина.....	940
висота:	
у робочому положенні.....	3000
у транспортному положенні.....	930
Маса, кг:	
бурового верстата.....	2950
комплекту постачання.....	5000

Бурові верстати і допоміжне устаткування в залежності від умов виробництва переміщують по гірничих виробках вручну, по рейковому шляху, по моно-

рельсовій дорозі, за допомогою ручних тягальних пристосувань і лебідок, механічних шахтних лебідок, а також лебідки верстата.

Гезенко-прохідницька машина "СТРІЛА" призначена для проведення виробок по породі із кутом нахилу 40-90° діаметром 1500 мм і глибиною до 125 м на шахтах, небезпечних щодо газу, пилу і раптовим викидам вугілля і газу, крім викидонебезпечних крутих пластів (рис. 2.7). По породах міцністю до 82 МПа виробка проводиться діаметром 1500 мм знизу вгору суцільним вибоєм. По породах міцністю понад 82 МПа і до 140 МПа виробка проводиться діаметром 1060 мм знизу вгору суцільним вибоєм і розбурюється зверху вниз діаметром 1500 мм. Машина обладнана пристроєм для проведення виробок по попередньо пробуреній свердловині діаметром 210 мм. Випускається з електроприводом, у двох виконаннях, які відрізняються діаметром виконавчого органа, кількістю ставів подачі і технологією проведення виробок. Розміщається у виробках з перерізом у просвіті не менш 10 м. Застосування несобертового става подачі великого перерізу істотно збільшує зусилля подачі при відносно невеликому діаметрі штанг става подачі і уможливує проведення виробок в міцних породах відразу повним перерізом. Застосування машини дозволяє: цілком механізувати трудомісткі і небезпечні операції з проведення піднятєвих виробок по породах, забезпечити безпеку обслуговуючого персоналу, підвищити більш ніж утричі продуктивність праці робітників у порівнянні з буровибуховим способом проведення виробок, скоротити їхню чисельність, знизити витрати на проведення виробок.

	"Стріла"	"Стріла-01"
Діаметр виконавчого органа (при розширенні), мм.....	1060 (1500)	1500
Діаметр випереджального долота, мм...	215	215
Технічна продуктивність при проведенні виробок, м/год, по породах міцністю:		
до 70 МПа.....	3,0-4,5(4-6)	2,0-3,0
70-120 МПа.....	1,5-3,0 (2-4)	1,2-2,0(до 82МПа)
до 140 МПа.....	0,6-1,5(1-2)	
Довжина проведеної виробки, м.....	25; 50; 75; 100; 125	
Зусилля подачі, кН:		
при проведенні виробки.....		500
при розбурюванні.....		275
при забурюванні випереджального долота.....		150
Потужність приводу, кВт.....	55 (у режимі 84)	
Маса, кг:		
машини (снаряда-обертача і механізму подачі).....	8500	8800
комплекту постачання.....	27000	30000

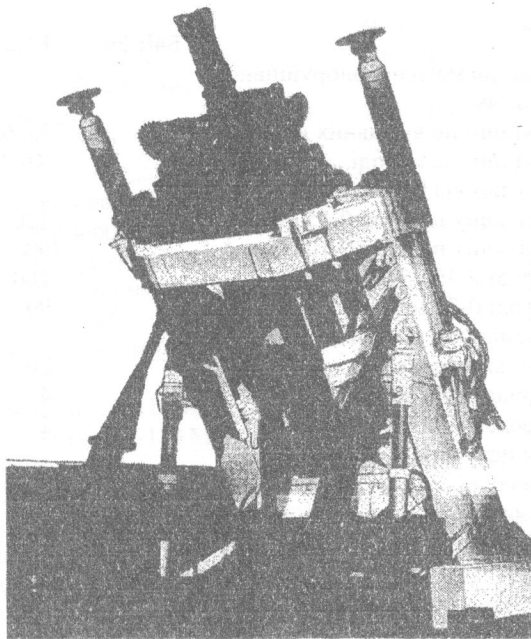


Рис. 2.7. Загальний вигляд гезенко-прохідницької машини "СТРІЛА"

Буровий верстат Б4Е-20. Легкий універсальний буровий верстат із твердосплавним і шарошковим породоруйнівним інструментом призначений для буріння дегазаційно-зволожувальних свердловин діаметром 45-100 мм по вугільних пластах і діаметром 46-76 мм по породах міцністю до 140 МПа у вугільних шахтах крутого і положистого падіння, небезпечних щодо газу, пилу і раптових викидів вугілля і газу, а також у гірничорудній, будівельній та інших галузях промисловості для підземного буріння свердловин.

Верстат забезпечує буріння свердловин із будь-якими кутами нахилу. Вихід бурового шламу здійснюється за допомогою води, подаваної по бурильних трубах. Можуть застосовуватися труби діаметром 33, 5 і 42 мм.

Верстат має три виконання:

Б4Е-20 – з електродвигуном АИУ1004У2.5;

Б5,5П-20 – із пневмодвигуном Д05МФ;

Б7.5Г-20 – з гідродвигуном 210.12.11.00В.

Мінімальна потужність пласта – 0,4 м при проходці штреку із будь-яким підриванням. Мінімальна площа перерізу виробки у просвіті, у якій може застосовуватися верстат – 6 м. Керування процесом буріння – з виносного пульта, розташованого на відстані до 30 м від верстата.

Буровий верстат Б4Е-20 може замінити БЖ45-100 і частково перекрити діапазон бурових верстатів СБГ1М і Б100-200 при бурінні по породах.

	Б4Е-20	Б5,5П-20	Б7,5М-20
Номінальний діаметр породоруйнівного інструмента, мм:			
при бурінні по вугільних пластах		45, 60, 100	-
при бурінні по породі.....		46, 59, 76	
Найбільша глибина буріння, мм:			
по вугільних пластах 0-45 і 60 мм		120	
по вугільних пластах 0-100 мм.....		90	
по породі 0-46 і 59 мм.....		100	
по породі 0-76 мм.....		90	
Технічна швидкість буріння, м/год:			
по вугільних пластах.....		20	
по породах міцністю 112 МПа.....		4	
по породах міцністю 140 МПа.....		2	
Номінальна потужність приводів, кВт:			
обертача.....	4,0	5,5	7,5
гідросистеми подачі.....	4,0	4,0	11,0
Хід механізму подачі, мм.....	450	450	450
Маса, кг:			
верстата.....	200	200	140
комплекту устаткування.....	900	700	900

Особливості верстата Б4Е-20:

- наявність настановної площадки для забезпечення вільного проходу вагонеток;
- підвищення надійності експлуатації завдяки удосконаленню конструкції гідравлічного підхоплювача штанг і патрона-обертача;
- можливість буріння свердловин як зверху вниз, так і знизу вгору.

Буровий верстат Б7,5Е-60. Легкий буровий верстат з гідравлічною системою подачі, дистанційним нарощуванням штанг Б7,5Е-60 призначений для буріння підняткових свердловин діаметром 100-300 мм по вугільних пластах і діаметром 76-93 мм по породах міцністю 112-170 МПа у вугільних шахтах, включаючи небезпечні щодо газу, пилу і раптових викидів вугілля і газу, а також у гірничорудній, будівельній та інших галузях народного господарства для підземного буріння свердловин.

Забезпечує розширення зверху вниз свердловин діаметром 250-300 мм до діаметра 500 мм при куті нахилу до горизонту від 45° до 90°.

Відмінні риси бурового верстата Б7,5Е-60:

- можливість використання як шнекових, так і гладкостінних штанг для буріння свердловин як по вугіллю, так і по породі;
- можливість використання його як у лаві, так і в штреку;
- можливість працювати як з електроприводом, так і з пневмоприводом.

	Виконання для лави	Виконання для штреку
Номінальний діаметр свердловини, мм:		
буріння по вугіллю.....	250; 300	100; 160; 250; 300
буріння по породі.....		76; 93
розширення по вугіллю.....		500
Найбільша глибина буріння, м:		
по вугіллю 0-100 і 160 мм.....		160
по вугіллю 0-250 і 300 мм.....	35	60
по породі 0-76 і 93 мм.....		150; 80
Технічна швидкість буріння, м/год:		
по вугіллю.....	20	20
по породах міцністю до 112 МПа.....		6
по породах міцністю 112-170 МПа.....		4
Хід механізму подачі, мм.....		800 + 10
Потужність приводу, кВт:		
обертача.....		7,5
гідросистеми подачі.....		3,0
бурового насоса.....		11,0
Маса, кг:		
верстата.....	430	450
комплекту постачання.....	3800-4300	(залежно від діаметра виконавчого ор- гана)

Буровий верстат Б15Е-60 призначений для обертального буріння свердловин діаметром 100-150 мм по вугільних пластах і діаметром 76, 93 і 150 мм по породах міцністю до 170 МПа в шахтах, небезпечних щодо газу, пилу і раптових викидів вугілля і газу, а також для підземного буріння свердловин в інших галузях народного господарства (рис. 2.8). Буріння виконується з очищенням свердловини за допомогою промивання. Верстат розміщується у виробках з перерізом у просвіті не менш 5 м.

Відмінні риси:

- дистанційне керування верстатом, автоматичне регулювання швидкості подачі в залежності від завантаження обертача;
- розпір верстата у виробці за допомогою гідродомкратів;
- автоматичне перехоплення при нарощуванні штанг, три швидкості обертання, блокування зрощення.

Застосування універсального бурового верстата Е15Е-60 замість серійного верстата СБГ-1М дозволяє скоротити номенклатуру верстатів, які виготовляються, та підвищити безпеку робіт.

Номінальний діаметр породоруйнівного інструмента, мм:	
при бурінні по вугіллю.....	100; 150
при бурінні по породі.....	76; 93; 150
Найбільша глибина буріння, м:	
по вугіллю при діаметрі породоруйнівного інструмента 100 і 150 мм і по породі при діаметрі 76 і 93 мм.....	300
по породі при діаметрі породоруйнівного інструмента 150 мм.....	120
Технічна швидкість буріння, м/год:	
по вугіллю.....	15
по породах міцністю до 112 МПа.....	8
по породах міцністю до 170 МПа.....	3,5
Граничні кути буріння свердловин, град	0-360
Потужність приводів, кВт:	
верстата.....	18,5
бурового насоса.....	11
Маса, кг:	
бурового верстата.....	3200
у тому числі маса верстата.....	2200
комплекту.....	6500

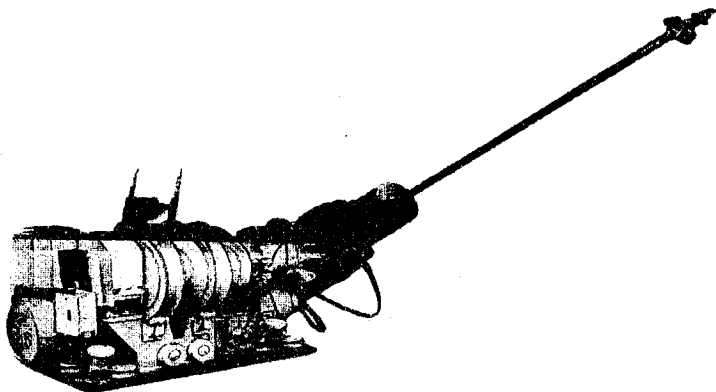


Рис. 2.8. Загальний вигляд верстата Б15Е-60

Буrowий верстат "СТАРТ" призначений для дистанційного буріння по вугіллю випереджених свердловин у лавах викидонебезпечних пластів з метою попередження раптових викидів вугілля та газу (рис. 2.9). Верстат може бути використаний для буріння допоміжних свердловин (вентиляційних, водоспускних, розвідувальних та ін.) без дистанційного нарощування штанг.

Технічна продуктивність, м/зміну.....	110
Діаметр випереджених свердловин, мм.....	250, 300
Глибина буріння, м.....	30
Кут нахилу пластів, град.....	0 ... 30
Потужність пласта, м.....	0,8...1,9
Маса, кг.....	525

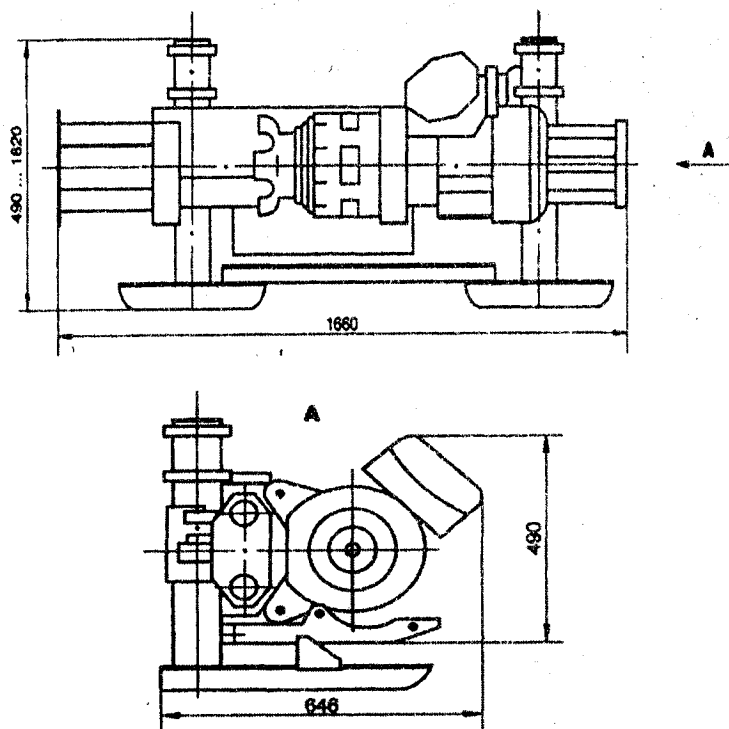


Рис. 2.9. Схема верстата "СТАРТ"

Бурильна установка УБШ252 призначена для буріння шпурів і вибурювання вугілля при проведенні горизонтальних гірничих виробок перерізом від 6 до 12 м² у просвіті, у тому числі небезпечних щодо газу і пилу (рис. 2.10). Переважне застосування бурильних установок обертальної дії для порід міцністю – до 112 МПа, універсальної – до 190 МПа.

Установка має високу продуктивність і надійна в роботі.

Тип установки	обертальна універсальна	
Зона буріння, м.....	3,8 · 4,4	
Технічна продуктивність установки, м/год:		
по породах міцністю 56-84 МПа.....	58	54
по породах міцністю 140-170 МПа.....		20
Хід подачі бурильної головки, м.....	3 + 0,1	
Зусилля подачі, кН.....	18	
Швидкість пересування, км/год.....	1,5	
Габаритні розміри установки в транспортному положенні, м:		
довжина.....	9,9	
висота.....	1,35	
ширина.....	10,1	
Потужність електродвигуна приводу бурильної установки, кВт.....	11	
Маса, кг:		
установки.....	13000	
комплекту постачання.....	15500	16000

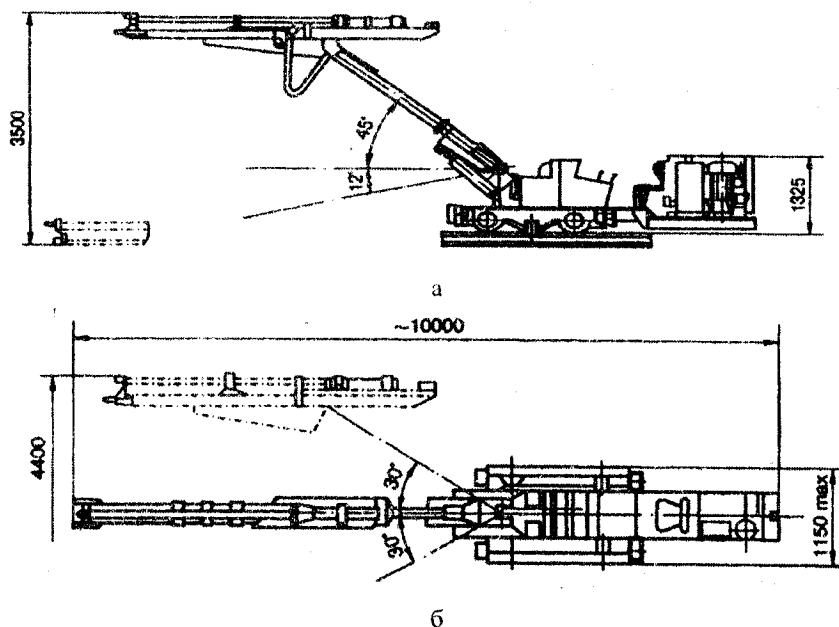


Рис. 2.10. Схема бурильної установки УБШ252

Бурильна установка УБШ253 з однією бурильною машиною обертальною або універсальною дії, з електричними бурильними головками і гусеничною

ходовою частиною призначена для буріння шпурів при проведенні горизонтальних і похилих до $\pm 10^\circ$ гірничих виробок перерізом від 6 до 12 м² у просвіті в шахтах, включаючи небезпечні щодо газу і пилу (рис. 2.11-2.12). Переважна галузь застосування – виробки, проведені за допомогою безрейкових навантажувальних машин і безрейкового транспорту. Рекомендується застосування, урахувавши міцність порід: установок обертальної дії – до 112 МПа, універсальної – до 190 МПа. Забезпечено високу маневреність завдяки застосуванню гусеничного ходу (рис. 2.13).

Тип установки	обертальна	універсальна
Зона буріння, м.....	3,8 · 5,4	
Технічна продуктивність установки, м/год:		
по породах міцністю 56-84 МПа.....	94	90
по породах міцністю 140-170 МПа.....		32
Хід подачі бурильної головки, м.....	2,5 + 0,1	
Зусилля подачі, кН.....	18	
Швидкість пересування, км/год.....	0,9	
Габаритні розміри установки в транспортному положенні, м:		
ширина.....	1,4	
висота.....	1,65	
довжина.....	10,1	
Номінальна потужність приводу бурильної головки, кВт.....	11	
Маса, кг:		
установки.....	13000	
комплекту постачання.....	15500	16000

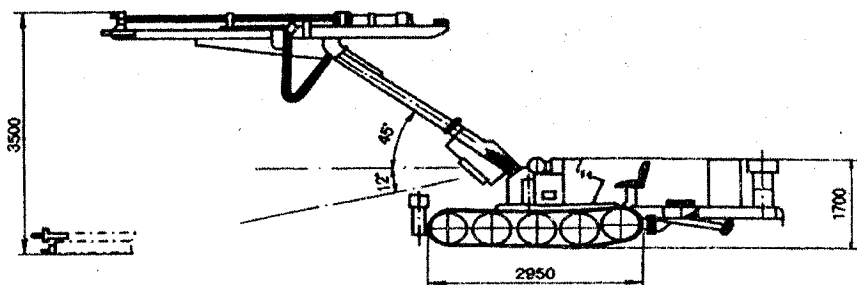


Рис. 2.11. Схема бурильної установки УБШ253 (вигляд збоку)

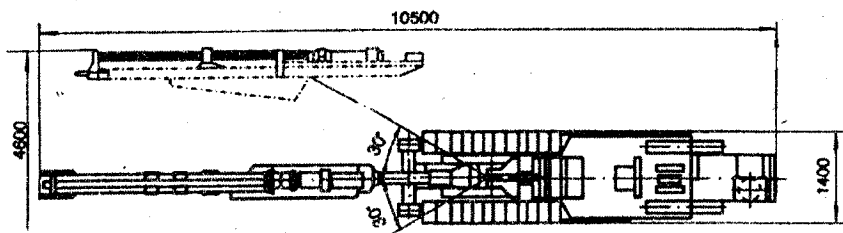


Рис. 2.12. Схема бурильної установки УБШ253 (вигляд зверху)

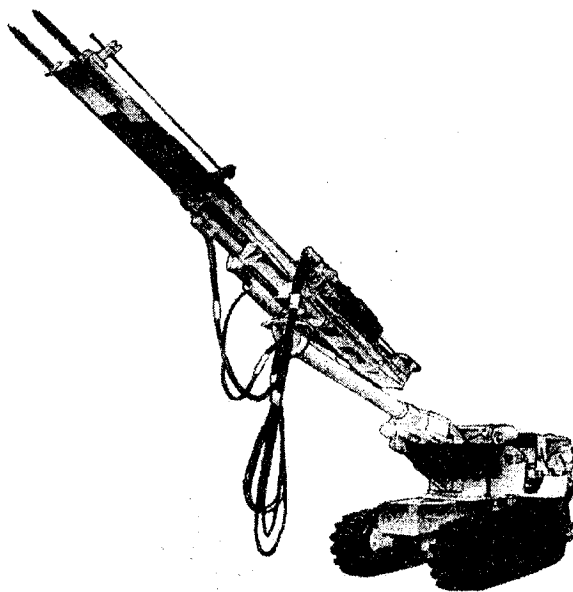


Рис. 2.13. Загальний вигляд бурильної установки УБШ253

Бурильна установка УБШ313А з двома бурильними машинами обертальної або універсальної дії, з електричними бурильними головками і гусеничною ходовою частиною призначена для буріння шпурів при проведенні горизонтальних і похилих до $\pm 10^\circ$ гірничих виробок перерізом від 12,8 до 20 м² у просвіті в шахтах, включаючи небезпечні щодо газу і пилу (рис. 2.14).

Галузь застосування: виробки, проведені за допомогою безрейкових навантажувальних машин і безрейкового транспорту. Переважне застосування бурильних установок обертальної дії для порід міцністю – до 112 МПа, універсальної – до 190 МПа.

Установка має високу продуктивність і надійна в роботі завдяки застосуванню електроприводу.

Тип установки	обертальна	універсальна
Зона буріння, м.....	3,8 · 5,4	
Технічна продуктивність установки, м/год:		
по породах міцністю 56-84 МПа.....	94	90
по породах міцністю 140-170 МПа.....		32
Хід подачі бурильної головки, м.....	3 + 0,1	
Зусилля подачі, кН.....	18	
Швидкість пересування, км/год.....	0,9	
Габаритні розміри установки в транспортному положенні, м:		
ширина.....	1,75	
висота.....	2,0	
довжина.....	10,2	
Номінальна потужність приводу бурильної головки, кВт.....	11	
Маса, кг:		
установки.....	13000	
комплекту постачання.....	15500	16000

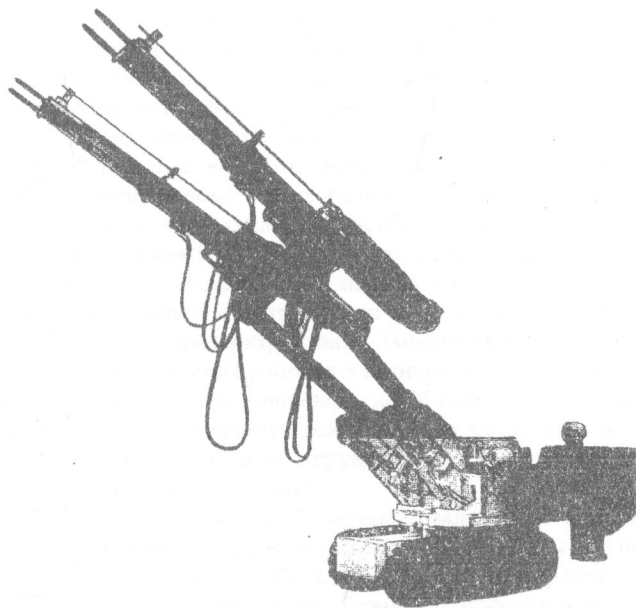


Рис. 2.14. Загальний вигляд верстата УБШ313А

Контрольні запитання та завдання

1. Яке призначення та класифікація бурового обладнання для буріння свердловин в підземних умовах?
2. Які принципові схеми основних типів обертачів і систем подачі?
3. Які станки використовують для підземного буріння?
4. Які конструктивні особливості бурового станка БИП-2?
5. Які особливості експлуатації станка СБГ-1М?
6. Які основні напрямки модернізації верстата для підземного буріння?
7. Назвіть основні типи установок геологорозвідувального буріння, що застосовують в підземних умовах.

Розділ 3. СИЛОВИЙ ПРИВІД БУРОВИХ УСТАНОВОК

3.1. Види приводу і вимоги до нього

Силовим приводом називають двигуни і передатні пристрої, призначені для приведення в рух виконавчих механізмів бурової установки. Розрізняють три типи приводу бурових установок.

Індивідуальний, в якому кожна робоча машина має окремий двигун. Його застосування дозволяє найбільш точно підібрати з найменшими витратами робочу характеристику приводу і виконавчого елемента, полегшує і спрощує трансмісію, забезпечує можливість блокового конструювання бурового устаткування.

Груповий, коли усі виконавчі механізми установки через трансмісії одержують приведення від одного двигуна. Це дозволяє зменшити габаритні розміри, масу і вартість силового устаткування, однак вимагає більш складної, у порівнянні з індивідуальним приводом, трансмісії і утрудняє блокове конструювання устаткування. Застосовують в установках для буріння структурно-пошукових і гідрогеологічних свердловин (УРБ-ЗАМ, 1БА-15, УРБ-2А та ін.).

Комбінований, коли виконавчі органи бурового верстага приводяться від одного двигуна, а всі інші механізми (буровий насос, трубозворот та ін.) - від іншого. Наприклад, електропривід більшості пересувних і блокових установок.

У сучасних установках для колонкового буріння як силовий привід застосовують електродвигуни змінного і постійного струму, двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), а також пневматичні і газотурбінні. При підземному неглибокому бурінні іноді для приведення легких бурових верстатів застосовують пневматичні двигуни, особливо в шахтах, небезпечних щодо газу і пилу, а також електродвигуни в спеціальному вибухобезпечному виконанні. Той або інший тип двигуна вибирають з урахуванням місцевих енергоресурсів, транспортування, постачання паливом і т.п. За наявності електромережі обирають електродвигуни. У випадку зосередження на значній площі великої кількості бурових установок за відсутності електромережі використовують пересувні електростанції або будують гідроелектростанції (мікроГЕС). Цей спосіб особливо розповсюджений у високогірних районах з великою кількістю річок.

Загальні вимоги до силових установок: надійність у роботі, простота в експлуатації, монтажі, обслуговуванні і ремонті; мала маса; транспортабельність; реверсивність; простота і зручність керування; економічність в експлуатації, витраті палива і мастильних матеріалів.

Електродвигунам властивий ряд переваг: мала маса, високий КПД (до 96 %), еластична характеристика, високий коефіцієнт короткочасного перевантаження (1,8-2), більш надійні в роботі, забезпечують реверсивність, мінімальний догляд, не забруднюють приміщень, безшумні, прості в монтажі, малогабаритні, дозволяють застосовувати індивідуальні приводи верстага, насоса та іншого устаткування, що зменшує габарити установок, скорочує розміри вишок і

збільшує ефективність використання енергоустановок - зменшуються простой, аварії, неполадки.

У практиці геологорозвідувального буріння застосовують у більшості випадків короткозамкнені асинхронні електродвигуни серії А напругою 220/380 В. Під час буріння на нафту і газ використовують електродвигуни в закритому виконанні серії АТ або асинхронні короткозамкнені у вибухобезпечному виконанні серії МА-140. Усі ці двигуни відрізняються простотою конструкції і обслуговування, мають високий коефіцієнт корисної дії, економічні і надійні в експлуатації. Їх *недоліки* - високий пусковий струм, що обмежує можливість їхнього пуску під навантаженням, а також відносно довгий час розвантажування при живленні від малопотужних електростанцій. При необхідності зменшення пускових струмів або забезпеченні плавного пуску застосовують двигуни з фазовим ротором. Однак за конструкцією вони складніші короткозамкнених і менш економічні.

У даний час переважне поширення знаходять асинхронні електродвигуни із самовентиляцією (серія А02) і природним охолодженням (серія А2). Електродвигуни обох серій, крім швидкісних, розраховані на напругу 220/380 В, номінальну частоту 50 Гц і діапазон частот обертання 3000, 1500, 1000, 750, 600 хв^{-1} . На базі електродвигунів А2 і А02 розроблено кілька модифікацій: АП2 і АОП - з підвищеним пусковим моментом; АС2 і АОС2 - з підвищеним ковзанням, АК2 і АОК2 - з фазним ротором (контактними кільцями).

Електродвигуни серії А2 з діапазоном потужності 0,4 - 1000 кВт виконані в дев'ятох габаритах із двома осьовими довжинами в кожному габариті, тобто 18 типорозмірів. У закритому виконанні (передбачено обдув) випускаються електродвигуни всіх габаритів (серія А02), а в захисному виконанні - тільки із шостого по дев'ятий.

Усі електродвигуни випускаються в чавунних оболонках, а з першого по четвертий типорозмір - в алюмінієвих. За наявності полегшеної алюмінієвої оболонки в позначення вводиться буква Л. Позначення типів двигунів: А - асинхронний; ОБ - що обдувається; Л - легка алюмінієва оболонка; 2 - індекс серії; перша цифра після дефіса - габарит (порядковий номер зовнішнього діаметра статора), друга цифра - порядковий номер довжини статора, остання цифра - число полюсів.

Наприклад, *електродвигун А02-71-4*, що є приводом верстата СБА-500, *розшифровується*: асинхронний, що обдувається, сьомого габариту, першої довжини, з чотирма полюсами, тобто на 1500 хв^{-1} .

Асинхронні електродвигуни серії ВА0 випускаються закритої конструкції в сталевому корпусі, вертикальному і горизонтальному виконанні, з короткозамкненим і фазним роторами, вибухобезпечні. У внутрішню частину їхньої станини упресовується пакет статора з електротехнічної сталі з обмоткою з м'яких або твердих секцій, покритих ізоляцією класів В, Г або Н. Сердечник ротора шихтований, складається з аркушів електротехнічної сталі з алюмінієвою обмоткою у вигляді короткозамкненої клітки. Електродвигуни цієї серії працюють при температурі від 40 до +40°C, відносній вологості 97 %. Їх можна установлювати у вибухонебезпечних приміщеннях усіх класів.

Електродвигуни серії 4А випускаються промисловістю замість двигунів серії А02. Це асинхронні двигуни, розраховані на номінальну напругу до 660 В, з діапазоном потужностей 0,12-400 кВт. У порівнянні із серією А2 мають ряд переваг: невеликі частоти; великі пускові моменти; менший рівень шуму і вібрації; підвищена надійність; більш зручні при монтажі і демонтажі, менша маса (на 18 %).

Позначення серії 4А двигунів: 4 – номер серії; А – вид двигуна; Н – захищений (закритий не позначається); А – алюмінієва станина і щити; Х – алюмінієва станина і чавунні щити, цифра – висота осі обертання; S, M, L – настановні розміри по довжині корпусу; А, В – довжина сердечника; остання цифра – число полюсів.

Наприклад, 4АА90В-4. Двигун серії 4А, асинхронний, закритий з алюмінієвою станиною, з висотою осі обертання 90 мм, з настановним розміром L, довжиною сердечника В і чотирма полюсами.

У регульованих приводах застосовують **електродвигуни постійного струму**. Вони дозволяють плавно регулювати частоту обертання від нуля до максимально припустимої для даного двигуна, що є однією з переваг при бурінні і виконанні спуско-піднімальних операцій. Останнім часом на бурових установках знаходить застосування система регульованого електронприводу постійного струму з керованими тиристорними перетворювачами. Вони практично безінерційні, відрізняються високим коефіцієнтом корисної дії, невеликими розмірами і малою питомою масою. Висока перевагуюча здатність двигуна і можливість плавного пуску виконавчого механізму істотно спрощують трансмісію бурового верстата (немає необхідності в головному фрикціоні).

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) застосовують для приведення одиночних бурових установок і на самохідних бурових агрегатах. Їх можна розділити на три групи:

- 1) дизельні, працюючі на соляровім маслі або дизельному паливі;
- 2) карбюраторні, які працюють на бензині і лігроїні;
- 3) калоризаторні, що працюють на сирій нафті.

У практику розвідувального буріння широко впроваджені дизельні і карбюраторні двигуни.

Дизельні двигуни економічні, довговічні, надійні. Як приводні двигуни бурових верстатів, компресорів і електростанцій застосовуються дизелі: Д-35, який після модернізації дав ряд двигунів – Д-38, Д-38Б, Д-38М, Д-40А, Д-40К, Д-48Л; Д-54, Д-54А, Д-40Р та ін.

Карбюраторні двигуни менш економічні в порівнянні з дизельними, застосовують їх при роботі у важкодоступних районах, де маса двигуна має одне з першорядних значень.

ДВЗ забезпечують велику гнучкість приводу в порівнянні з асинхронними електродвигунами. Їх недоліки: складність механічних трансмісій, високий рівень шуму, низька перевагуюча здатність (1,1-1,4).

Пневматичні двигуни застосовують при бурінні свердловин з підземних гірничих виробок. Вони мають плавність регулювання частоти обертання, вибухобезпечні, однак мають низький ККД.

Газотурбінні двигуни використовують для буріння глибоких свердловин на нафту і газ. Вони відрізняються незначною питомою масою і малими розмірами, однак мають більшу, ніж у дизелів, питому витрату палива, низький ККД і високий рівень шуму.

Отже, найбільше повно задовольняють вимогам до приводу бурових машин тільки двигуни постійного струму з тиристорним керуванням.

Як передатні органи від двигуна до виконавчих механізмів можуть застосовуватися фрикціони, муфти і різні регульовані передачі (гідродинамічні, електричні, механічні). Найбільш широко використовують фрикціони, а останнім часом у зв'язку з впровадженням міжгалузевої уніфікації – автомобільні муфти.

Регульовані передачі у верстатах розвідувального колонкового буріння поки широкого застосування не знайшли, але їхнє використання в деяких випадках може бути досить ефективним.

При бурінні потужність двигуна складається з витрати потужності на буріння і на привід насоса, тобто

$$N_{zn} = N_b + N_n, \quad (3.1)$$

де N_{zn} – витрати потужності на буріння при груповому приводі, кВт; N_b – витрати потужності безпосередньо на буріння, кВт; N_n – витрати потужності на приведення насоса, кВт.

При підйомі потужність двигуна визначають з урахуванням витрат потужності на підйом бурового інструмента при максимальній глибині свердловини.

При комбінованому приводі звичайно буровий верстат і буровий насос працюють від індивідуальних двигунів. Потужність для приведення верстата визначається за більшою величиною її витрат на підйом інструмента або на буріння.

3.2. Потужність, затрачувана при бурінні свердловин

Витрати потужності на буріння в загальному випадку можна виразити такою рівністю:

$$N_b = N_n + N_{xo} + N_{дог} + N_{руб}. \quad (3.2)$$

Тут N_n – витрати потужності у верстаті, кВт; N_{xo} – потужність на холосте обертання колони бурильних труб, кВт; $N_{дог}$ – додаткові витрати потужності при створенні осевого навантаження на породоруйнівний інструмент, кВт; $N_{руб}$ – потужність на руйнування породи у вибої, кВт.

Витрати потужності у верстаті визначають за формулою А.Н. Кірсанова і В.П. Зіненко

$$N_n = A + Bn, \quad (3.3)$$

де A - коефіцієнт, що враховує витрати потужності в елементах трансмісії верстата (у приводі масляного насоса, клинонасової передачі, фрикціоні, у деяких валах, підшипниках і шестірнях коробки передач і т.д.), що не залежать від числа оборотів обертача; B - коефіцієнт, що враховує витрати потужності в елементах трансмісії верстата (у деяких деталях коробки передач, кутовому редукторі, підшипниках обертача, промивному сальнику), що залежать від числа оборотів обертача; n - частота обертання, хв⁻¹.

Величини коефіцієнтів A і B , які отримані на основі експериментальних робіт, приведені в табл. 3.1.

Для нового обладнання, не передбаченого в табл. 3.1, витрати у верстаті орієнтовно можуть бути розраховані за формулою

$$N_n = N_e (7,5 \cdot 10^{-2} + 1,2 \cdot 10^{-4} n). \quad (3.4)$$

Тут N_e - потужність електродвигуна верстата, кВт.

Витрати потужності у верстаті того самого типу коливаються в значних межах (до 2-3 разів) у залежності від його технічного стану і якості ремонту. Тому в процесі експлуатації періодично визначають витрати, розглядаючи їх як один із критеріїв технічного стану устаткування, виявляють і усувають причини зниження ККД верстата.

Таблиця 3.1. Експериментальні величини коефіцієнтів A і B

	Тип верстата	Потужність приводу, кВт	Величини коефіцієнтів	
			A	B
1	БСК-2М-100	7,6	0,2	$1,1 \cdot 10^{-3}$
2	УКБ-50/100	11	0,4	$1,9 \cdot 10^{-3}$
3	УКБ-200/300	13	0,7	$2,7 \cdot 10^{-3}$
4	СБА-500	22	2,2	$1,8 \cdot 10^{-3}$
5	ЗИФ-650М	30	5,1	$2,1 \cdot 10^{-3}$
6	ЗИФ-1200МР	55	1,4	$6,4 \cdot 10^{-3}$

Під холостим обертанням розуміють обертання вільно підвищеної над вибоєм свердловини бурильної колони (у даному випадку на вибій свердловини не передаються осьове навантаження і корисний крутильний момент, що потрібен для руйнування вибою).

Витрати потужності на холосте обертання бурильної колони в свердловині становлять основну частку енергетичних витрат на весь процес буріння і залежать від різних факторів: конструктивних особливостей і стану бурильних труб, розробки стінок свердловини (наявність каверн, жолобків), використовуваної промивальної рідини (розчинів на глинистій основі, емульсій, мастильних

матеріалів), викривлення свердловини, характеру порід і параметрів режиму буріння.

Для практичних розрахунків використовують емпіричні залежності, що отримують у результаті обробки експериментальних даних у конкретних геолого-технічних умовах.

Для свердловин із кутом нахилу $75...90^\circ$:

1. Формула В.Г. Кардиша:

$$N_{x.ob} = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 \left[2,5 \cdot 10^{-8} (0,9 + 0,02\delta) \cdot \frac{Dqn^{1,85} L^{0,75}}{(EJ)^{0,16}} (1 + 0,44 \cos\theta) + 2 \cdot 10^{-7} \delta nP \right], (3.5)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує тип промивальної рідини ($K_1 = 1$ при використанні технічної води, $K_1 = 0,6$ для емульсійних розчинів і мастильних добавок, $K_1 = 1,2$ для глинистих розчинів, $K_1 = 1,5$ при продувці повітрям); K_2 – коефіцієнт, що враховує стан стінок ствола свердловини ($K_2 = 2$ при бурінні в трищинуватих, зруйнованих і кавернозних породах; $K_2 = 1$ при бурінні монолітних порід; $K_2 = 0,5...0,75$ при обертанні колони у свердловині з обсадними трубами); K_3 – коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу бурильних труб ($K_3 = 1$ при використанні сталевих труб, $K_3 = 0,5$ для легкосплавних труб); K_4 – коефіцієнт, що враховує тип з'єднання бурильних труб ($K_4 = 1$ для ніпельного з'єднання, $K_4 = 1,3$ для муфтово-замкового з'єднання); K_5 – коефіцієнт, що враховує кривизну бурильних труб ($K_5 = 1$ для бурильних труб, виготовлених згідно з ОН 41-1-68, для яких середня кривина становить $0,25...0,30$ мм/м, $K_5 = 1,3$ для бурильних труб із середньою кривиною $0,55...0,85$ мм/м, $K_5 = 1,6$ для бурильних труб із середньою кривиною більш як $0,85$ мм/м); $\delta = (D - d_s)/2$ – зазор між бурильними трубами і свердловиною; D – діаметр свердловини, м; d_s – зовнішній діаметр бурильних труб, м; q – вага одиниці довжини бурильних труб, Н; E – модуль повздожньої пружності матеріалу бурильних труб, Па, для сталі $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, для алюмінієвих сплавів $E = 0,7 \cdot 10^{11}$; $J \approx 0,05(d_s^4 - d_n^4)$ – осьовий момент інерції площі поперечного перерізу труби, м; L – глибина свердловини, м; θ – кут нахилу свердловини до горизонту, °; P – осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, Н.

2. Формула Л.Г. Буркіна:

для високих і низьких частот обертання колони бурильних труб відповідно:

$$N_{x.ob} = K_m q \cdot 10^{-8} n (2\delta n + d_s^2), (3.6)$$

$$N_{x.ob} = 1,44 \cdot 10^{-9} K_m q d_s^2 n L, (3.7)$$

де $K_u = 0,8$ при використанні мастил типу КАВС у сполученні з промивальною емульсією ($K_u = 1$ при повному покритті колони бурильних труб КАВС у сполученні з промивальною технічною водою, $K_u = 1,5$ при відсутності мастил і емульсії).

3. Для горизонтальних свердловин:

1) діаметр свердловини 59 мм, бурильні труби СБТН-42 мм

$$N_{x,об} = (3,5 \cdot 10^{-7} n^2 - 3,5 \cdot 10^{-5} n + 3,4 \cdot 10^{-2}) L, \quad (3.8)$$

2) діаметр свердловини 59 мм, бурильні труби СБТН-50 мм

$$N_{x,об} = (2,75 \cdot 10^{-7} n^2 - 2,6 \cdot 10^{-5} n + 4 \cdot 10^{-2}) L, \quad (3.9)$$

3) діаметр свердловини 76 мм, бурильні труби СБТМ-50 мм

$$N_{x,об} = (6,17 \cdot 10^{-7} n^2 - 1,25 \cdot 10^{-4} n + 4 \cdot 10^{-2}) L \quad (3.10)$$

Сучасні умови буріння геологорозвідувальних свердловин характеризуються високими частотами обертання бурового снаряда, малими діаметрами свердловин при їх великій глибині, застосуванням нових конструкцій бурових снарядів і верстатів, широким впровадженням у виробництво антифрикційних засобів (мастил, емульсій).

При високих частотах обертання бурового снаряда однією із складових частин загальної витрати потужності є витрата її на холосте обертання бурильної колони. Для практичних розрахунків витрат потужності на холосте обертання можна скористатися емпіричними формулами, наведеними в табл. 3.2.

В емпіричних формулах $\Delta\alpha$ – інтенсивність зенітного викривлення стовбура свердловин, град/100 м; K_1 – експериментальний коефіцієнт, що враховує якість бурильних труб ($0,65 < K_1 < 1,30$); K_2 – експериментальний коефіцієнт (при бурінні з промиванням технічною водою $K_2 = 1$, глинистим розчином $K_2 = 1,2$, емульсійними рідинами і при введенні антивібраційного змащення $K_2 = 0,6$); K_3 – експериментальний коефіцієнт, який враховує стан стінок свердловин ($K_3 = 0,75$ в обсадних трубах, $K_3 = 1,5-2$ в тріщинуватих і нестійких породах); δ – зазор між стінками свердловини і бурильною колоною, мм; q_i – вага одиниці довжини бурильних труб, Н; α_0 – початковий кут нахилу свердловини до горизонту, град.

Осьове навантаження на породоруйнівний інструмент – один з основних параметрів, від величини якого залежить витрата потужності при бурінні свердловин. Осьове навантаження деформує колону бурильних труб, притискаючи її до стінок свердловини, і тим самим створює сили тертя ($N_{об}$), додаткові до

сил тертя, які виникають при обертанні висячої над вибоєм колони. Крім того, за рахунок осьового навантаження відбувається проникнення породоруйнівного інструмента в породу, на вибої свердловини і контактній поверхні виникають тангенціальні сили, які утворюють момент опору обертанню і вимагають витрат потужності на вибої ($N_{\text{виб}}$) при бурінні свердловини.

Таблиця 3.2. Емпіричні формули для практичних розрахунків витрат потужності на холосте обертання

Параметри бурильних труб і свердловини					Формула для визначення $N_{x.o}$, кВт
Зовнішній діаметр труб, мм	З'єднання	Діаметр свердловин мм/глибина L, м	Діапазон частоти обертання, хв ⁻¹	Кут нахилу свердловин, град	
50 (сталеві)	Муфтовозамкове	$\frac{91-243}{1250}$	67-470	90-60	$N_{x.o} = (1 + 0,35 \cdot \alpha^{1,43}) (6,2 \times 10^{-7n^2} + 5,2 \cdot 10^{-5}n) L^{0,68}$
54 (ЛБТ)	Ніпельне	59/1500	0-600	90	$N_{x.o} = 3,7 \cdot 10^{-7} L n^{1,5}$
24 – 70 (сталеві), 54 (ЛБТ)	Муфтовозамкове, ніпельне	$\frac{50-81}{200}$	0-3000	90-75	$N_{x.o} = K_1 K_2 K_3 2,5 \cdot 10^9 \times (0,9 + 0,02\delta) \cdot q_c d n^{1,83} \times L^{0,75} (1 + 0,44 \cos \alpha_0)$

Додаткову потужність на обертання бурильної колони визначають експериментальним шляхом як різницю між потужностями, отриманими при обертанні на опорному підшипнику навантаженої осьовими навантаженнями колони і при холостім її обертанні (частота обертання однакова). Додаткові витрати потужності

$$N_{\text{доп}} = 3,4 \cdot 10^{-6} f n P, \quad (3.11)$$

де f - стріла прогину бурильних труб, мм; P - осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, Н.

Потужність, що витрачається на руйнування вибою під час буріння свердловини всіма основними видами породоруйнівного інструмента (алмазними і твердосплавними коронками, шарошковими долотами) знаходиться як

$$N_{\text{виб}} = \mu_0 \frac{P_n}{95500} R_{cp}. \quad (3.12)$$

Тут μ_0 - коефіцієнт опору рухові породоруйнівного інструмента; R_{cp} - середній радіус породоруйнівного інструмента, м.

Коефіцієнт опору μ_0 враховує як сили тертя, що виникають на контактуючих з породою частинах руйнівного інструмента, так і сили опору породи руйнуванню. Величина коефіцієнта залежить від виду і стану породоруйнівного інструмента та властивостей породи, що руйнується. Коефіцієнт μ_0 рекомендується приймати в наступних межах: для алмазних коронок – 0,2-0,4; твердосплавного або різального інструмента – 0,4-0,8; шарошкових доліт – 0,2-0,4.

Середній радіус R_{cp} породоруйнівного інструмента визначають за формулами:

$$\text{для коронок} \quad R_{cp} = (D + d_k) / 4;$$

$$\text{для доліт} \quad R_{cp} = D / 3,$$

де D - зовнішній діаметр коронки і долота, м; d_k - внутрішній діаметр коронки, м.

3.3. Потужність, затрачувана при підйомі інструмента

Спуско-піднімальні операції характеризуються повторно-короткочасним режимом з відносно значною тривалістю циклу, протягом якого піднімальні двигуни працюють при різних режимах з перемінним навантаженням.

При підйомі снаряда двигун завантажується тільки під час підйому свічок. При їх розгвинчуванні й установці двигун працює вхолосту, причому цей час у 2-3 рази більше того, який іде на власне підйом свічі. Під час спуска свічок двигун завантажується ще менше – лебідка включається тільки для підйому елеватора. Таким чином, велику частину часу електропривід бурової лебідки працює із заниженим коефіцієнтом потужності, що стає відчутним при значно більших середніх глибинах свердловин. У зв'язку з цим виникає необхідність у ретельному розрахунку потужності, споживаної в процесі спуско-піднімальних операцій, і виборі електродвигуна.

Оскільки лебідка при спуско-піднімальних операціях завантажується тільки через визначені інтервали і лише на незначний час, для приводу бурових верстатів колонкового буріння більше підходять двигуни, які допускають короткочасні перевантаження, тобто електромотори.

Витрати потужності при підйомі (N_n) бурового інструмента визначаються за формулою

$$N_n = N_a + N_m + N_{n,i}, \quad (3.13)$$

де N_a - витрати потужності на привід барабана лебідки, кВт; N_m - витрати потужності на подолання опору в талевій системі, кВт; $N_{n,i}$ - витрати потужності на підйом бурового інструмента, кВт.

Потужність для приводу лебідки

$$N_a = a + b_1 v_6. \quad (3.14)$$

Тут a_i і b_i - коефіцієнти, значення яких приведені в табл. 3.3; $v_{\bar{a}}$ - окружна швидкість обертання барабана лебідки, м/с.

Таблиця 3.3. Коефіцієнти для визначення потужності в приводі лебідки

Типи верстатів	a_i	b_i
ЗИФ-300	1,1	0,37
СКТО-65	1,4	0,42
СКТО-75	1,7	0,40

Для інших типів верстатів витрати потужності в передачах враховуються введенням ККД лебідки ($\eta_s = 0,8-0,85$).

Потужність для подолання опору в талевій системі і на підйом елеватора (N_m) розраховують за формулою

$$N_m = \alpha v_{\bar{a}}, \quad (3.15)$$

де α - експериментальний коефіцієнт (для верстатів ЗИФ-300, СБА-500 $\alpha = 0,5$, для верстатів СКТО-75 $\alpha = 1,1$).

Потужність безпосередньо на підйом бурового інструмента із свердловини дорівнює

$$N_{\text{ин}} = [K_{\text{дин}} Q \cos \theta_{sp} (1 + f g \theta_{sp}) v_{sp}] / 102. \quad (3.16)$$

Тут $K_{\text{дин}}$ - коефіцієнт, що враховує додаткові витрати потужності при підйомі (1,2-2); Q - маса бурового інструмента в свердловині, Н; f - коефіцієнт тертя сталі по породі; $\theta_{sp} = (\theta_0 + \theta_k) / 2$ - середній зенітний кут свердловини, град; θ_0 - початковий зенітний кут свердловини, град; $\theta_k = (\theta_0 + \Pi_k)$ - кінцевий зенітний кут свердловини, град; I - інтенсивність викривлення свердловини, град/м; L - глибина свердловини, м; v_{sp} - швидкість підйому бурового інструмента, м/с.

Максимальна кількість свічок, що піднімаються із свердловини на даній швидкості, визначається за формулою

$$n_{ca} = \frac{102 N_0 \eta_m}{v_i q_i l_{ca}}, \quad (3.17)$$

де N_0 - потужність приводу верстата, кВт; v_i - швидкість навивання каната на барабан лебідки при даній частоті обертання, м/с.

На стадії проектування під час визначення номінальної потужності двигуна для приводу піднімального механізму можна користуватися формулою

$$N_{ni} = (Q_{sp} v_{sp}) / 102 \eta_n \quad (3.18)$$

Тут Q - маса інструмента, Н; η_n - ККД талевої системи і лебідки.

Величини витрат потужності при бурінні свердловин ураховують на стадії проєктування бурових машин і механізмів (при виборі двигуна верстату, насоса, проведенні перевірочних розрахунків - колон бурильних, обсадних труб та в інших випадках).

Перевірочні розрахунки бурильної колони.

У процесі буріння свердловини на бурильну колону діють зусилля, різноманітні за характером, величиною і напрямом дії, тому колона знаходиться в складному напруженому стані. Ці зусилля можна поділити на дві групи: статичні і змінні. До *статичних* належать такі: напруження розтягання σ_p і стискання σ_c , спричинені осьовими навантаженнями; дотичні напруження, спричинені крутильним моментом. До *змінних* належать напруження згинання σ_v , також дотичні τ внаслідок дії крутильних коливань і напруження розтягання-стискання σ_{pc} внаслідок подовжніх коливань бурильної колони.

При розрахунку бурильної колони слід пам'ятати, що під час буріння свердловини відбувається розробка її ствола, змінюється профіль його перерізу, а відповідно змінюються і діючі сили в одному перерізі колони. Такий змінний характер роботи бурильної колони вимагає при проведенні перевірних розрахунків міцності бурильних труб і їхніх з'єднань урахувувати конкретні умови роботи. Всі їх урахувати важко, тому розрахунки проводять із деякими припущеннями, з використанням коефіцієнта запасу міцності.

При розрахунку бурильної колони на *міцність* її умовно поділяють на дві зони (рис. 3.1): верхню - розтягнуту, переріз $I - I$, в якій колона обчислюється на *статичну міцність*, і нижню - стиснуту, переріз $II - II$, в яку входить також ділянка нульового перерізу - переріз $0 - 0$. Саме нижньою частиною зумовлені поломки бурильних труб, вони носять стійкий характер. Виходячи з цього, нижню частину колони бурильних труб обчислюють на *стійкість*. Розрахунок бурильних колон, що працюють у сильно викривлених або горизонтальних свердловинах, проводиться на *стійкість*.

Верхній переріз обчислюють на статичну міцність.

Умова міцності колони бурильних труб:

$$K_c = \frac{[\sigma_r]}{\sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2}} \geq 1,5 \dots 1,7, \quad (3.19)$$

де K_c - коефіцієнт запасу міцності на статичну міцність; $[\sigma_r]$ - припустима границя текучості матеріалу бурильних труб при розтяганні, МПа; σ_p - нормальне напруження, викликане дією подовжньої сили, МПа; τ - дотичне напруження при крутінні, МПа.

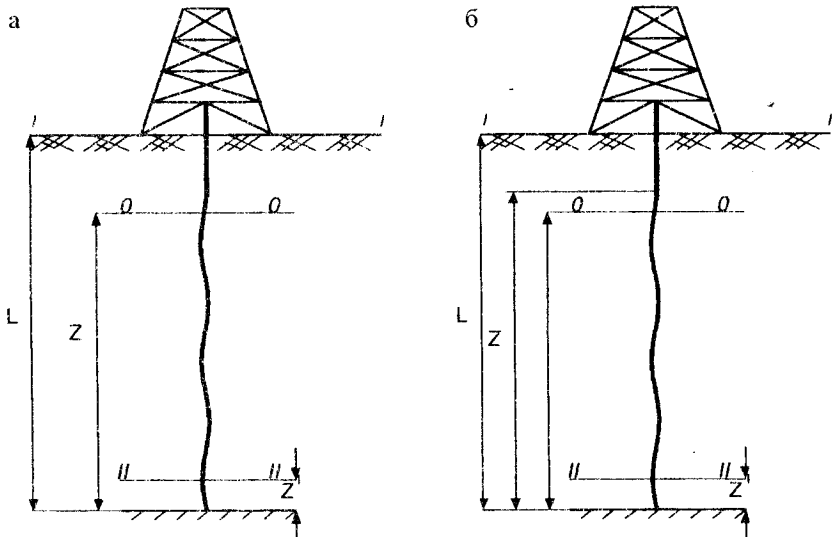


Рис. 3.1. Схеми до розрахунку колон бурових труб:
а – однорозмірна; б – комбінована

При застосуванні бурової колони, яка складається з одного типу бурових труб, нормальне напруження, викликане подовжньою силою, МПа (рис. 3.1):

$$\sigma = \frac{(L - Z)qg(1 - \frac{p}{\rho_m})(\cos\theta_c + \mu\sin\theta_c)}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_n^2)} \cdot 10^{-6}, \quad (3.20)$$

де L – довжина бурової колони (приймається рівною глибині свердловини), м; Z – відстань від вибою свердловини до нульового перерізу, м; q – маса одного метра бурової колони, кг/м; g – прискорення вільного падіння, м/с²; p , ρ_m – густина очисного агента і щільність матеріалу бурових труб, кг/м³ (для сталі $\rho_m = 7850$ кг/м³, для алюмінієвих сплавів $\rho_m = 2800$ кг/м³); θ_c – середній зенітний кут свердловини, град; μ – коефіцієнт тертя бурової колони об стінки свердловини; d_1 , d_n – зовнішній і внутрішній діаметри бурової колони в розглянутому перерізі, м.

Значення коефіцієнта тертя бурової колони об стінки свердловини можна срієнтовно прийняти за наступними даними:

суха свердловина	0,3...0,4
вода	0,2...0,4
емульсія	0,12...0,2
КАВС	0,10...0,15.

При застосуванні легкосплавних бурильних труб коефіцієнт тертя варто зменшити на 10 %.

Середній зенітний кут свердловини, град:

$$\theta_c = \frac{\theta_n + \theta_k}{2}, \quad (3.21)$$

де θ_n, θ_k – початковий і кінцевий зенітні кути свердловини, град.

Відстань від вибою свердловини до нульового перерізу, м:

$$Z = \frac{P}{qg(1 - \rho/\rho_m)\cos\theta_c}, \quad (3.22)$$

де P – осьове навантаження на породоруйнівний інструмент, Н.

Маса одного метра бурильної колони, кг/м:

$$q = \alpha q_1, \quad (3.23)$$

де q_1 – маса одного метра гладкої частини бурильної труби, кг/м;

α – коефіцієнт, що враховує збільшення маси одного метра бурильної колони за рахунок маси сполучних елементів і висадження кінців бурильних труб (для муфтово-замкового з'єднання $\alpha = 1,1$, для ніпельного $\alpha = 1,05$).

При застосуванні комбінованої бурильної колони, наприклад, яка складається із сталевих (СБТ) і обважених (ОБТ) бурильних труб, МПа (рис. 3.1, б):

$$\sigma_k = \frac{(L - l_0)qg(1 - \rho/\rho_m) + (l_0 - Z)q_0g(1 - \rho/\rho_{mk})}{\frac{\pi}{4}(d_i^2 - d_a^2)} (\cos\theta_c + \mu\sin\theta_c) \cdot 10^{-6}, \quad (3.24)$$

де l_k, q_k – відповідно довжина (м) і маса одного метра (кг/м) труб нижньої частини комбінованої колони; ρ_{mk} – щільність матеріалу бурильних труб нижньої частини комбінованої бурильної колони, кг/м³.

Відстань від вибою свердловини до нульового перерізу при застосуванні комбінованої бурильної колони, м

$$Z = \frac{P}{q_0g(1 - \rho/\rho_{mk})\cos\theta_c}. \quad (3.25)$$

Довжина нижньої частини комбінованої бурильної колони, м:

$$l_0 = aZ \quad (3.26)$$

де α – коефіцієнт ($\alpha = 1,25...1,50$); більші значення коефіцієнта α приймаються при бурінні глибоких свердловин.

Дотичне напруження при крутінні, МПа:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \cdot 10^{-6}, \quad (3.27)$$

де $M_{кр}$ – крутильний момент на верхньому кінці бурильної колони, Нм; W_p – полярний момент опору кільцевого перерізу, м³.

$$M_{кр} = \frac{N_6}{\omega}, \quad (3.28)$$

де N_6 – потужність на верхньому кінці бурильної колони, Вт; ω – кутова швидкість обертання бурильної колони, с⁻¹,

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.29)$$

де n – частота обертання бурильної колони, хв⁻¹.

$$W_p = \frac{2I_p}{d_s}, \quad (3.30)$$

де I_p – полярний момент інерції кільцевого перерізу, м⁴

$$I_p = \frac{\pi(d_s^4 - d_n^4)}{32}. \quad (3.31)$$

Потужність на верхньому кінці бурильної колони (при прихопленні бурового снаряда або породоруйнівного інструмента), кВт:

$$N_6 = N_n \cdot \eta \cdot \lambda, \quad (3.32)$$

де N_n – номінальна потужність приводного двигуна бурового верстата, кВт; η – ККД трансмісії бурового верстата ($\eta = 0,8...0,95$); λ – коефіцієнт, що враховує короточасну перевантажувальну здатність привідного двигуна (для електродвигунів $\lambda = 1,5...2,0$, для двигунів внутрішнього згоряння $\lambda = 1,05...1,10$).

Підставляючи у формулу (3.27) замість W_p і $M_{кр}$ їх значення з рівнянь (3.28...3.32), одержимо, МПа:

$$\tau = \frac{0,48 \cdot d_s \cdot N_n \cdot \eta \cdot \lambda}{\pi^2 n (d_s^4 - d_n^4)}, \quad (3.33)$$

Перевірочний розрахунок бурильної колони на **витривалість** виконується для нижнього перерізу свердловини (рис. 3.1, переріз II-II).

Умова міцності

$$K_{\Sigma} = \frac{K_{\sigma} K_{\tau}}{\sqrt{K_{\sigma}^2 + K_{\tau}^2}} \geq 1,3, \quad (3.34)$$

де K_{Σ} – сумарний коефіцієнт запасу міцності (коефіцієнт запасу міцності на витривалість); K_{σ} , K_{τ} – коефіцієнти запасу міцності за нормальним і дотичним напруженнями:

При застосуванні бурильної колони, що складається з одного типу бурильних труб (рис. 3.1, а):

– коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням

$$K_{\sigma} = \frac{[\sigma_{-1\sigma}][\sigma_{\tau}]}{[\sigma_{\tau}]\sigma_{\sigma} + [\sigma_{-1\sigma}][\sigma]}, \quad (3.35)$$

де $[\sigma_{-1\sigma}]$ – припустима границя витривалості матеріалу бурильних труб, МПа;
 σ_{σ} – напруження згинання, МПа;

коефіцієнт запасу міцності за дотичним напруженням

$$K_{\tau} = [\tau_r] / \tau, \quad (3.36)$$

де $[\tau_r]$ – припустима границя текучості бурильних труб при крутінні, МПа.

Припустима границя витривалості бурильних труб

$$[\sigma_{-1\sigma}] = [\sigma_{-1\sigma}]_n \beta_n \beta_p \alpha_M, \quad (3.37)$$

де $[\sigma_{-1\sigma}]_n$ – припустима границя витривалості матеріалу бурильних труб у повітрі для полірованого зразка, МПа; β_n – коефіцієнт, що враховує стан поверхні ($\beta_n = 0,6$); β_p – коефіцієнт, що враховує вплив очисного агента ($\beta_p = 0,5$); α_M – коефіцієнт, що враховує вплив масштабного фактора (для сталевих бурильних труб $\alpha_M = 0,7$; для бурильних труб з алюмінієвих сплавів $\alpha_M = 0,8$).

Нормальне напруження, викликане подовжньою силою, МПа:

$$\sigma = \frac{(Z_1 - Z) q g (1 - \rho / \rho_w) (\cos \theta_c + \mu \sin \theta_c)}{\frac{\pi}{4} (d_s^2 - d_n^2)} \cdot 10^{-6}, \quad (3.38)$$

де Z_1 – відстань від вибою свердловини до розглянутого перерізу, м.

Напруження вигину при крутінні, МПа:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{EIf\pi^2}{l_n^2 W_0} + \frac{Ed_s}{2R_0}, \quad (3.39)$$

де E – модуль Юнга, МПа (для сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, для алюмінієвих сплавів $E = 0,7 \cdot 10^5$ МПа); I – осьовий момент інерції кільцевого перерізу, м^4 ; f – стріла прогину бурильної колони, м; l_n – довжина півхвилі, м; W_0 – осьовий момент опору кільцевого перерізу, м^3 ; R_0 – радіус кривизни ствола свердловини, м.

Осьовий момент інерції кільцевого перерізу, м^4 :

$$I = \frac{\pi}{64} (d_s^4 - d_a^4) \quad (3.40)$$

Стріла прогину, м:

$$f = \frac{\kappa D_s - d_s}{2}, \quad (3.41)$$

де κ – коефіцієнт, що враховує розробку ствола свердловини на відстані Z_i від вибою ($\kappa = 1, 1 \dots 1, 3$); D_s – зовнішній діаметр породоруйнівного інструмента, м.

Осьовий момент опору кільцевого перерізу, м:

$$W_0 = \frac{\pi (d_s^4 - d_a^4)}{32d_s}, \quad (3.42)$$

Радіус кривизни ствола свердловини, м

$$R_0 = \frac{57,3}{I_c}, \quad (3.43)$$

де I_c – інтенсивність зенітного скривлення ствола свердловини, град/м.

Підставляючи у формулу (3.39) замість I , f , W_0 і R_0 їх значення з рівнянь (3.40...3.43), одержимо, МПа:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{0,25\pi^2 d_s E (\kappa D_s - d_s)}{l_n^2} + \frac{Ed_s I_c}{114,6}. \quad (3.44)$$

Довжина півхвилі, м

$$l_n = \frac{66,4}{n} \sqrt{(Z_1 - Z) \cos \theta_c + \sqrt{[(Z_1 - Z) \cos \theta_c]^2 + \frac{2,5 \cdot 10^3 E (d_s^4 - d_a^4) n^2}{qg}}}. \quad (3.45)$$

Дотичне напруження при крутінні, МПа:

$$\tau = \frac{0,48 d_s N_{\bar{\sigma}}}{\pi^2 n (d_s^4 - d_a^4)}, \quad (3.46)$$

де $N_{\bar{\sigma}}$ – потужність на бурильній колоні на відстані Z_l від вибою свердловини, кВт;

$$N_{\bar{\sigma}} = N_{xo} + N_p, \quad (3.47)$$

де N_{xo} – потужність на холосте обертання бурильної колони, кВт; N_p – потужність на руйнування гірської породи на вибої і подолання тертя стиснутої частини бурильної колони об стінки свердловини, викликаною прикладенням до породоруйнівного інструменту осевого навантаження, кВт.

Оскільки при розрахунку міцності бурильної колони за розглянутою методикою $N_{xo} \rightarrow \min$ при $Z_l \rightarrow 0$, то при визначенні τ для перерізів, що знаходяться в безпосередній близькості від вибою свердловини, можна прийняти $N_{\bar{\sigma}} \approx N_p$.

Тоді

$$\tau = \frac{0,48 d_s N_p}{\pi^2 n (d_s^4 - d_a^4)}. \quad (3.48)$$

При застосуванні породоруйнівного інструмента:

– коронок ($D_a \neq 0$)

$$N_p = Pn \cdot 10^{-5} [1,2(\kappa D_s - d_s) + 2,5\mu_p(D_s - D_a)], \quad \text{кВт}, \quad (3.49)$$

– доліт ($D_a = 0$)

$$N_p = Pn \cdot 10^{-5} [1,2(\kappa D_s - d_s) + 3,3\mu_p D_s], \quad \text{кВт}, \quad (3.50)$$

де D_a – внутрішній діаметр породоруйнівного інструмента (для коронок), м; μ_p – коефіцієнт тертя різців породоруйнівного інструмента об гірську породу.

При застосуванні комбінованої бурильної колони:

$$K_{\sigma k} = \frac{[\sigma_{-1\sigma}]_k [\sigma_{\tau}]_k}{[\sigma_{\tau}]_k \sigma_{\sigma k} + [\sigma_{-1\sigma}]_k [\sigma_k]}, \quad (3.51)$$

$$K_{\tau k} = [\tau_{\tau}]_k / \tau_k, \quad (3.52)$$

$$[\sigma_{-1\sigma}]_k = [\sigma_{-1\sigma}]_{nk} \beta_u \beta_c \alpha_{mk}, \quad (3.53)$$

$$\sigma_k = \frac{(Z_1 - Z) q_k g (1 - \rho / \rho_{mk}) (\cos \theta_c + \mu_k \sin \theta_c)}{\frac{\pi}{4} (d_{mk}^2 - d_{ak}^2)} \cdot 10^{-6}, \quad (3.54)$$

$$\sigma_{\nu k} = \frac{0,25\pi^2 d_{\nu k} E_k (\kappa D_3 - d_{\nu k})}{l_{\pi}^2} + \frac{E_k d_{\nu k} I_k}{114,6}, \quad (3.55)$$

$$l_{\nu k} = \frac{66,4}{n} \sqrt{(Z_1 - Z) \cos \theta_c + \sqrt{[(Z_1 - Z) \cos \theta_c]^2 + \frac{2,5 \cdot 10^3 E_k}{q_k g} (d_{mk}^4 - d_{nk}^4) n^2}}, \quad (3.56)$$

$$\tau_k = \frac{0,48 d_{\nu k} N_{\rho k}}{\pi^2 n (d_{mk}^4 - d_{nk}^4)}, \quad (3.57)$$

при ($D_n \neq 0$)

$$N_{\rho k} = P n \cdot 10^{-5} [1,2(\kappa D_3 - d_{\nu k}) + 2,5 \mu_p (D_3 - D_n)], \quad (3.58)$$

при ($D_n = 0$)

$$N_{\rho k} = P n \cdot 10^{-5} [1,2(\kappa D_3 - d_{\nu k}) + 3,3 \mu_p D_3]. \quad (3.59)$$

Індексом "К" позначені параметри нижньої частини комбінованої бурильної колони.

Приклади розрахунків бурильної колони на міцність.

Задача 1. Перевірити міцність бурильної колони при бурінні викривленої свердловини і зробити прогноз щодо характеру її роботи.

Вихідні дані: $L = 1500$ м; $\theta_n = 0$; $\theta_k = 20^0$; $\theta_c = 10$ град; $I_0 = 0,01$ град/м; $K = 1,1$; бурильна колона СБТМ-50 із сталі 36Г2С - $d_3 = 0,05$ м, $d_n = 0,039$ м, $q_1 = 6,04$ кг/м. $\rho_w = 7850$ кг/м³, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $[\sigma_{\tau}] = 490$ МПа, $[\tau_c] = 244$ МПа. $[\sigma_{-1\sigma}]_n = 372$ МПа; колонковий набір $l = 8,7$ м; породоруйнівний інструмент 04А3-76 - $D_3 = 0,076$ м, $D_n = 0,059$ м, $\mu_k = 0,2$; параметри режиму буріння - $P = 12000$ Н, $n = 450$ хв⁻¹; полімер - бентонітова промивальна рідина ($\rho = 1050$ кг/м³); буровий верстат СКБ-7 - $N_n = 52$ кВт, $\eta = 0,95$, $\lambda = 2,0$; коефіцієнти - $\lambda = 1,1$, $\beta_c = 0,5$, $\beta_n = 0,6$; $\alpha_w = 0,7$, $\mu = 0,12$.

1. Розрахунок на статичну міцність.

Маса одного метра бурильної колони (формула 3.23)

$$q = 6,04 \cdot 1,1 = 6,64 \text{ кг/м.}$$

Відстань від вибою свердловини до нульового перерізу (формула 3.22)

$$Z = \frac{1200}{6,64 \cdot 9,81(1 - 1050/7850)\cos 10^0} = 215,8.$$

Нормальне напруження (формула 3.20)

$$\sigma = \frac{(1500 - 215,8)6,64 \cdot 9,81(1 - 1050/7850)(\cos 10^0 + 0,12 \cdot \sin 10^0)}{\frac{3,14}{4}(0,05^2 - 0,039^2)} \cdot 10^{-6} = 94,9 \text{ МПа.}$$

Дотичне напруження при крутінні (формула 3.33)

$$\tau = \frac{0,48 \cdot 0,05 \cdot 52 \cdot 0,95 \cdot 2,0}{3,14^2 \cdot 450(0,05^4 - 0,039^4)} = 135,8 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності на статичну міцність (формула 3.19)

$$K_c = \frac{490}{\sqrt{94,9^2 + 4 \cdot 135,8^2}} = 1,7.$$

2. Розрахунок на витривалість (див. рис. 3.1, *a*, переріз *II-II*, так як довжина колонкового набору – 8,7 м, то приймаємо $Z_l = 10$ м). Припустима границя витривалості матеріалу бурильних труб (формула 3.37)

$$[\sigma_{-in}] = 372 \cdot 0,6 \cdot 0,5 \cdot 0,7 = 78,1 \text{ МПа.}$$

Нормальне напруження (формула 3.38)

$$\sigma = \frac{(10 - 215,8) \cdot 6,64 \cdot 9,81 \cdot (1 - 1050/7850)(\cos 10^0 + 0,12 \sin 10^0)}{\frac{3,14}{4}(0,05^2 - 0,039^2)} \cdot 10^{-6} = -15,2 \text{ МПа.}$$

Довжина півхвилі (формула 3.45)

$$l_n = \frac{66,4}{450} \sqrt{(10 - 215,8)\cos 10^0 + \sqrt{[(10 - 215,8)\cos 10^0]^2 + \frac{2,5 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^5 (0,05^4 - 0,039^4) 450^2}{6,64 \cdot 9,81}}} = 6,8 \text{ м.}$$

Напруження згинання (формула 3.44)

$$\sigma_{\sigma} = \frac{0,25 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05 \cdot 2 \cdot 10^5 (1,1 \cdot 0,076 - 0,05)}{6,8^2} + \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,01}{114,6} = 19,0 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням (формула 3.35)

$$K_{\sigma} = \frac{78,1 \cdot 490}{490 \cdot 19,0 + 78,1 \cdot [15,2]} = 3,6.$$

Потужність на руйнування гірської породи на вибої і подолання тертя стиснутої частини бурильної колони об стінки свердловини, викликаного прикладенням до породоруйнівного інструмента осевого навантаження (формула 3.49)

$$N_p = 12000 \cdot 450 \cdot 10^{-5} [1,2(1,1 \cdot 0,076 - 0,05) + 2,5 \cdot 0,2 \cdot (0,076 - 0,059)] = 2,6 \text{ кВт.}$$

Дотичне напруження при крутінні (формула 3.48)

$$\tau = \frac{0,48 \cdot 0,05 \cdot 2,6}{3,14^2 \cdot 450 (0,05^4 - 0,039^4)} = 3,6 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичним напруженням (формула 3.36)

$$K_{\tau} = 244/3,6 = 67,4.$$

Сумарний коефіцієнт запасу міцності (формула 3.34)

$$K_{\Sigma} = \frac{3,6 \cdot 67,4}{\sqrt{3,6^2 + 67,4^2}} = 3,6.$$

Отже, при бурінні свердловини в даних умовах бурильна колона буде працювати без відмов, так як $K_c = 1,7$ і $K_{\Sigma} = 3,6$.

Задача 2. Перевірити міцність комбінованої бурильної колони при бурінні вертикальної свердловини.

Вихідні дані: $L = 920$ м, $\theta_c = 0$, $I_n = 0$, $K = 1,1$; бурильна колона складається із СБТМ-50 і ОБТ-Р-73, виконаних із сталі 36Г2С; бурильні труби СБТМ-50 – $d_s = 0,05$ м, $d_e = 0,039$ м, $q_l = 6,04$ кг/м, $P_M = 7850$ кг/м³, $E = 2,10^5$ МПа, $[\sigma_{\tau}] = 490$ МПа, $[\tau_{\tau}] = 244$ МПа, $[\sigma_{-1e}]_k = 372$ МПа; бурильні труби ОБТ-Р-73 $d_{mk} = 0,073$ м, $d_{ок} = 0,035$ м, $q_k = 25,3$ кг/м, $\rho_{mk} = 7850$ кг/м³, $E_{\theta} = 2 \cdot 10^5$ МПа, $[\sigma_{\tau}]_k = 490$ МПа, $[\tau_{\tau}]_k = 244$ МПа, $[\sigma_{-1e}]_{mk} = 372$ МПа; колонковий набір $l = 9,3$ м; породоруйнівний інструмент САІ-76 – $D_s = 0,076$ м, $D_n = 0,059$ м, $\mu_P = 0,4$; параметри режиму

Буріння -- $P = 13000$ Н, $n = 340$ хв⁻¹, глинистий розчин ($\rho = 1200$ кг/м³); буровий верстат СКБ-5 -- $N_k = 30$ кВт, $\eta = 0,95$, $\lambda = 2,0$; коефіцієнти -- $\alpha = 1,1$; $\beta_c = 0,5$; $\beta_r = 0,6$; $\alpha_n = 0,7$; $\mu = \mu_k = 0,3$; $a = 1,25$.

1. Розрахунок на статичну міцність (див. рис. 1.6, перетин I-I, $Z_1 = L$).

Маса одного метра верхньої частини бурильної колони (формула 3.23)

$$q = 6,04 \cdot 1,1 = 6,64 \text{ кг/м.}$$

Відстань від вибою свердловини до нульового перетину (формула 3.25)

$$Z = \frac{13000}{25,3 \cdot 9,8(1 - 1200/7850)\cos 0^\circ} = 61,8 \text{ м.}$$

Довжина нижньої частини комбінованої колони (формула 3.26)

$$l_0 = 1,25 \cdot 61,8 = 77,3 \text{ м.}$$

Нормальне напруження (формула 3.24)

$$\sigma = \frac{(920 - 77,3)6,64 \cdot 9,81(1 - 1200/7850) + (77,3 - 61,8)25,3 \cdot 9,81(1 - 1200/7850)}{\frac{3,14}{4}(0,05^2 - 0,039^2)} \times (\cos 0^\circ + 0,3 \sin 0^\circ) \cdot 10^{-6} = 64,8 \text{ МПа.}$$

Дотичне напруження при крутінні (формула 3.33)

$$\tau = \frac{0,48 \cdot 0,05 \cdot 30 \cdot 0,95 \cdot 2,0}{3,14^2 \cdot 340 \cdot (0,05^4 - 0,039^4)} = 103,7 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу на статичну міцність (формула 3.19)

$$K_c = \frac{490}{\sqrt{64,8^2 + 4 \cdot 103,7^2}} = 2,3.$$

2. Розрахунок на витривалість (див. рис. 1, б, переріз II-II, приймаємо $Z_1 = 10$ м).

Припустима границя витривалості матеріалу бурильних труб (формула 3.37)

$$[\sigma_{-1a}] = 372 \cdot 0,6 \cdot 0,5 \cdot 0,7 = 78,1 \text{ МПа.}$$

Нормальне напруження (формула 3.54)

$$\sigma_k = \frac{(10 - 61,8)25,3 \cdot 9,81(1 - 1200/7850)(\cos 0^0 + 0,3 \sin 0^0)}{\frac{3,14}{4}(0,073^2 - 0,035^2)} \cdot 10^{-6} = -3,4 \text{ МПа.}$$

Довжина півхвилі (формула 3.56)

$$l_{\text{пк}} = \frac{66,4}{340} \sqrt{(10 - 61,8)\cos 0^0 + \sqrt{[(10 - 61,8)\cos 0^0]^2 + \frac{2,5 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^5 (0,073^4 - 0,035^4) 340^2}{25,3 \cdot 9,81}}} = 9,3 \text{ м.}$$

Напруження згинання (формула 3.55)

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{0,25 \cdot 3,14^2 \cdot 0,073 \cdot 2 \cdot 10^5 (1,1 \cdot 0,076 - 0,073)}{9,3^2} + \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,073 \cdot 0}{144,6} = 3,6 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням (формула 3.51)

$$K_{\sigma k} = \frac{78,1 \cdot 490}{490 \cdot 3,6 + 78,1 \cdot |-3,4|} = 18,9.$$

Потужність (формула 3.58)

$$N_{\text{рк}} = 1300 \cdot 3400 \cdot 10^{-5} [1,2(1,1 \cdot 0,076 - 0,073) + 2,5 \cdot 0,4(0,076 - 0,059)] = 1,3 \text{ кВт.}$$

Дотичне напруження при крутінні (формула 3.57)

$$\tau_k = \frac{0,48 \cdot 0,073 \cdot 1,3}{3,14^2 \cdot 340(0,073^4 - 0,035^4)} = 0,5 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичним напруженням (формула 3.52)

$$K_{\tau k} = \frac{244}{0,5} = 478.$$

Сумарний коефіцієнт запасу міцності (формула 3.34)

$$K_{\Sigma} = \frac{18,9 \cdot 478}{\sqrt{18,9^2 + 478^2}} = 18,9$$

Отже, при бурінні свердловини в даних умовах бурильна колона буде працювати без відмов, оскільки $K_c = 2,3$, $K_{\Sigma} = 18,9$, що істотно більше припустимих значень коефіцієнтів запасу міцності.

Задача 3. Визначити крайню глибину буріння за потужністю двигуна верстата.

Поставлення задачі. Для заданих конструкції свердловини, типорозміру бурильної колони, способу і параметрів режиму буріння (осьового навантаження на породоруйнівний інструмент), а також технічної характеристики бурового верстата знайти крайню глибину буріння при різних частотах обертання шпинделя.

Конструкція свердловини задана діаметром і глибиною. Конструкція бурильної колони характеризується такими параметрами: зовнішнім діаметром труб, масою 1 м бурильної колони, кг.

Технічна характеристика бурового верстата задана такими параметрами: кількістю частот обертання шпинделя; потужністю двигуна; коефіцієнтом, що враховує втрати потужності в трансмісії верстата, $\text{кВт}\cdot\text{хв}^{-1}$.

Процес буріння свердловини характеризується такими параметрами: типом породоруйнівного інструменту; зовнішнім і внутрішнім діаметрами коронки (при коронковому бурінні); діаметром долота (при безкернового бурінні); діаметром ствола свердловини з урахуванням його розробки; навантаженням на породоруйнівний інструмент; коефіцієнтом, що враховує мащення бурильної колони; коефіцієнтом тертя різців об породу (при бурінні твердосплавними коронками).

Позначення параметрів наведено в табл. 3.4.

Математичний алгоритм.

1. Середній діаметр коронки (при коронковому бурінні)

$$d_{cp} = (d_1 + d_2) / 2.$$

2. Радіальний зазор між бурильними трубами і стінками свердловини

$$\delta = (D - d_3) / 2.$$

3. Границя розділу зон частот обертання колони бурильних труб

$$n_0 = 320d^2 / \delta.$$

4. Скорочувальний коефіцієнт:

для алмазного буріння

$$W = P(2 \cdot 10^{-40} d_{cp}^2 + 2,45 \cdot 10^{-4} \delta) + B_B;$$

для твердосплавного буріння

$$W = 5,3 \cdot 10^{-4} P d_{cp} (0,137 + \mu + 2,45 \cdot 10^{-4} \delta P) + B_B;$$

для безкернового буріння

$$W = P(4 \cdot 10^{-4} d_d + 2,45 \cdot 10^{-4} \delta) + B_B.$$

5. Параметр циклу $i = i + 1$.

6. Витрати потужності на обертання 1 м колони бурильних труб:

при $n_i \geq n_0$

$$W_i = K(2 \cdot 10^{-6} q \delta n_i^2 + 8 \cdot 10^{-4} q d_3^2 n_i);$$

при $n_i \leq n_0$

$$W_i = 1,44 \cdot 10^{-3} K q d_3^2 n_i.$$

Таблиця 3.4. Параметри для розрахунку бурильної колони

Параметр	Позначення		Одиниця
	в алгоритмі	у програмі	
Зовнішній діаметр бурильних труб	d_3	D1	м
Маса 1 м колони бурильних труб	q	G	кг
Кількість частот обертання шпинделя	N	$N1$	—
Частота обертання шпинделя	n_i	$N(1)$	хв ⁻¹
Потужність двигуна верстата	N_d	$N(2)$	кВт
Коефіцієнт, що характеризує витрати потужності в трансмісії верстата	B_B	B	кВт·хв ⁻¹
Тип породоруйнівного інструменту	j	J	—
Діаметр коронки:			
зовнішній	d_3	D2	м
внутрішній	d_B	D3	м
Діаметр:			
долота	d_d	D4	м
ствола свердловини з урахуванням розробки	D	D	м
Навантаження на породоруйнівний інструмент	P	P	Н
Коефіцієнт, що враховує мащення бурильної колони	K	K	—
Коефіцієнт тертя різців об породу	μ	M	—

7. Гранична глибина буріння $L = (N_d - n_i W) / W_1$.

8. Параметр циклу $i = i + 1$.

9. Якщо $i \leq N$, йти до п. 6.

10. Виведення результатів розрахунку на друкуючий пристрій.

11. ЕОМ запитує про необхідність виконання розрахунків для чергового інтервалу буріння свердловини. При позитивній відповіді ($Y = 1$) проходить повернення до введення параметрів, що характеризують конструкцію свердловини на черговому інтервалі буріння, і умов, що характеризують процес буріння. При негативній відповіді ($Y=0$) розрахунки припиняються.

Тест. Свердловина діаметром 0,078 м і завглибшки 1000 м буриться з використанням бурильної колони муфтово-замкового з'єднання діаметром 0,05 м. Маса 1 м бурильної колони 6,8 кг.

Буровий верстат ЗИФ-1200МР має 8 частот обертання шпинделя: 75, 136, 231, 288, 336, 414, 516, 600 $xв^{-1}$. Потужність двигуна 55 кВт. Коефіцієнт, що враховує втрати потужності в трансмісії верстата, становить $8,2 \cdot 10^{-3} кВт \cdot xv^{-1}$.

Буріння здійснюється алмазною коронкою із зовнішнім (0,076 м) і внутрішнім (0,059 м) діаметрами. Осьове навантаження на коронку 1100 даН. Коефіцієнт, що враховує мащення бурильної колони, становить 1,1.

У результаті обчислень на друкуючий пристрій буде виведена така інформація: верстат ЗИФ-1200МР; потужність двигуна 55 кВт; діаметр бурильної колони 0,05м; маса 1 м труб 6,8 кг; коефіцієнт втрат потужності у верстаті 8,2Е-3; тип породоруйнівного інструменту – алмазна коронка; зовнішній і внутрішній діаметри коронки відповідно 0,076 і 0,059 м; діаметр ствола свердловини 0,78 м; осьове навантаження 1100 даН; коефіцієнт, що враховує мащення колони, становить 1,1.

На друкуючий пристрій будуть виведені такі дані:

Частота обертань, $xв^{-1}$	Крайня глибина, м
75	23037,4
138	8691,43
231	3335,49
288	2180,55
336	1603,94
414	1042,88
516	648,342
600	461,114

Задача 4. Визначити роботу бурильної колони.

І. Вибір бурильної колони за критеріями мінімуму витрат потужності на обертання.

Призначення. Вибір бурильної колони за критерієм мінімуму витрат потужності на обертання потрібен для визначення доцільності вживання того чи іншого типорозміру бурильної колони для буріння свердловин у заданих геолого-технічних умовах.

Поставлення задачі. Для заданих конструкції свердловин, типорозмірів бурильних колон і умов буріння визначити витрати потужності різних бурильних колон, а також вибрати з них ту, яка забезпечує мінімальні витрати потужності.

Конструкція свердловини характеризується такими параметрами: кількістю інтервалів, які різняться діаметром ствола; відповідно діаметром і довжиною j -го інтервалу свердловини, параметром циклу із значеннями 1, 2, ..., j .

Технічні характеристики бурильних колон задані такими параметрами: кількістю типорозмірів бурильних колон, з яких проводиться вибір відповідно

зовнішнього діаметра бурової труби і маси 1 м i -ї бурильної колони, параметрів циклу із значеннями 1, 2, ..., N .

Таблиця 3.5. Вихідні параметри для розрахунку бурильної колони

Параметр	Позначення		Одиниця
	в алгоритмі	у програмі	
Кількість інтервалів свердловини	j	J	—
Кількість бурильних колон	H	H	—
Частота обертання колони бурильних труб	n	N	хв^{-1}
Коефіцієнт, що враховує мащення колони	K	K	—
Довжина інтервалу свердловини	L_i	$L(I)$	м
Діаметр ствола в заданому інтервалі	D_i	$D(I)$	м
Зовнішній діаметр бурильних труб	$d_{i\tau}$	$Dl(I)$	м
Маса 1 м колони бурильних труб	q_i	$Q(I)$	кг

Процес буріння характеризується такими параметрами: частотою обертання бурильної колони; коефіцієнтом, що враховує мащення бурильної колони.

Позначення вихідних параметрів наведено в табл. 3.5.

Математичний алгоритм.

1. Параметри циклів $m = 1$; $i = 1$.

2. Радіальний зазор між бурильними трубами і стінками свердловини

$$\delta = (D_i - d_{sm})/2.$$

3. Границя розділу зон частот обертання колони бурильних труб

$$n_0 = 320d_{i\tau}^2 / \delta.$$

4. Витрати потужності на обертання бурильної колони на i -му інтервалі свердловини:

при $n_i \leq n_0$,

$$P_i = 1,44 \cdot 10^{-3} K q_i d_{i\tau} n L_i;$$

при $n_i \geq n_0$

$$P_i = K L_i (2 \cdot 10^{-6} q_{\tau} \delta n^2 + 8 \cdot 10^{-4} q_i d_{i\tau}^2 n)$$

5. Параметр циклу $i = i + 1$

6. Якщо $i < j$, йти до п. 2.

7. Потужність на обертання m -ї бурильної колони (суматор циклу) $Z_m = 0$.

8. Параметр циклу $i = 1$.

9. Потужність на обертання m -ї бурильної колони $Z_m = Z_m + P_i$.

10. Параметр циклу $i = i + 1$.

11. Якщо $i \leq j$, йти до п. 9.

12. Параметр циклу $m = m + 1$.

13. Якщо $m \leq H$, йти до п. 2.
14. Вибір бурильної колони, що забезпечує мінімальні витрати потужності на обертання.
 - 14.1. Потужність на обертання однієї бурильної колони $W = Z_1$.
 - 14.2. Номер бурової колони $X = 1$.
 - 14.3. Параметр циклу $m = 2$.
 - 14.4. Якщо $W < Z_m$, йти до п. 14.6.
 - 14.5. Мінімальна потужність на обертання бурильної колони $W = Z_m$ і її номер $X = m$.
 - 14.6. Параметр циклу $m = m + 1$.
 - 14.7. Якщо $m < H$, йти до п. 14.4.
15. Виведення вихідних даних і результатів розрахунку на друкуючий пристрій.
16. Закінчення обчислень.

Таблиця 3.6. Характеристика типорозмірів бурильної колони

Тип колони	Зовнішній діаметр, м	Маса 1 м, кг
50МЗ	0,06	6,9
42МЗ	0,042	5,6
СБТН-54	0,054	5,4
ЛБТН-54	0,054	4,6

Тест. Свердловина глибиною 1200 м має три інтервали з різним діаметром ствола 0,85; 0,08 і 0,078 м, довжиною інтервалів відповідно 50; 150 і 1000 м. Частота обертань бурильної колони 500 хв⁻¹; коефіцієнт, що враховує мащення бурильної колони, становить 1,1

Вибір бурильної колони виводиться з чотирьох типорозмірів колон, їхня характеристика наведена в табл. 4.20.

У результаті обчислень на друкуючий пристрій будуть виведені вихідні дані і така характеристика конструкції свердловини:

L	D
50	0,085
150	0,08
1000	0,078

На друкуючий пристрій буде виведена характеристика бурильних колон (табл. 3.6) і такі дані: частота обертання КБТ 500 хв⁻¹; коефіцієнт мащення 1,1; результати розрахунку: потужність на обертання КБТ 50-МЗ – 74,0973 кВт; потужність на обертання КБТ 42-МЗ – 72,7448 кВт; потужність на обертання КБТ СБТН-54 – 52,0473 кВт; потужність на обертання КБТ ЛБТН-54 – 44,3366 кВт;

для даних умов мінімум потужності становить 44,3366 кВт і споживається при обертанні КБТ ЛБТН-54 з масою 1 м – 4,6 кг. Див. програму «КБТ».

Розрахунок резонансних частот для колони бурильних труб.

Поставлення задачі. Визначити власні частоти коливань (повздовжніх і крутильних) даної бурильної колони і вибрати раціональну колону.

Бурильна колона характеризується такими параметрами: відповідно зовнішнім і внутрішнім діаметрами бурильних труб, довжиною колони бурильних труб; густиною матеріалу бурильних труб; коефіцієнтом Пуассона для матеріалу труб; модулем пружності матеріалу бурильних труб.

Режим буріння свердловини задано осьовим навантаженням на породоруйнівний інструмент.

Позначення вихідних параметрів наведено в табл. 3.7.

1. Площа поперечного перерізу бурильної колони $F = 0,785(D - d^2)$.
2. Параметри циклів $N = 1$; $J_1 = 0$.
3. Власна частота повздовжніх коливань $\omega = 10$.
4. Модуль пружності матеріалу колони $G = E/2(1 + \mu)$.
5. Швидкість розповсюдження повздовжніх хвиль у колоні $a = (E/\rho)^{1/2}$.
6. Швидкість розповсюдження поперечних хвиль у колоні $a_1 = (G/\rho)^{1/2}$.
7. Поточна координата повздовжніх хвиль $X = a \cdot \cos(\omega L/a) / \sin(\omega L/a)$.

Таблиця 3.7. Вихідні параметри для розрахунку резонансних частот колони бурильних труб

Параметр	Позначення		Одиниця
	в алгоритмі	у програмі	
Кількість елементів масиву значень осьового навантаження	J	J	-
Осьове навантаження на породоруйнівний інструмент	$C(N)$	$C(N)$	H
Модуль пружності матеріалу бурильних труб	E	E	$Па$
Густина матеріалу труб	ρ	ρ	$кг/м^3$
Прискорення вільного падіння	g	G	$м/с^2$
Коефіцієнт Пуассона матеріалу труб	μ	M	-
Довжина колони бурильних труб	l	L	$м$
Діаметр бурильних труб:			
зовнішній	D	D	$м$
внутрішній	d	d	$м$

8. Амплітуда повздовжніх коливань

$$X_1 = \alpha C(N) \omega / (gEF).$$

9. Поточна координата поперечних хвиль

$$X = \cos(\omega L / a_1) / \sin(\omega L / a_1).$$

10. Амплітуда поперечних коливань

$$Y_1 = 2,5a_1 C(N)(1 + \mu)\omega / [gE(D^2 - d^2)].$$

11. Зміщення поперечного перерізу від повздовжньої осі колони

$$Z(J_1) = |X - X_1|.$$

12. Зміщення перерізу під час обертових (поперечних) коливань колони

$$Z_1(J_2) = |Y - Y_1|.$$

13. Виведення на друкуючий пристрій значень $\omega, G, X, X_1, Y, Y_1, Z(J_1), Z_1(J_2)$.

14. Зміни власної частоти повздовжніх коливань колони $\omega = \omega + 1$.

15. Параметр циклу $J = J_1 + 1$.

16. Якщо $J_1 < 0$, то йти до п. 7.

17. Зміни позначень зміщення поперечного перерізу від повздовжніх хвиль

і зміщення перерізу під час обертових коливань колони:

$$Z_2 = Z(I); \quad Z_3 = Z_1(I).$$

18. Допоміжні величини для позначення частоти повздовжніх і поперечних коливань: $K_1 = 1; K_2 = 1$.

19. Параметр циклу $K = 2$.

20. Якщо $Z_2 < Z(K)$, йти до п. 24.

21. Зміни позначень величин Z_2 і K_1 : $Z_2 = Z(K); K_1 = K$.

22. Параметр циклу $K = K + 1$.

23. Якщо $K \leq 50$, йти до п. 20.

24. Зміни величини $K_1 = K_1 + 10$.

25. Якщо $Z_2 > 0,1$, йти до п. 34.

26. Параметр циклу $H = 2$.

27. Якщо $Z_3 < Z_1(H)$, йти до п. 31.

28. Зміни позначень величин Z_3 і K_2 : $Z_3 = Z_1(H); K_2 = H$.

29. Параметр циклу $H = H + 1$.

30. Якщо $H \leq 50$, йти до п. 27.

31. Зміни величини $K_2 = K_2 + 10$.

32. Якщо $Z_2 > 0,1$, йти до п. 35.

33. Виведення на друкуючий пристрій діаметра і довжини бурильної колони, осевого навантаження, границь резонансних частот. Перехід до п. 36.

34. Виведення на друкуючий пристрій повідомлення «Резонансної частоти по X, X_1 немає». Перехід до п. 26.

35. Виведення на друкуючий пристрій повідомлення «Резонансної частоти по Y, Y_1 немає». Перехід до п. 32.

36. Параметр циклу $N = N + 1$.

37. Якщо $N \leq J$, йти до п. 3.

38. ЕОМ запитує про необхідність зміни довжини колони бурильних труб або їхнього діаметра і продовження розрахунків для нових умов. При позитивній відповіді ($S=I$) слід увести нові параметри (I або D), далі розрахунки продовжуються, починаючи з п. 1. У разі негативної відповіді ($S = 0$) розрахунки закінчуються.

39. Закінчення розрахунків.

Тест. Визначити власні частоти коливань (повздожних і крутильних) колони бурильних труб із зовнішнім 0,05 м і внутрішнім 0,038 м діаметрами. Модуль пружності $2 \cdot 10^{11}$ Па; коефіцієнт Пуассона становить 0,25 для сталевих бурильних труб із лінійною щільністю 7800 кг/м; довжина бурильної колони 150 м; осьове навантаження на породоруйнівний інструмент $1 \cdot 10^4$ Н.

У результаті розрахунку на друкуючий пристрій буде виведена така інформація: для бурильної колони з $D=0,05$ м і $L=150$ м границі резонансних частот:

$W = 29$ при $Z_2 = 4,033 \text{ E}-2$; $W_1 = 26$ при $Z_3 = 1,600 \text{ E}-2$.

Значення обчислено для $C = 10000$ Н.

Всі наведені вище розрахункові алгоритми досить просто реалізуються за допомогою різних версій інтегрованих систем комп'ютерної математики MachCAD або MATLAB.

Контрольні запитання та завдання

1. Які види силового приводу використовують в бурових установках?
2. Як визначають потужність на буріння свердловин?
3. Визначте потужність, яка витрачається на підйом бурового інструмента.
4. Як визначаються витрати потужності у буровому станку?
5. Як визначається максимальна кількість свічок, які піднімають із свердловини на даній швидкості?
6. Як визначити середній радіус R_{cp} породоруйнівного інструмента?
7. Чим зумовлюються і як знаходяться додаткові витрати потужності?
8. Як визначаються витрати потужності у верстаті для нового обладнання?
9. Схарактеризуйте призначення і класифікацію бурильних труб.
10. Які основні вимоги ставляться до бурильної колони?
11. Визначіть напруження, що діють на колону бурильних труб, і наведіть їхній розрахунок.
12. Як обчислити витрати потужності на обертання бурильної колони?

Частина II. ПРОЕКТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Розділ 4. ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ВИМОГИ ДО БУРОВОГО УСТАТКУВАННЯ

4.1. Загальні відомості

Створення нових бурових машин – складна задача насамперед унаслідок специфічних умов роботи цих машин, до яких належать: способи буріння (обертальний, ударний, комбінований та ін.); потреба руйнування гірських порід, досить різноманітних за своїми фізико-механічними властивостями; висока абразивність деяких порід, що підлягають руйнуванню; потреба буріння не тільки вертикальних, а й горизонтальних та нахилених свердловин; робота в запиленому, вологому і загазованому середовищі.

Тому процес проектування сучасних бурових машин та устаткування – комплексна задача, розв'язуючи яку конструктор повинен урахувати економічні, соціальні, технічні, експлуатаційні, технологічні і спеціальні вимоги, що ставляться до створюваної техніки.

Економічні вимоги стосуються не тільки процесу експлуатації бурових машин і систем устаткування, а й процесу її виробництва. обов'язковою умовою виконання економічних вимог є забезпечення мінімальних витрат, пов'язаних із процесом створення нової бурової техніки і виготовленням її в заводських умовах.

Таким чином, *продуктивність машини*, забезпечена з її допомогою *продуктивність праці обслуговуючого персоналу* і *собівартість одержуваної продукції* – найважливіші економічні показники створюваної нової техніки.

Одна з найважливіших економічних вимог при виготовленні машин – зменшення (у певних межах) можливої маси машини, яке пов'язане з загальнодержавними задачами економії металу і зниженням вартості виготовлення машин.

Соціальні вимоги – це забезпечення максимальної безпеки, легкості керування і створення нормальних умов праці для обслуговуючого персоналу.

Безпека обслуговування досягається встановленням захисних огорожень обертових деталей, виключенням можливості уражень робітників електричним струмом, улаштуванням різноманітних засобів сигналізації під час виконання робіт, пов'язаних із загрозою травматизму, встановленням знаків, що запобігають небезпечним і шкідливим факторам, введенням дистанційного або автоматичного керування.

Важливою вимогою є створення нормальних санітарно-побутових умов для обслуговуючого персоналу і захист робочих місць укриттям. Це не тільки найпростіші захисні парасольки і намети під час сезонної організації робіт, а й комфортабельні кузови-салони самохідних і бурових будівель для стаціонарних і пересувних бурових установок.

Соціальні вимоги при проектуванні бурових машин, механізмів варто розглядати як обов'язкові, тому що умови праці робітників вважаються одними з найбільш важких і небезпечних, особливо під час буріння свердловин у підземних умовах.

Технічні вимоги при створенні нових машин і механізмів повинні ґрунтуватися на основі останніх досягнень і тенденцій розвитку вітчизняного і зарубіжного машинобудування. Основні параметри нових машин повинні бути не нижче стандартів світового рівня.

Бурові машини повинні мати високі міцність, надійність, енергооснащеність, ККД і мінімальні енерговитрати. При створенні машин повинні бути передумови збільшення ступеня їх використання в часі за рахунок підвищення надійності, передбачені резерви їх дальшого конструктивного удосконалення.

Експлуатаційним вимогам слід приділяти першочергову увагу при розробці конструкції машини, на стадії її випробувань, при виконанні викінчувальних робіт. Оскільки працездатність машини в процесі експлуатації буде підтримуватися технічним обслуговуванням і ремонтом, потрібно передбачити можливості доступу до вузлів машини, контролю їхнього технічного стану, швидкої заміни вузлів і деталей, які підлягають найбільш інтенсивному спрацюванню або руйнуванню.

Технологічні вимоги визначають затрати праці і коштів при виготовленні бурових машин і механізмів. До них належать такі: максимальне застосування в конструкції стандартних деталей; раціональний вибір матеріалу і способу виготовлення заготовок з метою економії металу при найбільшому коефіцієнті використання; максимальне зменшення кількості деталей і спрощення кінематичної схеми (простота конструкції машин); правильний вибір посадок і допусків, що забезпечить точну взаємодію деталей під час експлуатації.

Спеціальні вимоги визначаються специфічними умовами роботи бурових машин і механізмів. Машини і механізми бурових установок повинні складатися з транспортабельних вузлів, що легко монтуються і демонтуються із урахуванням зручності доставки їх до місця буріння.

Корпуси машин і всі їхні вузли та деталі повинні мати високу механічну міцність і антикорозійне покриття (лакування, гаряче цинкування, хромування, оксидування).

Під час буріння свердловин у шахтах електроустаткування бурових машин повинне мати вибухобезпечне виконання. У конструкціях машин не можна застосовувати легкозаймисті матеріали.

Під час розробки конструкцій машин спеціалісти керуються багатьма принципами, які є специфічними (індивідуальними) для процесу проєктування конкретної машини, і порівняно невеликою кількістю загальних принципів проєктування, характерних для процесу створення всіх машин.

Принципи конструювання постійно змінюються і залежать від соціальних умов життя, прогресу науки і техніки. Переважаюче значення тих чи інших факторів у різноманітні періоди також може змінюватися.

Створення нових бурових установок на рівні вимог сучасної науки і техніки обов'язково повинно враховувати тенденцію розвитку власне процесу буріння і бурового устаткування. Проте, оскільки *буровий агрегат* – це, насамперед, машина, що виконує, як і всі машини іншого призначення, певну роботу, її створення підлягає загальним законам машинобудування, до неї ставляться такі самі загальні вимоги, як і до машини взагалі.

Сучасне бурове машинобудування характеризується такими найголовнішими напрямками: високою продуктивністю, механізацією та автоматизацією, надійністю, стандартизацією, спеціалізацією й уніфікацією, агрегатністю і збільшенням агрегатної потужності, мінімальною масою машин, технічною естетикою і технічною безпекою, безперервним удосконаленням машин під час експлуатації.

4.2. Продуктивність праці

Продуктивність праці – це один з головних і вирішальних критеріїв розвитку всього народного господарства. Створювані конструкторами машини повинні забезпечувати більшу продуктивність порівняно з існуючими.

Основними напрямками підвищення продуктивності машин, що впливають на продуктивність праці, є збільшення швидкості виконання робочих процесів і безперервність технологічних процесів.

Збільшення швидкості виконання технологічних процесів. Швидкості буріння розвідувальних свердловин значно зросли. Це стало можливо за рахунок застосування раціональних породоруйнівних інструментів, а також завдяки використанню оптимальних режимів буріння (частоти обертання бурового снаряда, осьового навантаження на породоруйнівний інструмент, якості і кількості промивальної рідини).

Так, якщо вал першого турбобура конструкції російського винахідника М.А. Капелюшнікова обертався з частотою $60...80 \text{ хв}^{-1}$, то нині під час турбінного буріння ця частота досягає $600...700 \text{ хв}^{-1}$, а з використанням малогабаритних турбобурів – $1000...1100 \text{ хв}^{-1}$.

Перші бурові верстати для колонкового буріння оберталися з частотою $60...2000 \text{ хв}^{-1}$, сучасні бурові верстати дають можливість обертатись породоруйнівному інструменту з частотою $500...800 \text{ хв}^{-1}$, а при бурінні алмазними коронками – $2000...3000 \text{ хв}^{-1}$.

Таблиця 4.1. Раціональні частоти обертання для різних діаметрів породоруйнівних інструментів, хв^{-1}

Вид буріння	Колова швидкість, м/с	Діаметр породоруйнівного інструменту, мм			
		46	59	76	93
Алмазне	2,5	1100	850	650	520
	3,5	1500	1200	900	–
	5,0	2200	1700	1300	–
Твердосплавне	10,0	4400	3400	2600	–
	1,6	700	550	400	350
Шарошкове	0,5	210	170	120	100
	1,0	430	350	250	210

Значне зростання частоти обертання бурового снаряда досягнуто і при роторному бурінні – 200...400 хв⁻¹ проти 50...80 хв⁻¹ у довоєнний час.

В.Г. Кардиш [29, 30, 31] виконав розрахунки частот обертання, які потрібні для найбільш поширеного породоруйнівного інструмента і діаметрів геолого-розвідувальних свердловин (табл. 4.1).

Застосування різних частот обертання породоруйнівного інструмента залежить від геолого-технічних умов буріння і глибини свердловин. Теоретичний аналіз, проведений В.Г. Кардишем і Б.В. Мурзаковим, показав, що в типових геолого-технічних умовах найбільш поширені частоти обертання бурових верстатів, наведених у табл. 4.2.

Залежність можливих частот обертання (за умови різної потужності) від глибини свердловини L [29, 30, 31] – це спадна показникова функція

$$n = A_n L \chi_i \quad (4.1)$$

Таблиця 4.2. Найбільш поширені частоти обертання бурових верстатів, хв⁻¹

Глибина свердловини, м	Верстати	
	вітчизняні	зарубіжні
100	300, 400, 600, 1000	200...250, 350...400, 650...700, 950...1000
300	250, 400, 650, 800, 1000, 1200	150...250, 300...350, 400...650, 950...1000, 1200...1150
600	250, 400, 650, 800, 1000	250...300, 350...500, 650...700, 1100...1200, 1600...1650
1200	350, 650, 800, 1000	250...300, 400...600, 850...900, 1200...1250

Значення емпіричних коефіцієнтів A_n і χ_i наведені в табл. 4.3. Коефіцієнт A_n зростає зі збільшенням потужності приводу і зменшенням діаметра бурильних труб. Більшим значенням A_n відповідає і більша інтенсивність зниження частоти обертання з глибиною.

При безступінчастому регулюванні обертів інструменту визначають середню частоту обертання, інтегруючи за глибиною свердловини в межах від 0 до L :

$$n_{cp} = \frac{\int_0^L A_n dL}{L} = \frac{A_n \int_0^L L^{\chi_i} dL}{L} = \frac{A_n L}{L} \int_0^L \frac{L^{\chi_i}}{-\chi_i + 1} = \frac{A_n L^{\chi_i+1}}{L(1-\chi_i)} = \frac{A_n L^{\chi_i}}{1-\chi_i} \quad (4.2)$$

Зросло і навантаження на породоруйнівний інструмент: у колонковому бурінні при застосуванні твердосплавного породоруйнівного інструмента діаметром 76...92 мм воно досягає 1,5...2,5 т, у роторному і турбінному бурінні при діаметрах доліт 190...295 мм навантаження становить 30...50 т.

Таблиця 4.3. Емпіричні коефіцієнти A_n і χ_i залежно від діаметра труб D і привідної потужності N

N , кВт	D , мм	A_n	χ_i
11	42	3320	0,23
	54*	1800	0,18
	55	1480	0,16
15	42	5600	0,26
	54*	3240	0,24
	55	2950	0,23
	70	2300	0,20
18,5	42	5600	0,26
	54*	4170	0,25
	55	3390	0,24
30	42	9000	0,32
	54*	5600	0,25
	55	4800	0,22
	70	4600	0,20
40	42	20900	0,38
	54*	10300	0,29
	55	11400	0,31
	70	6300	0,33

* Легкосплавні бурильні труби

Відомо, що для підвищення продуктивності буріння важливе значення має очищення вибою свердловини від вибуреної породи.

У зв'язку з цим зросла і швидкість руху вихідного потоку промивальної рідини: при колонковому бурінні сьогодні вона досягає 0,5...0,8 м/с замість 0,2...0,3 м/с у довоєнний час, а при глибинному розвідувальному бурінні вона відповідно становить 1,2...1,6 м/с замість 0,6...0,8 м/с.

Одна з умов збільшення швидкості виконання технологічних процесів (буріння свердловини) – це скорочення часу на операції, пов'язані з монтажньо-демонтажними роботами, спусканням і підніманням інструменту, геофізичними дослідженнями в свердловинах та ін. Так, застосування самохідних бурових установок дало змогу скоротити тривалість монтажньо-демонтажних робіт на кілька годин; монтажні роботи в глибокому бурінні скоротилися з 2...3 місяців до 2...3 діб.

Безперервність технологічних процесів. Конструкторські особливості машин, наявність допоміжних операцій і ряд інших факторів надають технологічним процесам переривчастого характеру перебігу. Це стосується також процесу буріння свердловин.

На ранній стадії розвитку машинобудування конструкції машин копіювали поворотно-поступальні рухи людини, виконуючи аналогічний процес. Подібні рухи пов'язані з втратами часу на холості ходи, із значними динамічними навантаженнями, які зменшують швидкість переміщення виконавчих органів.

Зазначених недоліків у більшості випадків позбавлений рівномірний обертальний рух. Підтвердженням цього є те, що в свій час парові і газові турбіни з великими потужностями витиснули поршневі двигуни, їх замінили відцентрові насоси. Обертальне буріння свердловин порівняно швидко витиснуло ударно-канатне, залишивши йому обмежену зону раціонального застосування.

Конструкція машини повинна задовольняти принципам наукової організації роботи, фізіологічним і психологічним особливостям обслуговуючого персоналу. Наприклад, умови праці помічника бурового майстра при спуско-піднімальних операціях, який працює під кутом 90° , спричиняють швидку втомлюваність і звичайно не сприяють підвищенню продуктивності праці.

Значний вплив на безперервність перебігу робочих процесів мають допоміжні операції, які за витратами часу можуть перевищувати основні технологічні процеси. Порівнюючи баланс робочого часу при бурінні різноманітними способами (алмазним, твердосплавним, дробовим), можна прийти до висновку, що невиробничі витрати (спуско-піднімальні операції, дослідні відкачки та ін.) є досить значними, особливо при бурінні гідрогеологічних свердловин. Тому на стадії проектування бурової установки потрібно приділяти особливу увагу можливості скорочення невиробничих витрат.

На сьогодні вже багато зроблено для скорочення переривчастості технологічного процесу буріння в таких основних напрямках:

1) застосування незатуплюючогося породоруйнівного інструмента (самозагострювальні твердосплавні коронки, нові фізичні методи буріння – вибухове, електроімпульсне, вібраційне та ін.);

2) безперервне транспортування керна із вибою свердловини на поверхню (установка КГК-100 та ін.);

3) застосування автоматичних пристроїв перекріплення бурильних труб без зупинки обертання (верстати серії БСК, приставки АП до верстатів серії ЗИФ);

4) заміна спрацьованого долота без піднімання бурильних труб (застосування вставних висувних доліт);

5) суміщення в часі операції під час спускання і піднімання свічок бурильних труб і ненавантаженого елеватора з установленням свічки на свічник і її вивезення (комплекс АСП-III для бурової установки БА-25Л-Б, комплекс АСП-У для установки БУ-300, автоматизована бурова установка БА-125Л-Е).

4.3. Механізація й автоматизація

Механізація й автоматизація – один з важливих резервів підвищення продуктивності праці.

В останні роки все частіше доводиться зустрічатися з різною інтерпретацією терміна «автоматизація». Вважається, що автоматизація виникла з першим верстатом і навіть з першим колесом. Інша діаметрально протилежна точка зору

– автоматизація з'явилася спонтанно, без невпинного зв'язку з попереднім розвитком техніки. У дійсності автоматизація є продовженням усього технічного розвитку, його якісно новим етапом, справжнім стрибком у розвитку продуктивних сил.

Збільшення потужностей і швидкостей машин призвело до зниження можливостей людини як керуючої і контролюючої ланки. Причиною цього стала дуже значна перешкода – психологічні та фізіологічні особливості людини, що керує цим процесом.

Для реакції людини на будь-який сигнал потрібен якийсь час, який зумовлений інерційністю його нервової системи. У середньому, як показали обстеження, час простої зворотної реакції людини складає 0,1 с, а час складної реакції, коли інформаторів може бути кілька і на кожен із них повинна бути сформована особлива відповідь – не менше як 0,4 с. Якщо при цьому враховувати, що фізичні можливості кожної людини, на відміну від машини, залежать від суб'єктивних факторів і оточуючих умов, то можна стверджувати, що цей час навіть для однієї людини значно змінюється.

Людина, яка керує машиною і виконує подібні операції, швидко стомлюється (фізично і психічно), сповільнюється й обмежується темп виконання виробничих процесів, увага починає розсіюватися, що може спричинити поломки, аварії, нещасні випадки. Підтвердженням цього може бути факт існування низьких і високих виробничих показників у будь-якій галузі промисловості, де переважають ручні і машинно-ручні операції, до того ж вони можуть відрізнятися один від одного в 1,5...2 рази, а інколи і більше.

Таким чином, зазначені обставини вимагають механізації допоміжних операцій, механізації й автоматизації процесів керування за допомогою елементів, швидкість реакції яких значно вище, ніж у людини.

Розрізняють такі ступені в розвитку процесів механізації й автоматизації: часткова механізація, повна, або комплексна, механізація, часткова автоматизація, повна (комплексна) автоматизація.

Часткова механізація виробничих процесів – перший ступінь заміни ручної праці машиною. Впроваджені у виробництво різноманітні пристосування і інструменти полегшують працю робітника і прискорюють виробничий процес. У даному випадку механізуються лише окремі операції технологічного процесу, а значна частина ручних робіт зберігається.

Прикладом часткової механізації в бурінні є застосування труборозворотів для згинчування і розгинчування буринних труб (ПО-49А, ПО-50А, МСП-1, РТ-1200 та ін.), напівавтоматичних елеваторів, свічкоукладальників, гідравлічних затискних патронів та ін.

Повна (комплексна) механізація передбачає механізацію основних і допоміжних операцій, які виконують робітники. У цих умовах функції робітника полягають тільки у керуванні різними механізмами і у контролі за технологічним процесом.

Прикладом повної (комплексної) механізації в роторному бурінні можуть бути комплекси МСП-II і МСП-III, які дають змогу механізувати такі операції: заведення свічки і встановлення її на свічник, підтягування верхнього кінця

свічки з елеватором і талевим блоком до коліски верхового робітника, введення верхнього кінця свічки за палець і виведення його на центр свердловини, згвинчування і дозатягання (докріплення) різьбових з'єднань бурильних і обсадних труб.

У розвідувальному бурінні застосовуються такі комплексні пристрої, як МСП-5, СПН-І для направленої буріння свердловин та ін., а такі установки, як РБУ-50А, УРБ-10, БУВ-1А заміняють ручне буріння.

Слід зазначити, що при будь-якому ступені механізації робочими машинами керує людина.

Часткова автоматизація виконує ряд функцій із керування механізмами. На частково автоматизованому виробництві знаходяться автоматизовані і механізовані дільниці, при цьому автоматизація стосується одних операцій, а механізація – інших. Координує і керує всіма операціями людина. У цьому випадку автоматизацією може бути охоплено кілька механізмів без автоматичного зв'язку між ними. Проте не завжди може бути досягнуто потрібного ефекту, навіть якщо впроваджено багато різноманітних автоматично діючих пристроїв. Останні часто є прибудовою до діючого устаткування і технологічного процесу, і в цьому разі неавтоматизовані дільниці послаблюють ефект від автоматизації. Незважаючи на це, автоматичні пристрої забезпечують високу точність і якість праці без витрат фізичних зусиль людини, без зв'язку технологічного процесу з індивідуальними особливостями людини.

Прикладом часткової автоматизації є обмежники перепідйому бурового інструмента, автоматичні регулятори подачі типу АРП у розвідувальному бурінні, автомати подачі долота РПДЕ, БАР у роторному бурінні, комплекси автоматизації спуско-піднімальних операцій АСП-III для установок БУ-125 і АСП-V для установок БУ-300, комплекс АСП-III дає змогу проводити буріння свічками заввишки 24 м на глибині до 400 м, а комплекс АСП-V – відповідно 36 і 8000 м.

Застосування комплексів АСП у складі бурових установок дає змогу:

- поєднувати у часі слускання і піднімання свічок бурильних труб і ненавантаженого елеватора з установленням свічки на свічник та її винесення;
- механізувати згвинчування і розгвинчування свічок;
- механізувати установлення свічок на свічник і винесення їх до центра свердловини;
- механізувати нарощення бурильних труб;
- автоматизувати захоплення і звільнення бурильних труб елеватором;
- механізувати мащення різей замкових з'єднань, незважаючи на те, що часткова автоматизація не ліквідує явну диспропорцію і трудомісткість окремих технологічних процесів, а дає економічний ефект.

Повна (комплексна) автоматизація – це вищий ступінь автоматизації виробничих процесів. У цьому випадку робітник лише контролює технологічні режими за допомогою спеціальних контрольно-вимірювальних приладів і в разі потреби усуває деякі неполадки в тому чи іншому автоматі, налагоджує автоматичну систему при відхиленні від заданої програми.

Вищою формою комплексної автоматизації вважають повністю автоматизований процес, що заміняє ручну і розумову працю людини системою машин і приладів. Керування проводиться пристроями, що збирають і обробляють інформацію, аналізують і коректують програму, обирають при цьому оптимальний режим роботи.

Нині вчені і конструктори досягли значних успіхів у галузі автоматизації машинобудування: створені верстати – автомати і напівавтомати, автоматичні лінії, заводи-автомати та ін.

Певні досягнення є й у галузі автоматизації процесів розвідувального буріння. Широке застосування обчислювальних і самоналагоджувальних машин доводить, що повна механізація і автоматизація бурового процесу є досить реальною задачею.

Вагомий внесок у галузь повної механізації й автоматизації процесів розвідувального буріння зробили співробітники науково-дослідного інституту методики і техніки розвідки (С.-Петербург). Ними розроблена автоматизована бурова установка БА-25Л-Е, призначена для буріння розвідувальних свердловин завглибшки до 3000 м, а також структурних і пошукових свердловин на нафту і газ завглибшки до 2000 м. На її основі розроблена і знайшла своє застосування у виробничих умовах більш удосконалена установка БА-125Л-І.

У виробничій діяльності часто доводиться порівнювати рівень механізації (автоматизації) технологічних процесів на окремих підприємствах. Рівень механізації, %, можна визначити як відношення обсягу робіт (за кількістю робітників або трудомісткістю), виконаних механізованим способом, до загального обсягу робіт

$$P_M = (V_M / V_T) 100, \quad (4.3)$$

де V_M – обсяг робіт, виконаних механізованим способом; V_O – загальний обсяг робіт.

Можна скористатися також коефіцієнтом фактичної енергооснащеності праці, котрий є відношенням використаної енергії до кількості відпрацьованих людино-годин, або кількості використаної енергії, яка приходить в середньому на одиницю робочого часу:

$$K_E = (E_{MII} + E_{EII} + E_{AIII}) / \sum t, \quad (4.4)$$

де E_{MII} – енергія, використана всіма механічними приводами безпосередньо від первинних двигунів кВт-год; E_{EII} – вся енергія, спожита електродвигунами, кВт-год; E_{AIII} – енергія, спожита електроапаратами і приводами, кВт-год; $\sum t$ – сумарна кількість відпрацьованих людино-годин усім колективом робітників даного підприємства.

За коефіцієнтом фактичної енергооснащеності оцінюють рівень механізації й автоматизації праці.

4.4. Надійність

Якісне вирішення питань проектування виробництва і експлуатації бурових машин і механізмів, а також бурового устаткування сьогодні неможливе без використання і врахування положень і рекомендацій теорії надійності.

Надійністю бурового устаткування називають його властивість виконувати задані функції, зберігаючи в часі значення встановлених експлуатаційних показників у межах, що відповідають заданим режимам і умовам застосування, технічного обслуговування, ремонтів, збереження і транспортування. Надійність – важлива якісна характеристика бурового устаткування.

Залежно від призначення об'єкта, який застосовується, надійність може характеризуватися безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю, збережністю окремо або при певному поєднанні перелічених властивостей.

Безвідмовністю систем устаткування різноманітних бурових установок, їх вузлів і деталей називають властивість збереження працездатності протягом певного часу або деякої виконаної роботи, вимірної, наприклад, метрами буріння, машино-годинами та ін.

Довговічність – властивість об'єкта зберігати працездатність до того моменту, коли наступить граничний стан при встановленій системі технічного обслуговування і ремонтів.

Ремонтпридатність характеризує пристосованість об'єкта до попередження і виявлення відмов, пошкоджень та усунення їх шляхом технічного обслуговування і ремонтів.

Розрізняють відновлювані і невідновлювані об'єкти, тобто їх працездатність у разі відмови може або не може бути відновлена в даній ситуації. Крім цього, виділяють об'єкти, які підлягають ремонтів, тобто їх працездатність може бути відновлена, але тільки на ремонтному підприємстві чи в ремонтній майстерні (верстати, насоси, трубозвороти, електродвигуни та ін.), і ті, котрі не підлягають ремонту, працездатність яких у випадку відмови або пошкодження не підлягає відновленню (різбові з'єднання, породоруйнівний інструмент). Об'єкти, що не підлягають ремонтів, є одночасно і невідновлюваними.

Збережність – властивість безперервного збереження об'єктом справного і працездатного стану протягом і після зберігання і транспортування.

Термін збереженості – календарна тривалість зберігання і транспортування об'єкта, протягом і після якої значення показників безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності зберігаються у встановлених межах.

Нижче наведено загальні поняття про інші важливі терміни надійності.

Справний стан – стан об'єкта, в якому він відповідає усім вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації.

Несправний стан – стан об'єкта, в якому він не відповідає хоча б одному з вимог нормативно-технічної або конструкторської документації.

Працездатний стан – стан об'єкта, в якому значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати задані функції, відповідає вимогам нормативно-технічної і конструкторської документації.

Граничний стан – стан об'єкта, в якому його подальше застосування за призначенням неможливе або недоцільне.

Пошкодження – подія, яка полягає в порушенні справного стану об'єкта при збереженні працездатного стану.

Відмова – подія, яка полягає в порушенні працездатного стану об'єкта.

Показник надійності – це кількісна характеристика одного (одиничний показник надійності) або кількох (комплексний показник надійності) властивостей, що становлять надійність об'єкта.

Технічний ресурс – напрацювання об'єкта від початку його експлуатації або його відновлення після ремонту визначеного виду до переходу в граничний стан.

Термін служби – календарна тривалість від початку експлуатації об'єкта або його відновлення після ремонту певного виду до переходу в граничний стан.

Бурові машини, агрегати і цілий ряд їх структурних елементів є відновлюваними об'єктами. Для оцінки їхньої безвідмовності використовують такі основні показники: $P(t)$ – імовірність безвідмовної роботи; T_a – напрацювання на відмову; $T_{сн}$ – середнє напрацювання до відмови; $T_{вн}$ – середній час відновлення; K_2 – коефіцієнт готовності; $K_{тв}$ – коефіцієнт технічного використання, інтенсивність відмов.

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ показує [37, 51], що в межах заданого напрацювання t відмови технічного об'єкта не виникає, тобто

$$P(t) = I_{\text{мов}} , \quad (t' \geq t) , \quad (4.5)$$

де t – напрацювання об'єкта від його включення до першої відмови.

На практиці дуже часто використовується імовірність відмови, що характеризує імовірність подій – у заданому інтервалі напрацювання виникає хоча б одна відмова технічного об'єкта, тобто

$$q(t) = I_{\text{мов}} , \quad (t' \leq t) . \quad (4.6)$$

Обидва показники застосовуються для оцінки безвідмовності як відновлюваних, так і невідновлюваних технічних об'єктів.

Напрацювання на відмову T_a – відношення напрацювання t бурової машини або агрегату до сумарної кількості відмов n відповідного технічного об'єкта протягом цього напрацювання:

$$T_a = \sum_{i=1}^N t_i / \sum_{i=1}^N n_i , \quad (4.7)$$

де N – кількість однотипних об'єктів, кожний з яких мав напрацювання t_i і n_i відмов.

Середнє напрацювання на відмову – відношення напрацювання відновлюваного об'єкта до математичного сподівання кількості його відмов протягом його напрацювання.

У разі невідновлюваних об'єктів і об'єктів, які не підлягають ремонту, застосовується показник $T_{c.n}$ – середнє напрацювання до відмови, що є математичним сподіванням напрацювання об'єкта до першої відмови. Отже, якщо за період випробувань кожний з однотипних невідновлюваних технічних об'єктів мав напрацювання до відмови t_i , то

$$T_{c.n} = \sum_{i=1}^N t_i / N. \quad (4.8)$$

Середній час відновлення $T_{c.в}$ – показник ремонтпридатності відновлюваного об'єкта

$$T_{c.в} = \sum_{i=1}^N \tau_i / \sum_{i=1}^N n_i, \quad (4.9)$$

де N – кількість технічних об'єктів; τ_i – сумарний час простоїв кожного об'єкта, год; n_i – кількість відмов.

Коефіцієнт готовності K_f – комплексний показник надійності, що використовується для оцінки впливу рівня надійності бурових машин і агрегатів на їхню продуктивність.

При встановленому режимі експлуатації коефіцієнт готовності визначається з виразу

$$K_f = T_B / (T_B + T_{c.в}). \quad (4.10)$$

Коефіцієнт готовності враховує безвідмовність і ремонтпридатність об'єкта, а також характеризує ймовірність його працездатності в будь-який момент часу, крім періодів, протягом яких використання об'єкта за призначенням не передбачається або не проводиться.

Коефіцієнт технічного використання $K_{ТВ}$ – відношення математичного сподівання часу перебування об'єкта в працездатному стані за деякий період експлуатації до суми математичних сподівань часу перебування об'єкта в працездатному стані, простоїв, зумовлених технічним обслуговуванням, і ремонтів за той же період експлуатації.

Коефіцієнт $K_{ТВ}$ залежить як від безвідмовності роботи, так і від ремонтпридатності і визначається виразом

$$K_{ТВ} = T_{роб} / (T_{роб} + T_{рем} + T_{обс}). \quad (4.11)$$

Тут $T_{роб}$ – сумарна тривалість справної роботи бурового устаткування за час його експлуатації, год; $T_{рем}$ – сумарний час простоїв устаткування через планові і

непланові ремонти, год; $T_{обв}$ – сумарний час простоїв устаткування через планові і непланові обслуговування, год.

Інтенсивність відмов – умовна щільність ймовірності виникнення відмови невідновлюваного об'єкта, яка виділяється для розглядуваного моменту часу за умови, що до цього моменту відмови не виникло.

Для оцінки довговічності бурових машин і механізмів використовуються такі основні показники довговічності: середній ресурс, гамма-процентний ресурс, призначений ресурс, середній термін служби, гамма-процентний термін служби, призначений термін служби.

Середній ресурс – математичне сподівання ресурсу. Варто обов'язково зазначити вид дій після настання граничного стану об'єкта (наприклад, середній ресурс до капітального ремонту, гамма-процентний ресурс до середнього ремонту).

При вилученні об'єкта з експлуатації застосовують такі показники довговічності: повний середній ресурс (термін служби), повний гамма-процентний ресурс (термін служби), повний намічений ресурс (термін служби). До повного терміну служби належать тривалості усіх видів ремонту. Цей показник одержують за формулою

$$\bar{T} = \int_0^{\infty} t f(t) dt = \int_0^{\infty} t dF(t) = \int_0^{\infty} [1 - F(t)] dt, \quad (4.12)$$

де \bar{T} – середній ресурс; $F(t)$ – функція розподілу ресурсу; $f(t)$ – щільність розподілу ресурсу.

Гамма-процентний ресурс – напрацювання, протягом якого об'єкт не досягає граничного стану за заданою ймовірністю v , %. Визначається він з виразу

$$1 - F(t_v) = 1 - \int_0^{t_v} f(t) dt = \frac{v}{100}, \quad (4.13)$$

де t_v – гамма-процентний ресурс.

Призначений ресурс – сумарне напрацювання об'єкта, при досягненні якого використання за призначенням повинно бути припинено.

Середній термін служби – математичне сподівання терміну служби. Цей показник визначають за формулою (4.12), де \bar{T} – середній термін служби, $f(t)$ – щільність розподілу терміну служби, $F(t)$ – функція розподілу терміну служби.

Гамма-процентний термін служби – календарна тривалість від початку експлуатації об'єкта, протягом якої він не досягне граничного стану з заданою ймовірністю v , %. Цей показник визначається за формулою (4.13), де t_v – гамма-процентний термін служби.

Призначений термін служби – календарна тривалість експлуатації об'єкта, при досягненні якої використання за призначенням повинно бути припинено.

Довговічність бурових машин і агрегатів оцінюється сумарним напрацюванням устаткування до повного вичерпання працездатності або граничного стану (капітального ремонту). Розрізняють три категорії довговічності [43]: фізичну τ_{ϕ} , моральну τ_M і техніко-економічну τ_e .

Фізична довговічність τ_{ϕ} бурового устаткування залежить від довговічності її складових частин агрегатів, з'єднань окремих деталей. Визначається вона за такою залежністю:

$$\tau_{\phi} = (S_{\text{доп}} - S_n) \text{tg} \beta \quad (4.14)$$

де $S_{\text{доп}}$, S_n – відповідно гранично допустимий і початковий зазори, мм; $\text{tg} \beta$ характеризує швидкість спрацьовування з'єднання (наростання зазору) і визначається дослідним шляхом.

Моральна довговічність τ_M устаткування виражає термін служби, після якого воно стає технічно і економічно неефективним у порівнянні з новим, більш досконалою конструкцією. Якщо останнє устаткування має малий запас досконалості, воно швидко старіє (морально спрацьовується). Моральна довговічність існуючого устаткування може бути настільки незначною, що воно не встигне окупити себе досить ефективною працею.

Показником моральної довговічності бурового устаткування є коефіцієнт морального спрацьовування, який знаходять за формулою

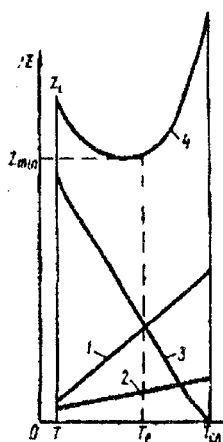
$$K_{\text{мсп}} = (C_1 - C_2) / C_1 = \Delta C / C_1, \quad (4.15)$$

де C_1 , C_2 – відповідно собівартість одиниці продукції старого і нового устаткування; ΔC – економія від введення в експлуатацію нового устаткування.

Значення коефіцієнта морального спрацьовування 0...1. У разі ($C_1 = C_2$) коефіцієнт $K_{\text{мсп}} = 0$, тобто устаткування ще морально не спрацьовалося і вважається сучасним. При ($C_2 \leq C_1$) значення ($\Delta C \rightarrow C_1$), а $K_{\text{мсп}} \rightarrow 1$. Це означає майже повне моральне спрацьовування устаткування, яке незалежно від фактичного фізичного стану слід замінити новим, більш досконалим. У цьому разі ресурс праці устаткування не буде цілком використаний і витрати на забезпечення високої його довговічності виявляться невиправданими.

Техніко-економічна довговічність τ_e визначає економічно доцільний термін служби бурового устаткування, який відповідає мінімальному значенню питомої собівартості його експлуатації. В процесі спрацьовування устаткування знижується його продуктивність, зростають експлуатаційні витрати і вартість ремонту (рис. 4.1). Сумарні витрати на експлуатацію устаткування, віднесені до виконаної роботи будуть мінімальними при економічно найвигіднішому терміні його служби.

Рис. 4.1. Зміни витрат на виконання одиниці роботи в залежності від терміну служби устаткування:



1 – питомі витрати на експлуатаційне обслуговування; 2 – питомі витрати на збереження, паливо і робочу силу; 3 – вартість устаткування, яка припадає на одиницю роботи; 4 – сумарні питомі витрати на виконання одиниці роботи; T_e – термін монтажу устаткування; T_{ca} – термін служби устаткування.

На рис. 4.1 показана зміна витрат на виконання одиниці роботи в залежності від терміну служби устаткування. Як видно з графіка, мінімально питомі витрати Z_{min} визначають техніко-економічну довговічність устаткування, яку можна дістати за аналітичною залежністю:

$$\tau_c = \sqrt{\frac{A}{(\delta - 1)E}}, \quad (4.16)$$

де δ – показник ступеня зростання експлуатаційних витрат; A – витрати на придбання устаткування; E – експлуатаційні витрати.

Довговічність бурового устаткування можна підвищити, лише точно дотримуючи графіків технічного обслуговування (своєчасне мащення і регулювання з'єднань, використання нормальних режимів роботи та ін.) і планово-попереджувального ремонту.

Календарний термін служби верстатів для буріння свердловин у середньому складає 5...7 років, з цього терміну встановлені норми щорічних відрахувань на відновлення (17 %) і капітальний ремонт (12 %) бурового устаткування.

Протягом календарного терміну служби верстата до його списання повинні бути відраховані всі 100 % вартості для придбання нового. Відрахування нагромаджуються протягом 6 років ($100 : 17 : 6$), тому при проєктуванні бурових верстатів повинний прийматися календарний термін їхньої служби:

$$T_{ca} \geq 6 \cdot 365 \cdot 24 = 52560 \text{ год} \quad (4.17)$$

Черговість планових ремонтів верстатів за календарний термін їхньої служби проводиться за такою структурною схемою:

$$P_H - C_1 - K_1 - C_2 - K_2 - C_3 - K_3,$$

де P_n – введення нового верстата у виробництво; C_1, \dots, C_3 – відповідно перший, другий і третій середні ремонти верстата; K_1, K_2 – відповідно перший і другий капітальці ремонти верстата; K_C – списування верстата.

Таблиця 4.4. Термін служби деталей і вузлів геологорозвідувальних бурових верстатів

Деталі, вузли	Орієнтований термін служби
Корпусні деталі, станина, рами, несучі металоконструкції	П
Вали і осі	П, К
Зубчасті колеса	П, К
Муфти вмикання	П, К
Черв'ячні і гвинтові колеса, зірочки ланцюгових передач	П, К, С
Підшипники ковзання	П, К, С
Підшипники кочення	П, К, С
Пружини, ресори	К, С
Шківни гальмові	К
Ланцюги ланцюгових передач	С, Т
Фрикційні диски	Т
Ремені ремінних передач	С, Т
Канати талеві	Т
Накладки і колодки гальмові	Т
Кулачки затискних патронів	Т
Ущільнення	Т
Інші швидкоспрацьовувані деталі	Т

Примітки:

1. П – повний термін служби деталей до списування верстата; К – до капітального ремонту; С – до середнього; Т – до поточного.

2. Деталі, для яких зазначені два або три терміни служби, варто проектувати на один із них. Термін служби конструктор повинний вибирати залежно від конкретних умов і режиму роботи деталей.

Таким чином, буровий верстат за календарний термін служби проходить у середньому два капітальних і три середніх ремонти. Крім того, між цими основними ремонтами верстат піддається поточним ремонтам, протягом яких замінюють швидкоспрацьовувані деталі.

При проектуванні бурових верстатів варто орієнтуватися на цю схему ремонту. Основні деталі верстата повинні проектуватися на термін служби (табл. 4.4), рекомендований РС 4349-74.

На основі календарного терміну служби верстата (53560 год) і схеми його ремонтів визначаємо календарний час для окремих видів ремонту. Календар-

ний термін служби верстата розбиваємо на 6 рівних частин ($52560:6=8760$ год).
 Результати обчислень [50] представлено нижче:

Час до планового ремонту:	годин
першого:	
середнього	8760
капітального	17520
другого:	
середнього	26280
капітального	35040
третього середнього	43800
до списування верстата	52560

Машинний час роботи верстата, год,

$$T_M = K_B K_M T_{сл} \quad (4.18)$$

де K_B – коефіцієнт використання устаткування в роботі за машинним часом.

Таблиця 4.5. Норми машинного часу для верстатів різних класів, год

Клас верстата	$K_B K_M$	Протягом календарного терміну служби	До 1-го капітального ремонту	До 1-го середнього ремонту
3	0,50	2600	8700	4400
4	0,50	2600	8700	4400
5	0,53	27800	9300	4700
6	0,56	29400	9800	4900
7	0,62	32500	10800	5400
8	0,73	38300	12800	6400

Коефіцієнти K_B і K_M для різних класів мають такі значення:

$$0,70 \leq K_B \leq 0,80; \quad 0,66 \leq K_M \leq 0,78; \quad 0,46 \leq K_B \leq 0,62.$$

Чим вищий клас верстата, тим K_B і K_M більші. Наприклад, для верстатів типу ЗИФ-1200МР $K_B=0,80$; $K_M=0,78$; для верстатів типу БСК-2М $K_B=0,70$; $K_M=0,66$.

На основі вищезазначеного рекомендується при проектуванні бурових верстатів брати значення K_B і K_M за табл. 4.5, в якій наведено також машинний час верстата, визначений за формулою (4.18).

Машинний час верстата поділяється на машинний час обертача і лебідки, тому що ці вузли працюють послідовно. Співвідношення цих часів залежить від номінальної глибини буріння свердловин верстатом даного класу – із збільшен-

ням глибини свердловини зростає відносна частка витрат часу на спуско-піднімальні операції:

$$0,29 \leq \alpha_M \leq 0,54.$$

Тут $\alpha_M = T_L / T_O$ – відношення машинного часу лебідки T_L до машинного часу обертання T_O .

Машинний час лебідки і обертача визначасмо за машинним часом верстата (табл. 4.5) і за коефіцієнтом α_M . При цьому використовуємо такі співвідношення:

$$T_M = T_L + T_O; \quad T_L = \alpha_M T_O; \quad T_O = T_M (1 - \alpha_M). \quad (4.19)$$

В табл. 4.6 наведені значення коефіцієнта α_M , які ркомендується брати при проектуванні верстатів різних класів.

Ремонтопридатність бурового устаткування оцінюється ймовірністю відновлення працездатного стану і середнім часом відновлення працездатного стану.

Ймовірність відновлення працездатного стану t_B виражає ймовірність того, що час відновлення працездатного стану об'єкта не перевищить заданого. Цей показник є значенням функції відновлення при $t_B = T_3$, де T_3 – заданий час відновлення.

Таблиця 4.6. Норми машинного часу для лебідки і обертача за класами верстатів

Клас верстата	Коефіцієнт	лебідка			обертач		
		Протягом календарного терміну служби	До 1-го капітального ремонту	До 1-го середнього ремонту	Протягом календарного терміну служби	До 1-го капітального ремонту	До 1-го середнього ремонту
3	0,31	6500	2200	1100	19500	6500	3300
4	0,33	6500	2200	1100	19500	6500	3300
5	0,37	7500	2600	1300	20300	6700	3400
6	0,44	9000	3000	1500	20400	6800	3400
7	0,52	11100	3500	1500	21400	7200	3600
8	0,69	15000	5000	2600	22700	7800	3800

Середній час відновлення працездатного стану виражає математичне сподівання часу відновлення працездатного стану і визначається за формулою

$$\bar{T} = \int_0^{\infty} t f_B(t) dt = \int_0^{\infty} t dF_B(t) = \int_0^{\infty} [1 - F_B(t)] dt, \quad (4.20)$$

е $f(t)$ – щільність розподілу часу відновлення; $F_b(t)$ – функція розподілу часу відновлення.

Для оцінки збережності бурових машин і механізмів використовуються такі показники: середній і гамма-процентний терміни збереження.

Середній термін збережності – це математичне сподівання терміну збережності. Він визначається за формулою (4.12), де \bar{T} – середній термін збережності; $F(t)$ – функція розподілу терміну збережності; $f(t)$ – щільність розподілу терміну збережності.

Гамма-процентний термін збережності – це термін, що досягається об'єктом за заданою ймовірністю V , %. Цей показник визначається за формулою (4.13), де t_v – гамма-процентний термін збережності.

Важливе значення в теорії надійності приділяється поняттю відмови, або події, яка полягає в порушенні працездатності об'єкта.

Критерій відмови – це ознака або сукупність ознак непрацездатного стану об'єкта, які встановлені в нормативно-технічній документації.

До *незалежних* належать відмови, що не викликані відмовою іншого об'єкта, а до *залежних* – відмови, обумовлені відмовою іншого об'єкта.

Раптові відмови спричинені стрибкоподібними змінами одного або декількох основних параметрів елементів унаслідок різних дій.

Причиною раптових відмов можуть бути різні порушення робочих режимів машин і механізмів, правил їхньої експлуатації, а також окремі дефекти елементів машин. Характерним для раптових відмов є їхня незалежність від часу експлуатації елемента.

Поступові відмови характеризуються поступовою зміною заданих параметрів об'єкта, обумовленою спрацюванням, нагромадженням утомних ушкоджень, а також старінням деталей. Отже, із збільшенням часу роботи машини небезпека поступових відмов зростає.

Розрізняють *переміжну* (багаторазово виникаючу відмову, яка самоликвідується, одного і того самого типу), *конструкційну* (порушення правил і норм конструювання), *виробничу* (порушення встановленого процесу виготовлення або ремонту) і *експлуатаційну* (порушення встановлених правил і умов експлуатації) відмови.

Своєчасне і правильне встановлення виду (конструкційний, виробничий та ін.) і періоду (при транспортуванні, збереженні або в процесі експлуатації об'єкта) виникнення відмови дає можливість обґрунтовано підходити до розробки заходів щодо підвищення надійності бурового устаткування.

4.5. Стандартизація, спеціалізація і уніфікація

Буріння геологорозвідувальних свердловин проводиться для вирішення найрізноманітніших задач народного господарства у різних геолого-технічних умовах.

Діапазон глибин буріння дуже широкий – від декількох метрів до декількох тисяч метрів. Нижчий рубіж цього діапазону при бурінні на тверді корисні копалини перевищує 3000 м.

Усе це зумовлює застосування різних способів і технологічних режимів. Розробка і випуск устаткування вузького цільового призначення за таких умов, як правило, сприяють багатотиповість, а це значно ускладнює організацію його серійного виробництва, експлуатацію, обслуговування і ремонт. Тому питання стандартизації і уніфікації бурового устаткування набувають важливого значення.

Стандарт у широкому розумінні слова – взірць, еталон, модель, які вважають за вихідні для порівняння з ними інших подібних об'єктів.

Стандартизація – діяльність, спрямована на досягнення оптимального ступеня впорядкування у певній галузі шляхом встановлення положень для загального і багаторазового застосування щодо реально існуючих або потенційних завдань.

Застосування стандарту сприяє поліпшенню якості готової продукції, підвищенню продуктивності праці і рівня уніфікації, розвитку автоматизації виробничих процесів, зростанню ефективності експлуатації і ремонту виробів.

Стандарти розрізняються за сферою дій: *міждержавні* (ГОСТ) встановлюють на машини і механізми, містять у собі повну технічну характеристику стандартизованої продукції і поширені по всій країні; *галузеві* призначені для окремих галузей народного господарства і підприємств (СТП).

Стандартизація бурових верстатів насамперед вимагає визначення їхньої номенклатури для цільового призначення – верстати для геологічної зйомки, пошуків і картування, для буріння свердловин на тверді корисні копалини, для інженерно-геологічних розвідувань і гідрогеологічних досліджень, буріння розвідувальних і експлуатаційних свердловин на воду, нафту і газ, геофізичних досліджень, технічних (вибухових, кабельних та ін.) свердловин.

Одна з важливих вимог до бурового устаткування – це хороша транспортабельність. Особливо це важливо при розвідці у важкодоступних місцях (гірська місцевість, болото та ін.). За цією ознакою можуть бути виділені бурові верстати, розбірні та окремі вузли, пристосовані для транспортування вручну, гужовим і водним транспортом, а також вертольотами. Можливе створення самохідних бурових установок на транспортних базах високої прохідності.

Спосіб буріння, визначений умовами буріння і вимогами до випробування, вимагає відповідних параметрів устаткування і, безперечно, впливає на його конструктивний вигляд, а це, в свою чергу, потребує розподілу устаткування залежно від способів буріння.

Проте збігання або близькість параметрів дає змогу сполучати в одному устаткуванні можливість застосування декількох способів буріння. Отже, можуть бути виділені групи устаткування, призначені для одного або декількох технологічних способів (обертальний, ударно-обертальний та ін.), тобто розроблені бурові установки для застосування в певних гірничо-технічних умовах.

Таким чином, під час складання стандартів бурового устаткування враховують такі вихідні дані: умови експлуатації, конструкції бурових свердловин; телескоп бурового інструмента; промислові способи буріння свердловин; перспективу розвитку геологорозвідувальних робіт; досягнення вітчизняного і зарубіжного досвіду бурового машинобудування.

З метою підвищення економічної ефективності буріння свердловин 0...3000 м передбачено створення *параметричного ряду* бурових установок, які відрізняються дна від однієї числовими значеннями основних параметрів (глибиною буріння, вантажопідйомністю, потужністю приводу, масою та ін.). Стандарти передбачають використання обертального і ударно-обертального способів із застосуванням алмазних і твердосплавних коронок і шарошкових доліт.

Параметричний ряд розділяє всі бурові установки для колонкового буріння на 8 класів і характеризує їх 15 значеннями основних параметрів (табл. 4.7).

За головний параметр взято номінальну глибину буріння вертикальних свердловин алмазними і твердосплавними коронками. Числові значення головного параметра для кожного класу установок під час побудови ряду розбивали на ряди неважливих чисел, створюваних за законом геометричної прогресії.

Стандартом передбачено *чотири основних ряди* (R5, R10, R20, R40) і *один допоміжний* – R80. Вибираючи значення параметрів установки для 3...8-го класів, було використано ряд R5, що має знаменник прогресії 1,58, а для 1...2-го класів – ряд R10 із знаменником 1,26.

Основним буровим стандартом для установок 3...8-го класів взято сталеву бурильну колонку діаметром 50 мм з алмазним породоруйнівним інструментом діаметром 59 мм. Маса 1 м такого снаряда (з урахуванням маси сполучних елементів) для свічок довжиною 18,6...9,5 м становить 6,5...6,9 кг.

Номінальні геолого-технічні умови: буріння свердловин у вертикальному напрямку при відсутності інтенсивного скривлення і звуження ствола, обвалів стінок свердловини, поглинання промивальної рідини.

Потужність верстатів забезпечує буріння свердловин до проектної глибини частотою обертання до 600 хв⁻¹. Однак застосування легкосплавних бурильних труб дасть змогу збільшити можливу глибину буріння з цим частотним обертанням. Стандарт передбачає застосування електричного приводу, двигунів внутрішнього згоряння, а також гідравлічних і пневматичних двигунів. У технічній характеристиці задана потужність тільки для електродвигуна. Для інших типів приводу вона встановлюється розрахунковим шляхом з урахуванням перевантажувальної спроможності двигуна і забезпечення вантажопідйомності верстага.

Стандарт передбачає такі модифікації верстатів типу УКБ (табл. 4.8): стаціонарні, самохідні, змонтовані на різноманітних транспортних базах і пересувні на шасі (санках) або причепах. Стаціонарні установки підрозділяють на блочні, які перевозяться окремими блоками, і розбірні (на вузли) для транспортування в підземних умовах і на поверхні.

Передбачено також оснащення верстатів приладами контролю процесу буріння (табл. 4.9) – показуючими, реєструючими і сигналізуючими та засобами механізації допоміжних операцій (табл. 4.10).

Розглянуто також питання індексації бурових установок, до основи якої окладено:

- 1) індекс бурової установки характеризує основний технологічний спосіб буріння, її розмір і виконання;
- 2) кожна із зазначених характеристик дістає відповідний символ у вигляді літери і цифри;

3) індекс будувється як комбінація символів.

Прийнята така індексація бурових установок:

1) установка колонкового буріння – УКБ;

2) порядковий номер класу – 1, 2, 3 і т.д.;

3) виконання: блочна – Б, розбірна для роботи в підземних умовах – РП, розбірна для роботи на поверхні – Р, самохідна – С, пересувна – П.

Таблиця 4.7. Основні параметри установок для колонкового буріння

Параметр	Клас верстага							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Глибина буріння номінальна, м:								
твердими сплавами	12,5	50	200	300	500	800	1200	2000
алмазами	25	100	300	500	800	1200	2000	3000
Вантажопідйомність, 100 кт:								
номінальна	1,25	6,3	20	32	50	80	125	200
максимальна	2	10	32	50	80	125	200	320
Початковий діаметр свердловини, мм	93	132	132	151	151	151	212	295
Кінцевий діаметр свердловини, мм								
твердосплавне буріння	76	93	93	93	93	93	93	93
алмазне буріння	36	46	59	59	59	59	59	59
Частота обертів бурового снаряда, хв ⁻¹								
обертальне буріння	250... 1200	200... 1500	160... 1500	160... 1500	160... 1500	160... 1500	160... 1500	160... 1500
ударно-обертальне буріння	-	-	25... 230	25... 230	18... 230	15... 230	12... 230	12... 230
Діапазон кутів нахилу обертача, °, в умовах:								
наземних	70...90	70...90	70...90	70...90	70...90	70...90	75...90	90
підземних	0...360	0...360	0...360	0...360	-	-	-	-
Швидкість підйому бурового снаряда, м/с:								
мінімальна	-	0,6	0,55	0,45	0,4	0,32	0,3	0,25
максимальна	-	1,2	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5
Довжина свічки, м	1,6	4,7	9,5	9,5	14	14...18,6	18,6	18,6...24
Потужність електродвигуна, кВт								
	3	11	12	22	30	45	55	75

Таблиця 4.8. Модифікації установок типу УКБ

Установки	Клас установки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Стационарні: блочные (Б)	-	-	-	+	+	+	+	+
розбірні для транспортування по вузлах: для роботи в підземних умовах (РП) для роботи в надземних умовах (Р)	+	+	+	-	-	-	-	-
Самохідні (С)	+	+	+	+	+	-	-	-
Пересувні (П)	-	+	+	+	+	+	+	-

Примітка. «+» – виготовляються; «-» – не виготовляються.

Таблиця 4.9. Оснащеність установок типу УКБ засобами контролю процесу буріння

Параметр, який підлягає вимірюванню і контролю	Клас установки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля на гаку	-	-	-	П	П	П,Р,С	П,Р,С	П,Р,С
Потужність, яку розвиває механізм подачі, і навантаження на породоруйнівний інструмент	-	П	П	П	П	П,Р	П,Р	П,Р
Частота обертання бурового снаряда *	-	-	П	П	П	П	П,Р	П,Р
Крутний момент на обертачі	-	-	-	-	-	-	С	С
Тиск промивальної рідини	П	П	П	П	П	П	П	П
Швидкість подачі породоруйнівного інструмента (механічна швидкість буріння)	-	-	-	-	П	П	П,Р	П,Р

* Оснащуються при безступінчастому регулюванні.

Примітка: П – показчик; Р – реєстратор; С – світловий або звуковий сигналізатор.

Приклад умовного позначення: УКБ-2РП – установка колонкового буріння класу 2, розбірна для транспортування по вузлах для робіт у підземних умовах.

Основні параметри бурових насосів для установок геологорозвідувального буріння і бурових насосів із механічним приводом для нагнітання промивальної рідини при бурінні геологорозвідувальних свердловин на тверді корисні копалини обертальним і ударно-обертальним способами наведені в табл. 4.11. Передбачено п'ять класів насосів.

Стандарт передбачає найменшу (для алмазного буріння свердловин малого діаметра) і найбільшу (при бурінні свердловин максимального діаметра) подачі промивальної рідини, проміжні значення яких можна одержати, змі-

нюючи кількість ходів витискувача (поршня, плунжера) за допомогою коробки передач і застосовуючи змінні робочі елементи (витискувачі) різноманітних діаметрів.

Таблиця 4.10. Оснащеність бурових установок типу УКБ засобами механізації допоміжних операцій

Процеси й операції	Клас установки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Спуск і підняття бурового снаряда: згинчування і розгинчування свічок бурильної колони * спускання і підняття бурильної колони	-	М**	М**	М**	М	М	М	М
Буріння, перекріплення обертача на ведучій трубі: спускання і підняття шпиделя -- закріплення замикаючих патронів	-	М**	М**	М** або А**	М або А	М або А	М або А	М або А
Спускання і підняття обсадної колони: власне спускання і підняття обсадної колони переміщення обсадних труб до устя свердловини і місце укладення	-	М	М	М	М	М	М	М
Допоміжна операція: підняття і опускання щогли переміщення верстата на рамі закріплення верстата на рамі	-	М**	М**	М	М	М	М	М
	-	-	М**	М**	М	М	М	М
	-	-	-	М**	М	М	М	М

* Не обов'язково при використанні снаряда для буріння зі зйомним керновим риймальником.

** Не обов'язково для розбірних установок.

Примітка: М – процес або операція механізовано; А – процес або операцію автоматизовано.

Номінальна гідравлічна потужність відповідає сполученню середніх значень подач і тисків нагнітань, за її величиною підбирають двигун для насоса основної комплектації. *Максимальна гідравлічна потужність* розрахована на максимальний тиск при максимальній подачі (ударно-обертальний спосіб буріння із застосуванням гідроударних машин, збільшенням глибини свердловини).

Передбачено застосування насосів із різними двигунами, що дає змогу одержувати різноманітні гідравлічні потужності (від номінальної до максимальної). Тоді можливо підбирати насос і двигун у такому сполученні, яке найбільш повно відповідатиме конкретним геолого-технічним умовам буріння.

Таблиця 4.11. Основні параметри бурових насосів

Клас насоса	Тип насоса	Подача						Найбільший тиск нагнітання, МПа	Гідравлічна потужність, кВт		
		найменша			найбільша				номінальна	максимальна	ККД, %, не менше
		м ³ /хв	л/хв	граничне відхилення, %	м ³ /хв	л/хв	граничне відхилення, %				
1	НБ1-25/16	-	-	-	0,025	25	-	1,6	0,63	0,63	-
2	НБ2-63/40	-	-	-	0,063	63	-	-	2,5	4,1	70
		0,016	16	-	-	-	-	4,0	-	-	-
3	НБ3-120/40	-	-	20	0,12	120	+10	-	5,0	7,8	78
4	НБ4-320/63	0,032	32	-	0,32	320	-	6,3	-	-	70
5	НБ5-320/100	-	-	-	0,32	320	-	10,0	32,0	52,3	75

Примітка: ККД регламентований для роботи насоса з використанням максимальної гідравлічної потужності.

Приклад умовного позначення: НБ3-120/40 – насос буровий, 3-го класу, з максимальною подачею 120 л/хв і максимальним тиском 400 Па (40 кгс/м²).

Розрізняють картувальні, розвідувальні, розвідувально-експлуатаційні, експлуатаційні, спостережні і гідрогеологічні свердловини. Вимоги стандарту передбачають застосування таких способів буріння (установок): обертового без застосування очисних агентів («на суху») з використанням шнеків, ложкових і спіральних бурів (УГБ-ВС), обертового з прямим промиванням (УГБ-ВПП), обертового зі зворотним промиванням, ударно-канатного (УГБ-УК).

Допускається виготовлення установок з різноманітними комбінаціями способів буріння.

Основним параметром при розробці ряду бурових установок на нафту і газ є вантажопідйомність на гаку.

Приклад умовного позначення установки гідрогеологічного буріння 1-го класу для обертового методу як основного при бурінні «на суху»: установка УГБ-ІВС. Якщо установка поєднує комбінацію способів буріння, її позначають так: установка УГБК-ІВС.

Основні параметри установок для буріння гідрогеологічних свердловин наведені в табл. 4.12.

Спеціалізація передбачає випуск бурового устаткування за окремими типами, придатними для конкретних умов буріння. Вона обмежує галузь застосування машини, спрощує її конструкцію, скорочує масу, знижує вартість виготовлення, підвищує продуктивність праці.

Спеціалізовані установки мають економічно виправдане поширення при масовому виробництві. Наприклад, установки шнекового і вібраційного буріння широко застосовуються при бурінні сейсмічних, гідрогеологічних і інженерно-геологічних свердловин, оскільки об'єм буріння досягає значної величини (десятки мільйонів метрів). Цілком виправдане створення спеціалізованих установок для розвідки розсипних родовищ у побережних зонах морів і океанів через широкий розвиток робіт у цьому напрямі для буріння геофізичних свердловин та ін.

Проте спеціалізація збільшує різноманітність бурових верстатів, оскільки вони випускаються невеликими серіями, що спричиняє значні труднощі під час їх експлуатації: утрудняється освоєння бурових установок обслуговуючим персоналом; погіршується забезпечення запасними частинами; немає можливості застосувати на заводах більш складне технологічне оснащення, що впливає на якість і вартість виготовлення бурового устаткування. Все це відбивається на продуктивності буріння і вартості проходки свердловини.

Конструювання бурових машин і механізмів варто вести таким чином, щоб їхні параметри максимально відповідали технології різних способів буріння і умовам ведення робіт. Це можливо тільки при створенні уніфікованих комплексів.

З детального аналізу стандартів випливає, що в межах кожного типорозміру можливе створення великої кількості різновидностей бурових верстатів за способами буріння, типом приводу, транспортабельністю і, як наслідок, за конструктивним виконанням.

Таким чином, стандарти повинні розглядатися як основа для створення уніфікованого устаткування.

Уніфікація – це приведення машин до єдиної форми або системи. Вона має широке поширення в машинобудуванні, оскільки сприяє здешевленню виготовлення устаткування, скорочує номенклатуру виробів, спрощує експлуатацію устаткування і полегшує його освоєння і ремонт. Спеціалізація й уніфікація – поняття, які взаємно виключають одне одного.

Уніфікована бурова установка складається з базової моделі і ряду її окремих модифікацій. Базова модель – основа комплексу, вона призначена для буріння в найбільш розповсюджених умовах із використанням широко застосовуваних способів буріння.

Для роботи в специфічних умовах розробляються різні модифікації базової установки. Як наслідок, кілька типів спеціалізованих верстатів можуть бути замінені одним уніфікованим комплексом.

Розрізняють внутрішньопорозмірну, міжтипорозмірну і галузеву уніфікації.

При *внутрішньопорозмірній* уніфікації устаткування в межах кожного типорозміру за потужністю і вантажопідйомністю розробляється у вигляді агрегатизованих комплексів уніфікованих вузлів і елементів, різноманітні з'єднання яких дають змогу отримати модифікації верстатів за даними параметрами.

Таблиця 4.12. Основні параметри установок для буріння гідрогеологічних свердловин

Параметр	Установка							
	УГБ-1ВС	УГБ-1ВПП	УГБ-2ВС	УГБ-3УК	УГБ-3ВПП	УГБ-УУК	УГБ-4ВПП	УГБ-5ВПП
Вантажопідйомна сила, кН: номінальна максимальна	40 73	40 63	50 150	63 100	63 100	125 200	125 200	320 500
Номінальна глибина буріння*, м	50	100	50	100	200	200	300	600
Кінцевий діаметр свердловини, мм	194	194	248	345	194	345	194	194
Частота обертання бурового снаряда, хв ⁻¹ : мінімальна максимальна	40 200	60 200	40 200	- -	60 200	- -	60 200	60 200
Максимальний крутний момент на обертачі*, Нм	5000	5000	1200	-	7000	-	10000	15000
Швидкість піднімання бурового снаряда при обертальному способі буріння, м/с: мінімальна максимальна	0,32 0,45	0,32 0,8	0,32 0,6	- -	0,32 0,8	- -	0,32 0,8	0,2 1,00
Максимальна маса ударного снаряда, кг	-	-	-	1200	-	2000	-	-
Частота ударів снаряда, хв ⁻¹ : мінімальна максимальна	- -	- -	- -	40 50	- -	40 50	- -	- -
Хід ударного снаряда, мм: мінімальний максимальний	- -	- -	- -	500 800	- -	500 800	- -	- -
Швидкість накручування каната на барабан, м/с: талевий інструментальний желонковий	- - -	- - -	- - -	1,0 1,0 1,0	- - -	1,2 1,2 1,6	- - -	- - -
Вантажопідйомність лебідки, 100 кг: талевої інструментальної желонкової	- - -	- - -	- - -	20 20 12	- - -	32 32 20	- - -	- - -
Довжина бурильної свічки або ударного снаряда, м	3,0	6,0	3,0	7,0	6,0	9,0	9,0	12,0

*Допускається зміна номінальної глибини буріння в залежності від зміни кінцевого діаметра свердловини. Наведені значення повинні бути забезпечені за умови мінімальних частот обертання.

Основою такого комплексу є група вузлів приводу і трансмісії, обов'язкова для всіх модифікацій, а змінними вузлами – пари шестерень або елементи ланцюгових і клинопасових передач, обертачі з різноманітними діапазонами частот обертання і крутими моментами, прохідними отворами для бурильних або обсадних труб, механізмами подачі лебідки.

Можливе різноманітне виконання устаткування за транспортабельності – розбірний верстат може монтуватися на санках у складі пересувної установки або на самохідній транспортній базі.

Створення агрегатизованих комплексів уніфікованих вузлів дає змогу сполучати в одній модифікації кілька способів буріння (верстати оберտального буріння можуть комплектуватися зйомними ударними механізмами, а верстати ударно-канатного буріння – зйомними обертачами).

Міжтипорозмірна уніфікація – це застосування одних і тих самих деталей і вузлів (лебідки, обергача та ін.) у верстатах суміжних типорозмірів. Важливим фактором її застосування, як і внутрішньої порозмірної уніфікації, є наявність індивідуального гідроприводу робочих органів бурових верстатів, що дає змогу обмежити приводну потужність за допомогою розрахованих на певний тиск масла запобіжних клапанів гідросистеми.

Міжгалузєва уніфікація – це застосування уніфікованих вузлів і деталей не тільки в буровому машинобудуванні, а й в інших галузях промисловості (автомобіле- і верстатобудуванні та ін.).

Прикладом міжгалузєвої уніфікації можуть бути коробки швидкостей, муфти зчеплення і маслonaсоси, сконструйовані для автомобілів, але які застосовуються також в бурових верстатах (коробки швидкостей, головний фрикціон і маслonaсос для приводу гідросистеми).

Доцільність використання в бурових верстатах автомобільних коробок швидкостей очевидна, тому що вони менші за габаритними розмірами, легші за масою і дешевші, ніж спеціалізовані коробки швидкостей бурових верстатів. Наприклад, коробка швидкостей автомобіля ЗИЛ-130 (УКБ-200/300) у 2,4 разу дешевша та в 1,9 разу легша, ніж коробка верстата ЗИФ-300. При цьому в ній п'ять швидкостей замість чотирьох, є ліве обертання. Велике значення має і те, що запасні частини до автомобільних коробок випускаються спеціалізованими заводами, кращої якості і в більшій кількості, ніж запасні частини до коробок швидкостей бурових верстатів.

Автомобільні коробки швидкостей виготовляються в одному блоці з муфтами зчеплення. Це сухі, нормально замкнені фрикційні муфти. За конструктивною схемою вони подібні схемам головних фрикціонів бурових верстатів, але легші, якісніші, надійніші в роботі і більш дешеві. Тому, застосовуючи автомобільну коробку швидкостей, доцільно використовувати одночасно у виді головного фрикціону бурового верстата муфту зчеплення від того самого автомобіля.

В установці УКБ-200/300 маслonaсос з такою коробкою відбору потужності, як і у автомобіля ЗИЛ-130 і у самосвала ЗИЛ-ММЗ-555, використовується у вигляді запасного маслonaсоса для приводу двигуна трубопрокручування і для швидко-го піднімання шпинделя верстата.

Ефективне використання автомобільних коробок швидкостей при застосуванні у вигляді транспортної бази автомобілів із двигунами відповідного класу. Наприклад, як транспортна база самохідної установки УКБ-200/300 використаний автомобіль ЗИЛ-131, установки УКБ-50/100С – автомобіль ГАЗ-53 і УКБ-300/500 – Урал-375.

Додатковий економічний ефект можна одержати за рахунок застосування ідентичних запасних частин, мащення, технічного обслуговування і ремонту для коробок швидкостей бурових верстатів і автомобілів.

4.6. Агрегатність і маса

Агрегатність передбачає об'єднання робочої машини і приводу в один блок. Блоки агрегату збираються в заводських умовах висококваліфікованими робітниками (слюсарями-складальниками), завдяки чому досягається висока точність складання машин. Під час експлуатації така установка не вимагає частих налагоджень, а для виконання монтажних-демонтажних робіт не потрібні висококваліфіковані монтажники.

Важливим фактором агрегування машини і приводу є також те, що двигун у цьому разі підбирається з відповідними навантажувальними характеристиками робочих органів машини, а її потужність точно відповідає потужності, потрібній для виконання робочого процесу.

З енергетичної точки зору агрегативна установка працює більш економічно, має високий коефіцієнт використання встановленої потужності.

Потужності новотворених агрегатів і машин зростають. Так, у 40-х роках для буріння свердловин на 500 м установки комплектувалися двигуном потужністю 15...20 кВт, сьогодні установки, призначені для буріння на ту саму глибину, комплектуються двигунами потужністю 40...50 кВт. Майже в 3...4 рази зросла встановлена потужність устаткування для глибокого розвідувального буріння на нафту і газ.

Маса машини – один з основних показників, що враховується при проєктуванні нового устаткування. Її зменшення забезпечує транспортабельність бурового устаткування, особливо в гірських і важкодоступних районах. Маса бурового верстата впливає на його принципову схему, а отже, і на ефективність процесу буріння і швидкість допоміжних операцій.

Характер впливу маси на конструкції бурових верстатів різний для шпиндельних верстатів і верстатів з рухливим обертачем.

Маса шпиндельних верстатів залежить від крутного моменту, вантажопідйомності лебідки і механізму подачі і з урахуванням маси щогли визначається за рівняннями

$$M_{ш} = 90 + 0,13P_n + 1,05M_{кр} + 0,05Q_n + 56H_{щ} + 0,584Q_{щ}, \quad (4.21)$$

де P_n , Q_n і $Q_{щ}$ – вантажопідйомність лебідки, механізму подачі і щогли відповідно, Н; $M_{кр}$ – крутний момент, Нм; $H_{щ}$ – висота щогли, м.

Маса верстата з рухливим обертачем і гідроприводом залежить від потужності приводу, вантажопідйомності механізму подачі і його ходу:

$$M_p = 160 + 12N + 0.1l_n P_n, \quad (4.22)$$

де N – потужність приводу, кВт; l_n – хід подачі, м; P_n – зусилля подачі, Н.

Маса насоса, який входить до комплекту бурової установки,

$$M_n = 70qp / 1,02 \cdot 10^7, \quad (4.23)$$

де q – витрата рідини, л/с; p – тиск, відповідний до максимальної витрати рідини, Па.

Установлення залежності маси бурових верстатів від їх конструктивних параметрів дає змогу оцінювати і прогнозувати вартість устаткування.

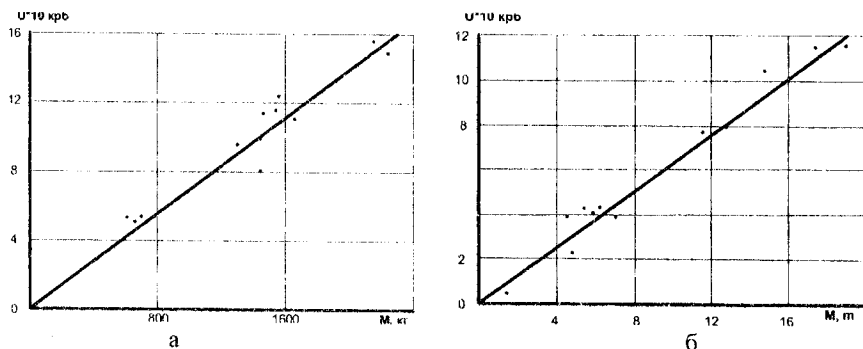


Рис. 4.2. Залежність вартості верстатів (U) від їхньої маси (M): a – шпindelьних; b – із рухливим обертачем

На рис. 4.2 зображена залежність вартості шпindelьних верстатів і верстатів з рухливим обертачем від їхньої маси. Коефіцієнт кореляції маси і вартості становить 0,85...0,9.

У деяких випадках конструктори, навпаки, прагнуть збільшити масу проєктованої бурової машини або механізму. Наприклад, установки для буріння підричних свердловин на кар'єрах шарошковими долотами повинні мати досить значну масу, щоб створити потрібне осьове навантаження на породоруйнівний інструмент. Немає рації зменшувати масу і талевих блоків, тому що від неї залежить швидкість опускання ненавантаженого елеватора.

4.7. Технічна естетика і техніка безпеки

Технічна естетика – це наука про красу в техніці. Основна її задача – зроби працю людини, зайнятої на виробництві, не тільки високопродуктивною, а й

приємною.

Мета технічної естетики – вирішення питань взаємовідношень людини і техніки при робочих обставинах, а також створення таких умов праці, які сприяють більш гармонійному розвитку людини, зростанню її духовної культури.

Працюючи з новітнім устаткуванням, людина виконує функції контролю за ходом технологічного процесу. Вона сприймає величезні потоки інформації в робочому середовищі: вплив світла, кольору, форми навколишнього інтер'єра і устаткування, ударів, шуму та ін. При цьому напружений і складний характер праці на буровій вимагає швидкої реакції, зосередження і більшого нервового напруження. Навколишнє середовище не повинно негативно впливати на нервову систему робітника. Людина менше втомлюється під час роботи в умовах технічно досконалого виробництва, чистоти і порядку.

Оскільки цілий ряд питань технічної естетики тісно пов'язаний з технікою безпеки і промисловою санітарією, то під час конструювання нових бурових машин і механізмів вони повинні вирішуватися спільно.

Основними об'єктами технічної естетики є такі: світлове і кольорове оформлення знарядь праці і промислового інтер'єра, форма машин і механізмів; температура, шум і вібрація, раціональна організація робочого місця, виробничий одяг.

Колір машини і окремих її частин, крім запобігання корозії металу, впливає також на загальний вигляд машини, є однією з важливіших вимог підвищення безпеки праці. Колір машини не повинен бути монотонним: рухомі (оберткові) частини верстата треба фарбувати одним (контрастним) кольором, нерухомі – іншим. Контрастний колір (жовтий, червоний) насторожує людину, привертає увагу. Жовтий колір добре виділяється на чорному фоні, здалеку попереджує про небезпеку. У червоний колір фарбують гаки підйомних кранів, ручки, кнопки тощо.

Слід пам'ятати, що ті самі кольори сприймаються по-різному в залежності від кута зору на пофарбовану поверхню або предмет. Характеристика зміни сприйняття кольору в залежності від ракурсу наведена в табл. 4.13. Вибрати оптимальний колір дуже важко, бо смаки в людей різні, але менше роздратувань викликає сполучення кольорів блідих відтінків (блідо-зелений, блідо-блакитний, блідо-жовтий).

Приміщення, дуже гарне за архітектурно-плановим і кольоровим вирішенням, може бути спотворене неправильно спроектованим освітленням. Світло може змінити зовнішній вигляд приміщення, подовжити коротке, зробити високим низьке та ін. Крім того, яскраве світло схоже на кольорові тони: у невеликій кількості вони збуджують, а у великій – пригнічують, порушуючи гармонію середовища. В табл. 4.14 наведено норми освітлення основних виробничих і допоміжних приміщень залежно від розмірів деталей, характеру фону, контрасту між фоном і деталлю.

Не варто працювати над кольоровим рішенням приміщень без попереднього поліпшення санітарно-гігієнічних умов (ліквідація джерел пилу, кіптяви, інших забруднень) та організації робіт щодо підтримання чистоти і порядку, тому що тоді фарбування не дасть потрібного ефекту.

Таблиця 4.13. Сприймання кольору залежно від ракуреу

Тони	Дія променів світла		
	зверху	збоку	знизу
Теплі і підсвічено теплі (сонячно жовті)	Збуджують	Згрівають, здаються більш близькими	Підіймають площину
Теплі і затемнено теплі (коричневі, оливково-зелені)	Замикають простір, справляють гнітюче враження	Сильно наближають площину	Створюють відчуття стабільності, міцності
Холодні, підсвічені (бронзові, ліловий, бронзовий)	Розсовують межі простору, роблять приміщення світлішими і вищими	Створюють відчуття прохолоди, розширюють приміщення	Створюють відчуття ковзної поверхні, викликають відчуття стрімкості
Холодні затемнені (темно-сині, темно-зелені)	Створюють відчуття темряви і близької загрози	Створюють відчуття холоду, сприяють розвитку сумних настроїв	Сприяють розвитку відчуття пригнічення

Таблиця 4.14. Норми освітлення основних виробничих і додаткових приміщень

Розряд робіт	Характер робіт, приміщень	Коефіцієнт відбиття		Найменша освітленість, лк		
		фону	деталі	Люмінесцентна лампа	Лампа накаливання	Комбіноване освітлення
1	Роботи, які потребують розрізнення предметів розміром від 1 до 10 мм	0,2	0,2	150	50	100
				100	30	—
				100	30	—
				75	20	—
2	Те саме, розміром від 10 до 100 мм	Незалежно від коефіцієнта відбиття фону і деталі		75	20	—
3	Роботи в складі громіздких предметів	Те саме		—	5	—
4	Умивальні, душові, гардеробні Проходи, коридори, тамбури Адміністративні, конторські приміщення, диспетчерські, читальні зали Кімнати приймання і приготування їжі (їдальні, кухні)			60	15	—
				—	5	—
				150	50	100...150
				150	50	—

Техніка, позбавляючи людину важкої фізичної праці, нерідко породжує нові форми втомлюваності. Автоматизоване виробництво потребує від людини уваги, кмітливості і швидкості реакції. Правильність і швидкість одержання інформації, чіткі відповідні дії оператора залежать від конструкції сигнальних приладів і органів керування. Наприклад, психологи встановили, що вертикальна шкала дає більше помилок, горизонтальна – менше, кругла – ще менше.

Система керування бурової установки повинна бути практичною. Важелі і рукоятки системи керування розміщують в оптимальній зоні з невеликими траєкторіями.

Важливим є також вибір форми і розмірів рукояток, приладів, інструментів та ін. Рукоятки включення повинні вмикатися і вимикатися швидко, надійно і мати фіксатори.

Однакові за формою, але виконуючі різні функції, органи керування не можна розміщати досить близько один від одного. Пульт керування і всі написи на ньому варто добре освітлювати. Потрібно передбачити також сигналізацію про включення механізмів. Важливо при обладнанні бурових установок застосовувати пластмаси, що дає змогу просто і дешево вирішувати експлуатаційні, гігієнічні і декоративні питання.

Спецодяг не повинен втомлювати людину й обмежувати видимість. Форма одягу повинна забезпечувати безпечне ведення робіт, не обмежувати руху робітника.

Для проведення геологорозвідувальних робіт одяг повинен бути з тканини підвищеної міцності, водонепроникним, стійким до агресивних середовищ і до високих і низьких температур.

4.8. Удосконалення машин

Розвиток геологорозвідувального буріння пов'язаний з масовим втіленням прогресивних технологічних способів і створенням технічних засобів, які дають змогу найбільш повно використовувати їхні переваги і можливості. Сюди входять бурове устаткування, яке відповідає вимогам застосування різноманітних способів буріння і гірничотехнічним умовам, а також спеціалізовані технічні засоби – породоруйнівний інструмент, високочастотні гідроударні машини, снаряди із зйомними керноприймачами та ін. Усе це разом з передовою організацією праці дає можливість досягати високих техніко-економічних і якісних показників.

Однак слід мати на увазі, що прогрес у галузі науки і техніки й удосконалення технології виконання виробничих процесів сиріяють швидкому старінню машин. Порівняно короткий час машина морально старіє і стає недосконалою – її якісні і кількісні показники не відповідають новим вимогам техніки і технології виробництва, тобто подальша її експлуатація стає нерентабельною. Тому застарілі машини слід своєчасно замінювати новими, більш досконалими.

Вище детально було розглянуто основні напрями у розвитку сучасного бурового машинобудування, мета яких – досягнення високої продуктивності машин і мінімальної вартості при одночасному забезпеченні високої якості робіт.

Ряд інших напрямів у розвитку машинобудування (технологія виготовлення, мінімальна витрата матеріалів та ін.) мають підпорядкований характер, хоча значення їх також не менш важливе.

4.9. Оцінка експлуатаційних можливостей і технічного рівня бурових установок

Під *експлуатаційними* розуміють можливості буріння свердловин у різних геолого-технічних умовах на проєкtnу глибину з забезпеченням потрібних техніко-економічних показників.

Щоб оцінити експлуатаційні можливості устаткування, слід визначити глибини і діаметри свердловин, які можуть бути пробурені з його застосуванням, параметри режиму буріння, а також витрати потужності на обертання бурового снаряда, роботу породоруйнівного інструмента і промивання свердловини.

Загальними критеріями експлуатаційних можливостей є такі: швидкості буріння (механічна, рейсова і циклова) і вартість 1 м свердловини для конкретних геолого-технічних умов.

Механічну швидкість визначають за формулою

$$v_M = l_i / t_i, \quad (4.24)$$

де l_i – довжина пробуреного інтервалу, м; t_i – час буріння i -го інтервалу, год.

Механічна швидкість алмазного і твердосплавного буріння прямо пропорційна частоті обертання бурового снаряда, якщо створюється достатнє осьове навантаження на породоруйнівний інструмент. Отже, вона залежить від того, які частоти обертання снаряда можуть використовуватися в процесі буріння на задану глибину і як вони будуть реалізовані. Фактично зі збільшенням глибини свердловини слід зменшувати частоту обертання снаряда, а інколи і осьове навантаження. Тому можливості верстата обмежені глибинами застосування різних частот обертання. Розподіл швидкостей верстата, потужність його двигуна, стан бурового снаряда і рівень технології буріння враховує комплексний показник – *середньозважена частота обертання*, яку одержують з виразу

$$n_{cp} = \sum_{i=1}^{i_{max}} n_i t_i / T, \quad (4.25)$$

де n_i – максимальна частота обертання на i -му інтервалі свердловини за глибиною, хв⁻¹; t_i – час буріння i -го інтервалу, хв; T – час буріння, хв.

Таким чином, важливою задачею при проектуванні нових бурових верстатів є визначення таких значень проміжних частот обертання, які дають змогу при заданій потужності приводу доставити найбільшу середньозважену частоту обертання. Здобуті частоти відповідають вимогам ефективного буріння свердловини різними способами і типами породоруйнівного інструменту.

Слід мати на увазі, що оцінюючи можливі глибини буріння із застосуванням різних частот обертання, потрібно детально враховувати конкретні геолого-технічні умови буріння, стійкість стінок свердловини, зазори між стінками свердловини і бурильними трубами, скривлення ствола свердловини, стан бурильних труб та ін. Відхилення від нормальних умов спричиняє зменшення граничних глибин буріння із застосуванням тих самих частот обертання.

Встановлено, що низька якість виготовлення або незадовільне регулювання верстага може зменшити граничну глибину буріння на 20...30 %, застосування бурильних труб, які не відповідають вимогам високообертового буріння, – на 30...40 %, розбурювання свердловин із збільшенням діаметра і створення каверн – до 50 %, а одночасна дія зазначених факторів у 2,5...3 рази скорочує граничну глибину буріння, а інколи внаслідок нестачі потужності узагалі виключає можливість використання раціональних режимів.

Рейсова швидкість

$$v_p = l_i / (t_i + t_{cn}), \quad (4.26)$$

де t_{cn} – час спуско-піднімальних і допоміжних операцій, годин.

Тривалість спуско-піднімальних операцій залежить, насамперед, від параметрів і конструкції бурової установки, потужності привідного двигуна, швидкостей піднімання інструмента, висоти щогли, типу елеватора, обертача і патрона, конструкції і ходу механізмів подачі та ін.

Важливим фактором, що впливає на рейсову швидкість буріння, є спосіб добування керна (піднімання бурильної колони, застосування зйомних керноприймачів або гідротранспорт керна), а також стан свердловини (при порушенні стійкості стінок ствола обмежуються швидкості спускання і піднімання труб).

Циклова швидкість

$$v_{\text{ц}} = L / (t_i + t_{cn} + t_{\text{мд}} + t_{\text{тр}} + t_p), \quad (4.27)$$

де L – глибина свердловини, м; $t_{\text{мд}}$, $t_{\text{тр}}$, t_p – витрати часу на монтаж-демонтаж, транспортні установки і ремонтні роботи відповідно.

Таким чином, під час проектування бурової установки потрібно враховувати спосіб транспортування (самохідна, пересувна та ін.), зручності при виробництві монтажних-демонтажних робіт (спосіб підняття й опускання щогли, наявність домкратів для вирівнювання установки).

$$C = S / P, \quad (4.28)$$

де S – вартість верстата-зміни, грн.; P – продуктивність буріння, м/зміну.

Вартість верстата-зміни збільшується при підвищенні потужності привідного двигуна установки, крім того, вона залежить від витрат різального інструмента, паливно-мастильних матеріалів, а також від типу застосованого бурового устаткування.

Одна з головних задач, що розв'язує проектувальник, – це відповідність спроектованого устаткування кращим зразкам вітчизняної і зарубіжної техніки. Порівняння зразків проводиться за основними параметрами технічної характеристики: вантажопідйомністю лебідки, зусиллям механізму подачі, діапазоном частот обертання і швидкостями навівання каната на барабан лебідки.

Крім того, оцінка технічного рівня бурових верстатів характеризується такими основними енергосемними показниками, як металомісткість і енергооснащеність.

Металомісткість характеризує раціональність конструкції і рівень технології виготовлення верстатів і визначається з виразу

$$\Delta M = M / N, \quad (4.29)$$

де M – маса верстата, кг; N – потужність приводу, кВт.

Енергооснащеність на одиницю маси бурильної колони характеризує правильність вибору галузі застосування верстата.

$$\Delta N' = qL / N, \quad (4.30)$$

де q – маса 1 м бурильних труб, кг; L – глибина свердловини, м.

Енергооснащеність щодо середньої частоти обертання характеризує ефективність діапазону частот обертання і їхнє розподілення:

$$\Delta N' = Nm / \left(\sum_i^t n_1 + n_2 + \dots + n_i \right), \quad (4.31)$$

де m – кількість швидкостей, передбачених у верстаті; n_1, n_2, \dots, n_i – частоти обертання, хв⁻¹.

Технічний рівень бурових насосів оцінюють за такими показниками: подачею, тиском, гідравлічною потужністю, масою, питомою металомісткістю на одиницю потужності.

Контрольні запитання та завдання

1. Які вимоги ставлять до створення нової техніки?
2. Якими параметрами характеризується безперервність технологічних процесів?
3. У чому полягає часткова і повна механізація, а також часткова і повна автоматизація?
4. Що таке надійність бурового устаткування і якими параметрами вона характеризується?
5. Як змінюються витрати на виконання одиниці роботи залежно від терміну служби устаткування?
6. Що таке стандартизація, спеціалізація і уніфікація бурового устаткування?
7. Які є модифікації установок типу УКБ?
8. Наведіть приклади умовного позначення бурових насосів і установок конковогоро буріння.
9. Назвіть різноманітності уніфікації бурового устаткування.
10. Як залежить вартість шпиндельних верстатів і верстатів із рухомим обертачем від їхньої маси?
11. Назвіть і схарактеризуйте основні об'єкти технічної естетики.
12. Як оцінюються експлуатаційні можливості і технічний рівень бурових установок?
13. Що характеризує енергооснащеність щодо середньої частоти обертання?
14. Як визначається вартість 1 м свердловини?
15. Назвіть оцінки експлуатаційних можливостей і технічного рівня бурових установок.
16. Які цілі та задачі технічної естетики?
17. Що таке агрегатність робочої машини?

Розділ 5. ОСНОВНІ ЕТАПИ ПРОЕКТУВАННЯ НОВОЇ ТЕХНІКИ

5.1. Стадії розробки конструкторської документації

Технічні вирішення, які приймають конструктори на стадії проектування, вибирають з урахуванням перспективного розвитку галузей народного господарства країни і планів зростання техніко-економічних показників роботи підприємств.

Для геологорозвідувальних робіт одним з важливих напрямків вважають подальше підвищення продуктивності буріння і зниження вартості розвідування корисних копалин. Важлива роль у рішенні цих задач належить буровій техніці (верстатам, агрегатам), що забезпечують високий ступінь механізації й автоматизації виробничих процесів.

Основні стадії і порядок розробки нового виробу машинобудування визначають на основі ГОСТ 2.103-68 «ЕСКД. Стадії разработки» і ГОСТ 15.001-88 «Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения», які входять в єдину систему конструкторської документації (ЕСКД). На підприємствах геології діють галузеві стандарти.

Галузевий стандарт установлює порядок планування, фінансування, розробки, узгодження і затвердження технічного завдання і конструкторської документації, виготовлення, досліджень і приймання дослідного зразка (дослідної партії), освоєння серійного виробництва і контрольних випробувань нових і модернізованих виробництв.

Нижче розглядатимуться основні стадії розробки нових виробів геологорозвідувальної техніки.

Вихідним документом для проектування виробів є технічне завдання (ТЗ), яке розробляється спільно з науково-дослідним і проектно-конструкторським інститутами з залученням заводу-виготовлювача.

Науково-дослідний інститут забезпечує наукове обґрунтування показників розроблюваного виробу, а проектно-конструкторський інститут розробляє його схемне вирішення і принциповий конструктивний задум. При модернізації виробу (поліпшення показників надійності, ергономічних показників тощо) ТЗ розробляється проектно-конструкторським інститутом спільно із заводом-виготовлювачем.

Технічним завданням визначаються призначення, умови і галузь застосування розроблюваного виробу, терміни виконання робіт, виконавці, обсяги виготовлення, вимоги естетики, показники якості, техніко-економічні вимоги, вимоги техніки безпеки і гігієни праці, а також дається оцінка перспективності розробки.

Призначення визначають: застосовуваний породоруйнівний і буровий інструмент, потужність і вантажопідйомність, типи і характеристики обертача, лебідки, механізми подачі, щогли, приводи насосного агрегату і транспортної бази.

У технічному завданні відображають питання доцільності створення модифікацій нового виробу, особливості керування і регулювання робочих органів, змінності вузлів машини, сезонності робіт, особливості обслуговування і складу персоналу, а також ціноутворення.

Після узгодження і затвердження *технічне завдання є основою для виконання проектних робіт.*

Етапами створення дослідного зразка є такі: розробка конструкторської документації; виготовлення; попередні випробування і остаточні приймальні випробування.

Конструкторська документація складається з технічної пропозиції, ескізного проекту, технічного проекту і робочої документації.

Технічна пропозиція містить: технічне й економічне обґрунтування доцільності розробки документації на виріб згідно з ТЗ; можливі варіанти конструктивних вирішень; порівняння конструкцій розроблювальних виробів та існуючих з урахуванням їхньої вартості; перевірку патентоспроможності.

Виріб на цьому етапі проектування оцінюють орієнтовано, виходячи з впливу параметрів на масу устаткування (враховуючи, що ціна в середньому пропорційна масі).

Технічну пропозицію виконують згідно з ГОСТ 2.118 – 73 «ЕСКД. Техническое предложение» і розглядають на науково-технічній раді або секціях організації-розроблювача за участю представника замовника, підприємства-виготовлювача та інших зацікавлених організацій.

Після узгодження і затвердження *технічна пропозиція є основою для розробки ескізного або технічного проекту.*

Ескізний проект містить в собі принципові конструктивні вирішення, які дають загальні уявлення про будову і принцип роботи виробу (схеми, креслення загального вигляду), а також дані про призначення, основні параметри і розрахунок економічного ефекту. Він включає також відомості про проведене патентне дослідження, карту технічного рівня і якості продукції, а також (за потребою) планшети загальних художньо-конструкторських вирішень. На цій стадії оцінюють можливість створення уніфікованих комплексів устаткування.

Ескізний проект виконують згідно з ГОСТ 2.119-73 «ЕСКД. Эскизный проект», розглядають на науково-технічній раді або секціях організації-розроблювача за участю представника замовника, підприємства-виготовлювача та інших зацікавлених організацій.

Після затвердження ескізний проект може бути основою для розробки технічного проекту або робочої документації.

Технічний проект – це комплекс конструкторських документів з остаточними технічними рішеннями, які дають повне уявлення про будову розроблювального виробу і необхідні вихідні дані для підготовки робочої документації.

До комплексу технічного проекту відносяться: креслення (загального вигляду і габаритних розмірів); схеми, відомості покупних виробів, довідка на проведене патентне дослідження; розрахунок економічного ефекту; карта технічного рівня і якості продукції.

На цій стадії проводять міцнісні, силові та інші розрахунки з урахуванням заданих параметрів, потрібних для вибору матеріалів і комплектуючих виробів, технологічного припрацювання, оцінки габаритних розмірів і маси виробу.

Технічний проект розробляють згідно з ГОСТ 2.120-73 «ЕСКД. Технический проект» і після затвердження на науково-технічній раді організації-розроблювача

разом із представником замовника і зацікавлених організацій він є основою для розробки робочої документації.

Робочу документацію розробляє проектна організація спільно із заводом-виготовлювачем на основі ТЗ і технічного проекту і згідно до ЕСКД, вимогами міждержавних і галузевих стандартів. Вона містить у собі всі дані, необхідні для виготовлення виробу в умовах конкретного виробництва.

Робоча документація включає такі етапи: виготовлення та випробування дослідного зразка (дослідної партії); виготовлення і випробування головної (контрольної) серії.

Дослідні зразки (дослідна партія) виготовляють згідно з типовою програмою і методикою випробування; контроль якості виготовлення проводять відповідно вимогам конструкторської документації; дослідні зразки проходять приймання ВТК підприємства-виготовлювача; оформляють акт приймання.

Випробування дослідного зразка проводять за програмою випробувань, складеної організацією-розроблювачем з урахуванням вимог стандартів, а також типових програм і методик випробувань даного виду продукції.

На основі затвердженого акта приймання дослідного зразка (дослідної партії) організація-розроблювач проводить коректування конструкторської документації і вносить усі зміни відповідно до ГОСТ 2.503-90 «ЕСКД. Правила внесення змін». Копії відкоригованої документації організація-розроблювач направляє підприємству-виготовлювачу. Ці зміни розглядають представники обох організацій зі складанням відповідного протоколу, після чого розроблювач вносить необхідні зміни в оригінал конструкторської документації і потім передає їх підприємству-виготовлювачу в порядку, встановленому ГОСТ 2.501-88 «ЕСКД. Правила учета и хранения». На цьому закінчується стадія розробки технічної документації дослідного зразка (дослідної партії).

Випробування установочної серії проводить підприємство-виготовлювач відповідно до розділів «Правила приймання» і «Методи контролю» ТУ. На комісію з проведення випробувань подаються такі документи: повідомлення про готовність випробування, акт ВТК про приймання виробів і комплект конструкторської документації. Члени комісії повинні провести атестацію якості продукції згідно з Єдиною системою атестації якості продукції (ЕСАЯП).

У протоколі комісії зазначені дані і результати досліджень технологічного процесу виготовлення продукції і оснащення виробництва, висновки і пропозиції, рекомендації щодо об'єкта виготовлення готової серії. Після затвердження протоколу підприємство-виготовлювач коректує конструкторську документацію з присвоєнням їй літери «А». На цьому закінчується стадія розробки робочої документації установочної серії.

Виготовлення і випробування головної (контрольної) серії є завершальною стадією розробки робочої документації. Її мета – завершальна обробка технологічного процесу і перевірка стабільності якості виготовлення виробу.

Випробування проводить підприємство-виготовлювач згідно з «Правилами прийому» і «Методами випробувань» ТУ. Результати випробувань оформляють протоколом, який після затвердження підприємство-виготовлювач направляє організації-розроблювачу, організації, яка затвердила ТУ, інспекції з якості.

Підприємство-виготовлювач за результатами виготовлення і випробування головної (контрольної) серії коректує конструкторську документацію з присвоєнням їй літери «Б».

Під час розробки, виготовлення і випробування може бути виявлена нерсальність окремих вимог технічного завдання. В такому разі до нього повинні бути внесені відповідні зміни.

Процес розробки конструкторської документації - це поступове уточнення проєкту і наближення до розробки робочої документації, за якою виготовляється виріб.

Продукція серійного і масового виробництва також повинна піддаватися випробуванням, у тому числі приймально-здавальним і періодичним.

При визначенні більш детальних вимог до змісту стадій і етапів розробки документації на виробі геологорозвідувального виробництва, до постановки їх на виробництво, оформленні документації керуються галузевими стандартами.

На кожній стадії розробки складається точно регламентований перелік проєктної і конструкторської документації згідно до ГОСТ 2.102-68 «ЕСКД. Види і комплекстность конструкторских документов» і ГОСТ 2.601-68 «ЕСКД. Эксплуатационные документы».

Виконання, оформлення і поведження конструкторської документації виконуються на всіх підприємствах і в організаціях геологорозвідувальної галузі за єдиним зразком, у точній відповідності до ЄСКД - комплексом міждержавних стандартів.

Стандарти ЄСКД розподілені за класифікаційними групами:

<i>Шифр групи</i>	<i>Зміст стандартів у групі</i>
	Загальні положення
1	Основні положення
2	Класифікація і позначення виробів у конструкторських документах
3	Загальні правила виконання креслення
4	Правила виконання креслення машино- і приладобудування
5	Правила роботи з конструкторськими документами (облік, збереження, дублювання, внесення змін)
6	Правила виконання експлуатаційної і ремонтної документації
7	Правила виконання схем
8	Правила виконання документів – будівельних і суднобудівних
9	Інші стандарти

Приклад позначення стандарту «ЕСКД. Основные требования к чертежам» ГОСТ 2.109-73: 2 – клас (стандарти ЄСКД); 1 – класифікаційна група стандартів; 09 – порядковий номер стандарту в групі; 73 – рік реєстрації стандарту.

5.2. Види конструкторських робіт

Конструкторські роботи за змістом і розв'язуваними задачами поділяють на чотири види: створення нових машин; модифікація існуючих машин; модернізація існуючих машин; удосконалення машин в експлуатаційних умовах.

Створення нових машин визначається таким комплексом умов: нові наукові відкриття і винаходи; механізація й автоматизація ручних і важких операцій.

Нові наукові відкриття і винаходи призвели до створення:

1) нових способів руйнування гірських порід (термічний, вібраційний, вибуховий та ін.), як наслідок, до створення нових бурових установок (БУВ-1А, СУП-10 та ін.), які за конструкцією відрізняються від традиційно застосовуваних верстатів обертального буріння;

2) можливості транспортування зруйнованої породи із вибою свердловини гвинтовими підйомниками замість промивальної рідини (шнекові установки УРБ-1С, УШБ-16 та ін.);

3) нових вибійних агрегатів, наприклад, безтрубного електробура системи А. А. Мініна, забійних бурових снарядів ТМ-800 і ТМ-1200, що сприяло ліквідації бурильної колони труб;

4) нових снарядів типу ССК, КССК, що сприяють підніманню керна за допомогою знімних ґрунтоносів;

5) нових конструкцій породоруйнівного інструменту, наприклад вставних висувних доліт, що сприяє заміні спрацьованого інструменту без спуско-піднімальних операцій.

Механізація і автоматизація ручних і важких операцій сприяла:

1) полегшенню умов ручного буріння і підвищенню продуктивності бурових робіт завдяки створенню нових верстатів РБУ-50А, МРВ-30 – установок інженера Джолоса та інших, які широко застосовуються в інженерно-геологічних дослідженнях;

2) розробці нових пристроїв і механізмів, що поліпшують умови роботи бригади при спуско-піднімальних операціях (труборозворотів РТ-100, РТ-300, РТ-1200М, приставок МСОТ-2 до труборозвороту РТ-1200 для механічного згинчування різьбових з'єднань обсадних труб, механізму складання і розбирання снаряда МСБС-2 та ін.), полегшують керування лебідкою бурової установки – із збільшенням глибини свердловини і маси бурильних і обсадних труб керування лебідкою ускладнюється, що зумовило застосування гідродинамічних гальм, шинно-пневматичних муфт та ін.;

3) розробці автоматизованих бурових установок БА-25-ЛЕ і Уралмаш-125А, які дають змогу повністю автоматизувати підтримку заданих параметрів режиму буріння і спуско-піднімальних операцій, включаючи спускання-піднімання ведучої бурильної труби, спускання і піднімання одиночних бурильних і обважнених труб; первинне приготування промивальної рідини із заданою питомою вагою; оброблення промивальних рідин хімічними реагентами, а також частково автоматизувати зміни долота, спускання обсадних труб, складання і розбирання бурильної колони.

Модифікація існуючих машин передбачає підготовку їх до роботи в нових (для даної машини) умовах. Вона може виконуватися за такими ознаками: за

транспортельністю – одна й та сама бурова установка виконується як самохідна, пересувна, дрібноблочна та ін.; за *типом силового приводу* – бурова установка виконується з приводом від електродвигуна, дизеля та ін.

Модернізація існуючих машин передбачає удосконалення машини до рівня сучасних вимог.

У процесі модернізації піддаються зміні конструктивна частина машини та її технічна характеристика (змінюється приводна потужність, вантажопідйомна сила, швидкість підняття бурового інструменту та ін.).

Модернізація може здійснюватися в різних напрямках: удосконалення окремих параметрів технічної характеристики машини; підготовка машини до буріння свердловин за новою технологією і в нових умовах; поліпшення організації проведення геологорозвідувальних робіт; удосконалення технології виготовлення машини та ін.

Відомі такі модернізації бурових верстатів: ЗИФ-300, ЗИФ-300М, ЗИФ-1200А, ЗИФ-1200М і СКТ0-75.

Удосконалення машини в експлуатаційних умовах передбачає підготовку її до роботи в місцевих умовах, наприклад агрегування верстата і двигуна в один блок для роботи в скрутних умовах (підземне буріння, розвідування родовищ корисних копалин у горах), розробка різних пристроїв малої механізації, можливість використання оптимальних режимів буріння, винахід контрольно-вимірвальних приладів, механізмів.

5.3. Створення систем автоматизації проектування бурових машин

Розвиток технічних засобів комплексної механізації і автоматизації процесів буріння супроводжується ускладненням їх конструкцій, появою нових технічних рішень і, як наслідок, підвищенням трудомісткості проектування і виготовлення. Це впливає на стан проектування, бо тривалі терміни і недостатня ефективність вирішень під час розробки можуть спричинити моральне старіння виробу до введення його в експлуатацію і низьку ефективність подальшого використання. Зростання номенклатури створюваних машин і підвищення їхньої складності також потребують від конструкторських організацій прискорення темпів проектування.

Вирішення цієї проблеми можливе при розробці і впровадженні систем автоматизованого проектування бурових машин (САПР БМ), які передбачають широке використання системного підходу при постановці задач, математичних методів і ЕОМ при їх розв'язанні.

САПР визначена як проектування, при якому окремі перетворення об'єкта і (або) алгоритму його функціонування чи алгоритму процесу, а також пред'явлення описів різними мовами проводяться взаємодією людини і ЕОМ. Автоматизуються процедури і операції введення (виведення) різних даних, пошуку, розробки, прийняття оцінки, контролю і збереження проектних вирішень, компонування, редагування і виведення (виготовлення) проектної документації, а також інформаційно-довідкового обслуговування. Тому в процесі проектування вихідний опис перетворюють у кінцевий, формуючи при цьому потрібну кількість про-

міжних описів. Проміжний або кінцевий опис об'єкта проектування називають *проектним вирішенням*.

Специфічною ознакою САПР складних об'єктів є використання ряду принципів, основні з яких – декомпозиція та ієрархічність описів об'єктів; багатостадійність і ітераційність проектування; типізація та уніфікація проектних рішень, методології і засобів проектування.

Принцип декомпозиції – структуризація (розбиття) уявлень відповідного рівня опису об'єкта на складові частини для окремого проектування з урахуванням узгодження прийнятих вирішень.

Принцип ієрархічності – структуризація уявлень про об'єкти та їх основні частини за ступенем конкретизації і деталізації опису для послідовного наближення складності опису об'єкта в сполученні з декомпозицією.

Багатостадійність проектування – розподіл процесу проектування: у часі (згідно зі ступенем конкретизації опису і готовності проектних рішень) на стадії, етапи, проєктні процедури і операції.

Розрізняють стадії передпроектних досліджень, технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного, технічного і робочого проєктів, випробування і впровадження машин.

Етап проектування включає в себе формування всіх потрібних описів об'єкта, які належать до одного або кількох ієрархічних рівнів або аспектів проектування (функціонального, конструкторського або технологічного). Прикладом етапу проектування може бути етап розробки принципових схем технологічного процесу, операційної технології і здобуття керуючої інформації (програм) для програмно-керуючого технологічного устаткування.

Проектна процедура – складова частина етапу – це формалізована сукупність дій, виконуючи яку, здобувають проектне вирішення, наприклад розрахунок параметрів режиму буріння, моделювання об'єкта, оформлення його креслення, прогнозування, оптимізації, коректування.

Проектна операція – складова частина проектної процедури – це дії або формалізовані сукупності дій, алгоритм яких залишається незмінним для ряду проектних процедур, наприклад, для обчислення параметра відповідним методом, оформлення і складання таблиці, креслення типового графічного зображення, введення і виведення даних.

Виділяють дві форми організації направленості проектування: низхідну і висхідну. При низхідному проектуванні процес пошуку і розробки вирішень іде від вищих до нижчих рівнів ієрархії (від загального до часткового) зі збільшенням ступеня конкретизації і деталізації. При висхідному – процес направляєтся від нижчих до вищих рівнів ієрархії (від часткового до загального) із виконанням синтезу вирішень при переході до кожного наступного рівня.

Принцип ітераційності проектування. Розробка складних об'єктів в умовах багатостадійного ієрархічного проектування шляхом одноразового проходження необхідних етапів і рівнів не завжди дає можливість виробити раціональні проектні вирішення. Найчастіше проектування ведуть як ітераційний процес з поверненням до попередніх етапів і рівнів.

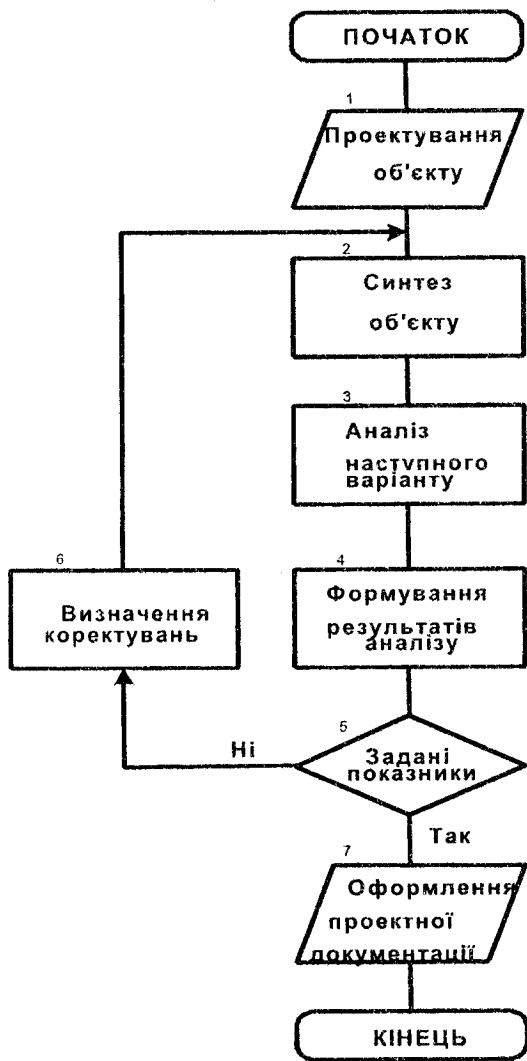


Рис. 5.1. Блок-схема процесу проектування об'єкта

Типізація проектних вирішень доцільна при їхньому багаторазовому використанні; для розробки унікальних об'єктів типові вирішення (ТВ) використовують в обмеженому обсязі при наявності відповідних можливостей.

Уніфікація методології проектування передбачає вибір і розробку методів, що забезпечують досить ефективне проектування об'єктів відповідного класу (групи).

Уніфікація засобів проектування передбачає розробку проектних процедур і операцій, що виконуються безпосередньо проектувальником з використанням технічних і програмних засобів для ведення проектування об'єктів відповідного класу (групи).

Практика показує, що розробка і широкомасштабне використання САПР дають змогу у 2...3 рази скоротити терміни розробки і реалізації інженерно-технічних проектів, у 1,5...2 рази – терміни технологічної підготовки виробництва при одночасному підвищенні якості проектів і зниженні приблизно в 1,5 разу витрат на проектування і виготовлення виробів [22, 27].

САПР створюють у проектних, конструкторських, технологічних організаціях, а також на промислових підприємствах.

Основні терміни і визначення автоматизованого проектування, які обов'язкові для застосування у всіх видах документації, науково-технічній, навчальній і довідковій літературі, установлює стандарт.

При проектуванні розрізняють такі об'єкти: матеріали, предмети, процеси, системи (механічні, електричні, організаційні та ін.). Під створенням об'єкта розуміють його виготовлення і надання заданих властивостей і характеристик, якщо об'єктом є матеріал або предмет, його виконання відповідно заданому алгоритмові процесу, якщо об'єктом є процес; розташування в часі і просторі, надання заданих властивостей і характеристик, якщо об'єктом є організаційна система.

Схема процесу проектування об'єкта наведена на рис. 5.1.

У початковий період створення САПР розробляють єдиний метод і ознаки класифікації, основні класифікаційні угруповання і правила визначення, які для різних галузей промисловості встановлює стандарт. За кожною ознакою встановлені класифікаційні групи, їхні характеристики і коди (рис. 5.2). Основні класифікаційні угруповання САПР наведені в табл. 5.1...5.7.

Основна функція САПР – здійснення автоматизованого проектування на всіх або окремих стадіях об'єктів і їхніх складових частин на основі застосування математичних і інших моделей, автоматизованих проектних процедур і засобів обчислювальної техніки. Створення окремих описів об'єкта проектування і представлення їх різними алгоритмічними мовами здійснюється шляхом взаємодії людини і ЕОМ; можуть здійснюватися також процедури автоматичного проектування, при яких перетворення і пред'явлення описів об'єкта проектування виконуються без участі людини. Сучасні графобудівники в системі ЕОМ дають можливість автоматизувати процес виконання графічних робіт.

Розробка САПР, їх уведення та експлуатація – це складний комплекс задач, під час вирішення котрих приходиться враховувати велику кількість іноді суперечливих, але взаємозалежних фактів, умов і вихідних даних, багато з яких визначаються з відносно невисокою достовірністю. Тому перехід до САПР бурових машин передбачає системний підхід, який базується на розробці масивів систем, що проектують, і операцій функціональних процесів, наявності критеріїв для оцінки ефективності системного рішення, чітких логічних положень у частині постановки задач і формалізації вирішень; установлення зв'язків між системою і середовищем її функціонування.

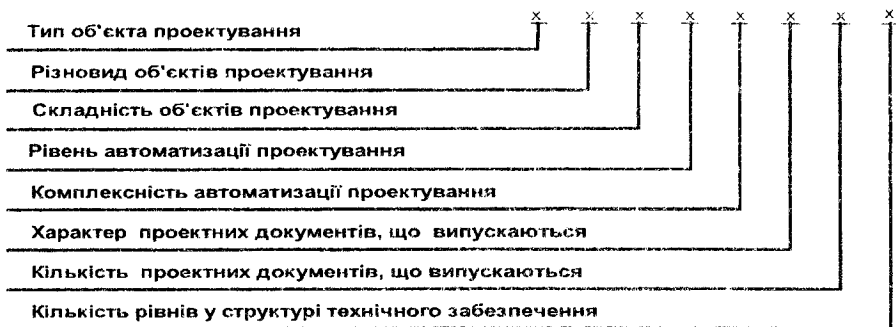


Рис. 5.2. Класифікація груп САПР

Таблиця 5.1. Класифікаційні угруповання САПР за типом об'єкта проектування

Код	Найменування
1	САПР виробів машино- і приладобудування
2	САПР технологічний процес у машино- і приладобудуванні
3	САПР об'єктів будівництва
4	САПР організаційних систем
5...9	Резерв

Примітка. Класифікаційні угруповання САПР за різновидом об'єктів проектування встановлюють за діючими позначеннями документації на об'єкти, які проєктує система.

Таблиця 5.2. Класифікаційні угруповання САПР за складністю об'єкта проектування

Код	Найменування	Кількість складових частин об'єкта, що проєктується
1	САПР простих об'єктів	10^2
2	САПР об'єктів середньої складності	$10^2 \dots 10^3$
3	САПР складних об'єктів	$10^3 \dots 10^4$
4	САПР дуже складних об'єктів	$10^4 \dots 10^6$
5	САПР об'єктів дуже високої складності	10^6

Таблиця 5.3. Класифікаційні угруповання САПР за рівнем автоматизації проектування

Код	Найменування	Обсяг автоматизованих робіт від загальної кількості проектних процедур, %
1	Система низького автоматизованого проектування	25
2	Система середнього автоматизованого проектування	25...50
3	Система високого автоматизованого проектування	50 (застосовують методи багатоваріантного оптимального проектування)

Таблиця 5.4. Класифікаційні угруповання САПР за комплексністю автоматизації проектування

Код	Найменування
1	Одноетапна САПР
2	Багатоетапна САПР
3	Комплексна САПР (виконує всі етапи проектування об'єкта)

Таблиця 5.5. Класифікаційні угруповання САПР за характером випущених проектних документів

Код	Найменування	Носій даних проектного документа
1	САПР текстових документів	Паперова стрічка або лист
2	САПР текстових і графічних документів	Те саме
3	САПР документів на магнітних носіях	Перфоносії (перфокарти, перфострічки) і магнітні носії (диски, CD-RW та ін.)
4	На фотоносіях	Мікрофільми, мікроафіші, фотошаблони та ін.
5	На двох типах носіїв даних	Два будь-яких типи носіїв даних
6	На двох визначених типах носіїв даних	Всі типи носіїв даних
7...9	Резерв	

Таблиця 5.6. Класифікаційні угруповання САПР за кількістю випущених проектних документів

Код	Найменування	Кількість випущених за рік проектних документів у перерахунку на формат А4
1	САПР малої продуктивності	10^5
2	САПР середньої продуктивності	$10^5 \dots 10^6$
3	САПР високої продуктивності	10^6
4	Резерв	

Системою називають сукупність (чисельність елементів) виділених будь-яким способом реальних або умовних об'єктів. Система відповідає своїм вимогам: якщо є задані зв'язки, що існують між цими об'єктами, кожний з елементів у середині системи вважається неподільним; з навколишнім середовищем сукупність об'єктів взаємодіє як ціле; між об'єктами в різні моменти часу можна провести одночасну відповідність.

Таблиця 5.7. Класифікаційні угруповання САПР за кількістю рівнів у структурі технічного забезпечення

Код	Найменування	Характеристика технічних засобів систем
1	Однорівнева САПР	ЕОМ середнього або високого класу зі штатним набором периферійних пристроїв, яка може бути доповнена засобами обробки графічної інформації
2	Дворівнева САПР	ЕОМ середнього або високого класу і одне або кілька автоматизованих робочих місць проектувальника (АРМ), які включають в себе міні-ЕОМ
3	Трирівнева САПР	ЕОМ високого класу, одне або кілька АРМ і периферійне програмно-кероване устаткування
4...9	Резерв	

Системи поділяють на *фізичні та абстрактні*. Фізичні системи складаються зі штучних або природних об'єктів, а абстрактні системи – з об'єктів, які в дійсно-

сті не існують і можуть бути представлені тільки символами. Мета системного дослідження – створення *моделі системи*, що вивчається, незалежно від того, є вона фізичною або абстрактною. Системи можуть бути *централізованими* або *децентралізованими*.

Передбачається розподіл системи на підсистеми (ГОСТ 23501.101-87). Об'єкти, що належать до однієї підсистеми, можна розглядати як складові оточення іншої підсистеми.

За призначенням підсистеми САПР поділяють на два види: проєктуючі та обслуговуючі.

Проєктуючі підсистеми виконують проєктні процедури і операції, наприклад підсистема проєктування частин будинків і споруджень, підсистема технологічного проєктування, підсистема проєктування деталей і складальних одиниць.

Обслуговуючі підсистеми призначені для підтримки працездатності проєктуючих підсистем, наприклад підсистема інформаційного пошуку, підсистема кодування, підсистема графічного відображення об'єктів.

За відношенням до об'єкта проєктування підсистеми САПР поділяють на об'єктивно-орієнтовані (об'єктивні) і об'єктивно-незалежні (інваріантні). *Об'єктивні підсистеми* виконують одну або кілька проєктних процедур або операцій, безпосередньо залежних від конкретного об'єкта проєктування. *Інваріантні системи* виконують уніфіковані проєктні процедури й операції.

Підсистема складається з компонентів САПР, які об'єднані загальною для підсистеми цільовою функцією і забезпечують її функціонування. Компонент – елемент забезпечення, що виконує визначену функцію в підсистемі:

1) методичне забезпечення – документи, у яких відображений склад, правила добору і експлуатації засобів автоматизації проєктування;

2) лінгвістичне забезпечення – мова проєктування, термінологія;

3) математичне забезпечення – методи, математичні моделі, алгоритми;

4) програмне забезпечення – документи з текстами програм, програми на машинних носіях і експлуатаційні документи;

5) технічне забезпечення – пристрої обчислювальної техніки, засоби передачі даних, вимірювальні та інші пристрої або їхні сполучення;

6) інформаційне забезпечення – документи, які містять описи стандартних проєктних процедур, типових вирішень, типових елементів, комплектуючих виробів, матеріалів та інші дані, а також файли і блоки даних на машинних носіях із записом зазначених документів;

7) організаційне забезпечення – положення, інструкції, накази, штатні розклади, кваліфікаційні вимоги та інші документи, які регламентують організаційну структуру підрозділів і взаємодію їх із комплексом засобів автоматизації проєктування.

Таким чином, структурна єдність підсистеми забезпечується зв'язками між компонентами різних засобів забезпечення САПР, які утворюють підсистему, а структурне об'єднання підсистем у систему – зв'язками між компонентами САПР, які належать до підсистем.

Таблиця 5.8. Створення САПР

Стадія створення	Зміст робіт	Вид розробленої документації
Передпроектне обстеження	Аналіз існуючої САПР. Визначення готовності підприємства до створення САПР. Розробка пропозицій про доцільність створення САПР (адаптації або розробки)	Технічний звіт
Технічне завдання	Розробка ТЗ, яке включає основні вимоги до САПР	ТЗ
Технічна пропозиція (необов'язково)	Вибір раціонального варіанта САПР, що задовольняє вимоги ТЗ. Прийняття рішення про адаптацію типової САПР або про розробку САПР	Технічна пропозиція
Ескізний проект	Прийняття принципів вирішень за структурою САПР, її підсистемами, а також за всіма видами забезпечень. Попередній розрахунок економічної ефективності і технічних показників САПР	Ескізний проект
Технічний проект	Розробка процесу автоматизованого проектування. Прийняття остаточних рішень за всіма підсистемами і забезпечення САПР, уточнення техніко-економічних показників САПР. Розробка заходів щодо підготовки підприємства до введення в дію САПР	Технічний проект відповідно до ГОСТ 23501.106-85
Робочий проект	Формування САПР у цілому. Реалізація заходів щодо підготовки підприємства до введення в дію САПР	Робочий проект
Виготовлення, налагодження, випробування	Підготовка підприємства до введення в дію САПР. Виготовлення (придбання) і налагодження САПР. Монтаж, налагодження і випробування комплексу засобів САПР у цілому та її підсистем	Акти здачі компонентів САПР і комплексу засобів САПР
Введення в дію	Дослідне функціонування САПР з метою перевірки працездатності і взаємодії підрозділів, визначення реальних техніко-економічних показників, коректування документації	Протокол дослідження функціонування САПР і акт приймання САПР до виробничого функціонування

При розробці САПР бурових машин слід враховувати такі вимоги:

1. Математична модель, яка описує стан системи, що проектується, та її відношення до зовнішнього середовища, повинна бути адекватною фізичній моделі. Алгоритмізацію моделі слід виконувати з таким розрахунком, щоб забезпечувалася її адаптація до максимально можливої кількості досліджуваних структур і операцій без вагомої перебудови програмного забезпечення ЕОМ.

2. Система повинна забезпечувати: достатню точність і достовірність результатів аналізу, виконання різних етапів у розв'язанні того чи іншого рівня задач повинно супроводжуватися програмним аналізом із зовнішнім виводом інформації, просте стикування із системами, які належать до іншого класу задач, мінімум завантажень персоналу в логічній постановці задачі при підготовці і введенні даних.

Розрізняють такі стадії створення САПР: передпроектне обстеження; розробка, узгодження і затвердження задачі на САПР; розробка і затвердження технічної пропозиції на САПР; ескізний проект; технічний проект; робочий проект; виготовлення, налагодження і випробування; введення в дію.

Відомості про склад робіт і вид документації, що розробляються, за стадіями створення САПР наведені в табл. 5.8.

САПР бурових машин будують з урахуванням єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ), а також автоматизованої системи керування виробництвом (АСКВ).

Контрольні запитання та завдання

1. Назвіть і охарактеризуйте основні стадії розробки нових виробів геологорозвідувальної техніки.

2. Які етапи створення дослідного зразка бурової техніки?

3. Що таке конструкторська документація?

4. Що таке єдина система конструкторської документації?

5. Наведіть приклади позначення стандарту ЄСКД.

6. Як класифікують конструкторські роботи?

7. Що являє собою САПР БМ?

8. Схарактеризуйте основні специфічні ознаки САПР.

9. Наведіть схему процесу проектування об'єкта.

10. Назвіть основні класифікаційні угруповання САПР.

11. Які підсистеми САПР ви знаєте?

12. Що містить у собі ескізний проект?

13. Де концентруються принципові конструктивні вирішення по проекту?

14. Що представляє собою технічний проект?

15. У чому формується комплекс конструкторських документів?

16. Що і на якій стадії проектування розробляє проектна організація спільно із заводом-виготовлювачем на основі ТЗ і технічного проекту?

Частина III. ЕНЕРГОДІАГНОСТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Розділ 6. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ І ПІДХОДИ ДО АВТОМАТИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ БУРОВИХ УСТАНОВОК

6.1. Особливості життєвого циклу бурових машин і механізмів

Згідно з функціональними вимогами буровим установкам властивий ряд особливостей і загальних характеристик таких видів: ієрархічність структури, цілісність, присутність системоутворюючого параметра, взаємодія з зовнішнім середовищем, у ролі якого виступає як оброблювана гірська маса, так і навколишні агрегати і конструкції, функціональний взаємозв'язок складових елементів і блоків, присутність керуючих і виконавчих органів у замкнутому ланцюзі впливів, що забезпечує можливість необхідної зміни поточного стану в залежності від отриманої інформації. За перерахованим набором ознак усі бурові установки як об'єкти керування можуть бути віднесені до класу складних кібернетичних систем.

У технологічному процесі взаємодії бурових машин і механізмів з гірським середовищем здійснюється передача у часі і координатному просторі, з відповідним перерозподілом, енергії та інформації. При цьому зміни, що відбуваються в бурових установках, здійснюються через величезну множину форм, крайніми і протилежними з яких варто вважати: розвиток, тобто ускладнення системи у напрямку її удосконалювання з нагромадженням апостеріорної інформації, і деградацію, яка проявляється через різні форми зносу і руйнування з відповідним зростанням невизначеності поточного технологічного стану.

Весь комплекс змін бурових установок, починаючи з моменту проектування і закінчуючи остаточним руйнуванням, складають життєвий цикл (ЖЦ), який можна розділити на ієрархічні стадії і етапи відповідно до типових процесів, що їх характеризують. Узагальнено ці стадії можуть бути визначені в такому вигляді (рис. 6.1):

1. Дослідження і проектування бурових установок.
2. Виготовлення бурових установок по етапах: підготовка виробництва, виробництво, підготовка установки до транспортування і збереження.
3. Обертання бурових установок, тобто забезпечення максимально можливого збереження якості бурових установок в період їхнього транспортування і зберігання, що ускладнено значними масово-габаритними характеристиками цих систем.
4. Технологічна експлуатація бурових установок, яка складається з: цільового використання відповідно до функціонального призначення, технічного обслуговування і профілактичного відновлення, різних типів ремонтів і відновлення після відмов.

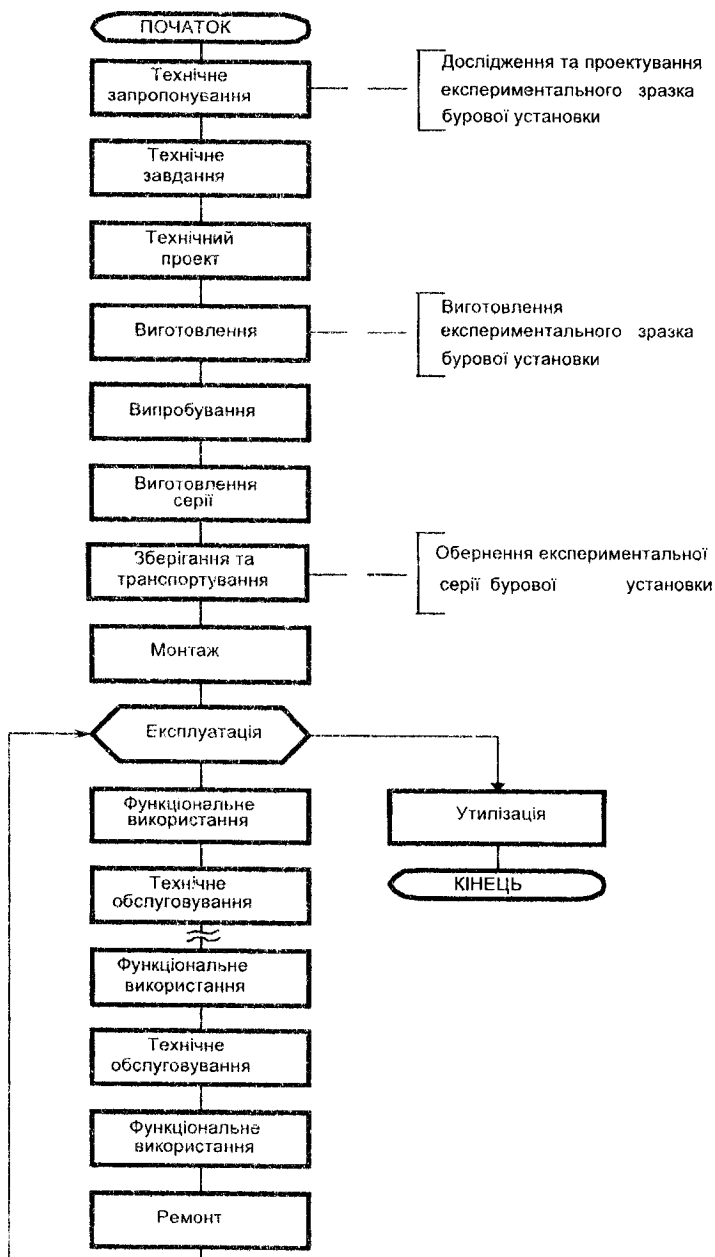


Рис. 6.1. Блок-схема стадій життєвого циклу бурових установок

Після втрати функціональних якостей бурових установок реалізується операція утилізації з можливим використанням різних складових елементів при ремонтах інших аналогічних бурових систем.

Таким чином, технологічна експлуатація бурових установок – це найважливіша частина життєвого циклу таких систем, на якій їхня якість реалізується через робочий режим функціонального використання, підтримується через забезпечення технічного обслуговування і відновлюється в процесі технічного обслуговування і ремонтів. При цьому якість тут визначається як сукупність властивостей, що обумовлюють придатність бурової установки задовольняти визначені технологічні потреби відповідно до її функціонального призначення. Якість бурових установок реалізується через визначену сукупність параметрів якості й ефективності, під якими розуміються кількісні характеристики однієї або декількох складових якісних властивостей системи.

Параметри якості можуть бути одиничними і комплексними. Одиничними параметрами, що характеризують тільки одну властивість, для бурових установок можуть бути, наприклад, напрацювання на відмову всієї системи, інтенсивності відмов систем маслозмащення опорних підшипників, ресурси приводів, муфт і безліч інших. Ці параметри кількісно характеризують безвідмовність конструкції і систем маслозмащення, довговічність приводу. У свою чергу комплексні параметри дають оцінку одного складного або спільно декількох простих властивостей. Класичним прикладом комплексного параметра є коефіцієнт технічного використання.

Коефіцієнт технічного використання обумовлюється безвідмовністю, відновлюваністю і трудомісткістю технічного обслуговування. Для виконання свого функціонального призначення (буріння) бурова установка повинна знаходитися в робочому стані. Це стан, у якому значення усіх функціональних параметрів задовольняють нормативним вимогам конструкторської документації. Між станами системи в довільні моменти часу існує визначена залежність. З метою усунення інформаційної надмірності і для оптимізації вирішення задачі діагностування сукупність параметрів робочого стану бурових установок можна представити *k*-мірним вектором $R(k)$ з відповідною ділянкою припустимих значень $D(k)$. Умова працездатного стану тоді формалізується через вираз вигляду $R(k) \subset D$. Виконання даної умови вимагає перебування значення кожного параметра сукупності $R(k) = (d_1, d_2, \dots, d_k)$ в межах довірчого інтервалу $d_{in} \leq d_i \leq d_{iv}$, де d_{in} і d_{iv} відповідно припустимі нижні і верхні значення *i*-го параметра.

Сукупність параметрів $R(k)$, які забезпечують робочий стан можна розділити на чотири типові групи:

1. Параметри функціонального використання (ПФВ) – $R_f(k_1)$, які характеризують бурові установки з позицій їхньої споживчої сутності.

2. Технічні параметри (ТП) – $R_t(k_2)$, які в бурових установках визначаються інженерними рішеннями.

3. Параметри технічної експлуатації (ПТЕ) – $R_c(k_3)$, які характеризують бурові установки як об'єкт технічного обслуговування і ремонту (параметри надійності й експлуатаційної технологічності конструкції).

4. Системні параметри (СП) – $R_c(k_4)$, які дозволяють представити бурові установки як складну структуру в множині складових елементів і зв'язків, що мають загальну функцію мети.

Життєвий цикл (ЖЦ) бурових установок умовно можна розділити на два періоди – розробки і функціонального використання. Період розробки характеризується створенням визначеного комплексу вимог до проєктованої бурової установки з наступною реалізацією його через множину параметрів функціонального використання $R_f(k_1)$, забезпечуваного інженерними рішеннями в технічних параметрах $R_c(k_2)$. На цьому ж етапі закладаються параметри технічної експлуатації $R_c(k_3)$. Практична реалізація періоду розробки бурових установок визначається нормативними стадіями синтезу технічної документації. Причому під час проєктування вже здійснюється операція цілеспрямованого керування основними параметрами створюваної системи. Наприкінці цього періоду виготовлені експериментальні зразки піддаються промисловим іспитам з наступним впровадженням в виробництво для дослідно-промислової експлуатації і виготовлення серії. Головною задачею на цей період є розробка бурових установок з оптимальними параметрами якості й ефективності.

Період функціонального використання характеризується виконуваною корисною роботою, для якої власне і розроблялася бурова установка. В цей період бурові системи піддаються інтенсивному впливові зовнішніх умов з відповідною витратою закладеного при розробці і виготовленні технічного ресурсу. Під цими техніко-технологічними впливами в бурових системах розвиваються різного роду деградаційні процеси, що змінюють поточний працездатний стан бурових установок $R(k) \subset D$ аж до виникнення відмов. Виконувані на виробництві стандартизовані комплекси робіт з технічного обслуговування і профілактичного ремонту бурових установок покликані нейтралізувати деградаційні процеси, а роботи з відбудови робочого стану звичайно проводяться з появою і розвитком відмов. На цьому, другому періоді ЖЦ бурових установок необхідно робити цілеспрямоване керування їхніми техніко-технологічними параметрами для підтримки останніх у штатних, нормативно необхідних межах, з метою забезпечення необхідних показників якості стану установок і безпеки обслуговуючого персоналу. Для цього необхідно здійснювати оперативне функціональне діагностування поточного стану бурових машин і механізмів і керування цим станом на базі виділеної інформації. Звідси витікає важливість впливу достовірно отриманої апіорної і апостеріорної інформації на ЖЦ систем. Отже, ЖЦ бурових установок є досить складною, упорядкованою в часі сукупністю взаємозалежних техніко-технологічних процесів. При цьому сама система експлуатації цілком визначається як сукупністю технічних засобів експлуатації, виконавців і встановленої за правилами їхньої взаємодії документації. Вона має відносно бурових установок більш високий рівень ієрархії і за структурою і зв'язками є складною системою.

У процесі експлуатації загальним для всіх бурових установок є перехід їх з одного стану в інший протягом ЖЦ. Ці переходи обумовлюються або деградативними процесами, що мають, загалом, стохастичний характер, або цілеспрямованим керуванням станом при технічному обслуговуванні чи ремонті. Об'єктивним фактором зміни стану бурових установок виступають значення обмірюваних техніко-технологічних параметрів. Тому невід'ємною частиною ЖЦ систем є визначення їхніх станів за інформацією про значення параметрів, що виступають основними показниками якості роботи бурових установок. За своєю структурою, кількістю складових елементів і зв'язків, динамічними процесами, функціональним призначенням і галуззю застосування бурові установки відносяться до складних технічних систем. При цьому незважаючи на різноманітність їм властива узагальнена структура з відповідною сукупністю зазначених параметрів $R_r(k_1)$, $R_r(k_2)$, $R_r(k_3)$ і $R_r(k_4)$.

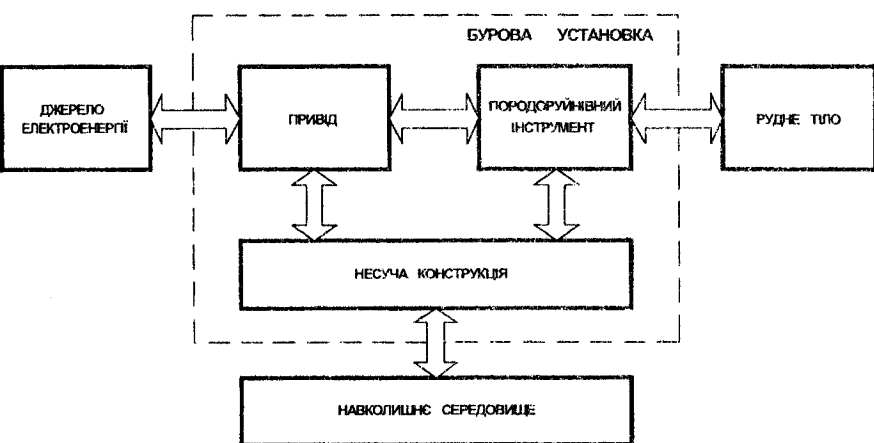


Рис. 6.2. Функціонально-структурна схема роботи бурової установки

До складу узагальненої структурної схеми бурових установок входить виконавчий орган, привід і основна конструкція (рис. 6.2). Виконавчий орган, звичайно спираючись на несучу конструкцію, утримує породоруйнівний інструмент. Приводи містять у собі привідні двигуни, муфти, провали, редуктори, підшипникові опори і зубчасті передачі. Невід'ємною частиною усіх бурових установок є робочий інструмент і привідний двигун. Причому до основних параметрів функціонального використання (ПФВ) $R_r(k_1)$ відносяться такі: конструктивні параметри породоруйнівного інструмента; характер технологічного процесу, що забезпечує тип агрегату щодо використання (бурові установки різних типів і т.д.); продуктивність; споживана потужність; маса; габарити.

Інженерні рішення, які забезпечують реалізацію заданих параметрів функціонального використання $R_f(k_1)$, представляють технічні параметри $R_t(k_2)$ бурових установок. Вони описують бурові установки як об'єкти гірничорудної промисловості. Кількість і склад технічних параметрів обумовлюються функціональним призначенням конкретної гірничої технологічної системи і множиною параметрів функціонального використання. Усі разом вони дають повну характеристику бурових установок, в той час як кожний з $R_t(k_2)$ окремо може бути основним параметром якогось елемента або вузла системи. Прикладами основних технічних параметрів бурових установок можуть бути: діапазони кількісних характеристик одержуваної проходки; швидкісні і частотні характеристики складових елементів; конструктивні виконання вузлів і елементів агрегатів; типи використовуваних привідних двигунів.

Задані інженерними рішеннями технічні параметри цілком визначають склад і розподіл сил і засобів технічної експлуатації бурових установок. Між технічними параметрами $R_t(k_2)$ і параметрами функціонального призначення $R_f(k_1)$ існують різного роду зв'язки. На параметри технічної експлуатації $R_e(k_3)$ лягає характеристика тих основних зв'язків функціонального застосування бурових установок, які відображають поточні зміни їх стану з можливістю спостереження останніх. В цю групу входять, насамперед, параметри властивостей надійності, такі, як довговічність, безвідмовність, ремонтпридатність та ін. Параметри функціонального використання, технічні параметри і параметри функціональної експлуатації вкрай тісно зв'язані між собою, тобто представляють нечіткі множини, які перекриваються, хоча деякі зі зв'язків можуть бути відображені аналітично з прямим і однозначним впливом один на одного. Системні параметри $R_c(k_4)$ технічної експлуатації звичайно представлені аналітичними залежностями.

У випадку апріорної відомості по вимірах множини вхідних сигналів $U_{(i,j,\dots,v)}(t)$, множини припустимих вхідних сигналів $U_{d(i,j,\dots,v)}$, множини станів системи $X_{(i,j,\dots,v)}$ і їхніх припустимих значень $X_{d(i,j,\dots,v)}$, множини вихідних сигналів $Y_{(i,j,\dots,v)}(t)$ і їхніх припустимих значень $Y_{d(i,j,\dots,v)}$, системоутворюючого параметра S і періоду T , узагальнений функціональний опис бурової системи $F(S)$ можна визначити залежністю:

$$F(S) = F\{U_{(i,j,\dots,v)}(t), U_{d(i,j,\dots,v)}, X_{(i,j,\dots,v)}, X_{d(i,j,\dots,v)}, Y_{(i,j,\dots,v)}(t), Y_{d(i,j,\dots,v)}, S, T\}. \quad (6.1)$$

Окремі складові параметри виразу (6.1) при цьому можуть мати множинні, індивідуальні зв'язки вигляду:

$$\begin{aligned}
 U_{d(i,j,\dots,v)} &\subset U_{(i,j,\dots,v)}(t); \\
 X_{d(i,j,\dots,v)} &\subset X_{(i,j,\dots,v)}; \\
 Y_{(i,j,\dots,v)}(t)/S &\subset (U_{d(i,j,\dots,v)} \otimes Y_{d(i,j,\dots,v)}) \subset SX_{(i,j,\dots,v)}; \\
 S/T \otimes X_{(i,j,\dots,v)} &\subset Y_{(i,j,\dots,v)}(t)
 \end{aligned}
 \tag{6.2}$$

(знак \otimes визначає операцію утворення декартова добутку декількох множин).

З позицій діагностування, у вигляді причинної обумовленості станів, надзвичайно перспективними є умовні параметри як конкретні вирази системних описів, наприклад, такі, як умовна робота, що виконує дежка бурова установка. Параметр умовної роботи побічно може бути заданий через вимірюваний інформаційний сигнал через вираз [6, 10, 42]

$$A(I | k_i) = \left(\frac{k k_i k_i \eta P_Y T_s^2 I_Y}{(1 - \eta)^a} \right), \tag{6.3}$$

$k_i = f(P_1, P_2)$ – коефіцієнт розрізнення; P_1 – імовірність правильного виявлення інформаційного сигналу; P_2 – імовірність помилкової тривоги; k_i – кількість інформаційно помітних станів сигналу; P_Y – вихідна потужність корисного сигналу; I_Y – інформаційний обсяг на виході; T_s – середнє напрацювання системи; a, k – вагові коефіцієнти; η – ККД інформаційного каналу системи. Обсяг інформації на виході системи I_Y через те, що всі бурові установки в робочому режимі є джерелами різного виду інформаційних потоків (вібраційних, акустичних, енергетичних та інших), переданих від елемента до елемента, з відповідним перетворенням, включає і корисну інформацію. У випадку, якщо аварійний стан A має апіорну імовірність появи P_{A1} , а в результаті обробки сигналу визначилося, що цей стан має імовірність появи P_{A2} , то отримана інформація, обумовлена виразом $I_Y = \log_2(P_{A2}/P_{A1})$, а величина $I_{YU} = \log_2(P_{A1})$ виступить у вигляді керуючої інформації, якщо в результаті обробки сигналу виявлено, що аварія A дійсно відбулася. Відомо, що n елементів повідомлення, кожний з яких характеризується m станами (градаціями сигналу), містить кількість інформації, обумовлену як питомою інформативністю, так і ентропією повідомлення. Тому що реально стани мають різні імовірності, логарифм $(-\log_2(P_i))$ може бути розглянутий як приватна ентропія i -го стану, а величина H буде математичним сподіванням окремих ентропій. Інформаційний сигнал, який знімається з бурових установок, є безперервною, випадково розподіленою величиною $Y_{(i,j,\dots,v)}(t)$ (амплітуди, фази й інших параметрів сигналу), з відомою щільністю розподілу імовірності $p(Y)$ і ентропії $H(Y)$.

$$H(Y) = \int_{-\infty}^{\infty} p(Y) \log_2 p(Y) dY - \log_2 \Delta Y, \quad (6.4)$$

де величина ΔY – характеризує точність квантування інформаційного сигналу. Тоді, узагальнено, кількість інформації про один випадково обраний елемент бурових установок q_1 щодо іншого випадкового елемента q_2 опишеться виразом

$$I(v_i, v_j) = \iint_{XY} p_{v_i, v_j}(X_{i, j, \dots, z}, Y_{i, j, \dots, q}) \log_2 \frac{p_{v_i, v_j}(X_{i, j, \dots, z}, Y_{i, j, \dots, q})}{p_{v_i}(X_{i, j, \dots, z}) p_{v_j}(Y_{i, j, \dots, q})} dX_{i, j, \dots, z} dY_{i, j, \dots, q}, \quad (6.5)$$

де $p_{v_i}(X_{i, j, \dots, z})$, $p_{v_j}(Y_{i, j, \dots, q})$ – апіорні щільності розподілу випадкових елементів бурових установок; $p_{v_i, v_j}(X_{i, j, \dots, z}, Y_{i, j, \dots, q})$ – щільність їхнього спільного розподілу. При цьому випадкові елементи v_i і v_j можуть мати саму різну природу (скалярну, векторну, бути узагальненими функціями і т.д.). Явна перевага інформаційних описів полягає в тім, що вони відкривають можливість представляти інформацію через конкретні величини. Так, кількість інформації $X_{(i, j, \dots, v)}$ у вихідному сигналі $Y_{(i, j, \dots, v)}$ можливо визначити через різницю ентропій:

$$I(Y_{i, j, \dots, q}, X_{i, j, \dots, z}) = H(Y_{i, j, \dots, q}) - H(Y_{i, j, \dots, q} | X_{i, j, \dots, z}), \quad (6.6)$$

де $H(Y_{i, j, \dots, q} | X_{i, j, \dots, z})$ – умовна ентропія. При статистичній незалежності інформаційних сигналів стану $X_{(i, j, \dots, v)}$ і фрикативності $J_{i, j, \dots, r}$, і умові підпорядкованості останньої гауссівському розподілу

$$I(Y_{i, j, \dots, q}, X_{i, j, \dots, z}) = H(Y_{i, j, \dots, q}) - H(J_{i, j, \dots, r}),$$

де останній член дорівнює

$$H(J_{i, j, \dots, r}) = 2FT \left[\log_2 \sqrt{2\pi e \sigma_f} - \log_2 \Delta X_{i, j, \dots, z} \right],$$

де $2FT$ – кількість незалежних елементів повідомлення в смузі перепускання F за час T , σ_f – середнє квадратичне відхилення сигналу. І тоді визначається

$$I(Y_{i, j, \dots, q}, X_{i, j, \dots, z}) = FT \log_2 (1 + N_c / J_c), \quad (6.7)$$

де N_c – середнє значення потужності корисного сигналу; J_c – середнє значення фрикативної потужності. Значення $FT \log_2 (N/J)$ визначається як інформаційний обсяг сигналу. Воно відбиває можливість передачі постійного обсягу кількості інформації при різних величинах $F, T, W = N/J$. Звідси характеристика

характеристика пропускної здатності каналу діагностування бурових установок, а відповідно і способу діагностування (вібраційного, акустичного, радіоізотопного, енергетичного), через швидкість передачі інформації v_i визначаються у вигляді

$$v_i = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{I(Y_{i,j,\dots,q}, X_{i,j,\dots,q})}{T} = Q(\log_2 1 + N_c / J). \quad (6.8)$$

Останні вирази відкривають можливості встановлювати нові інформаційні взаємозв'язки в бурових установках. За допомогою інформаційного опису можна аналітично зв'язати ПФВ і ТП з такими характеристиками, як цінність інформації, її значимість (диференціальна характеристика цінності), у залежності від оперативної зміни умов, а також використати такі характеристики інформації, як семантичні і прагматичні.

Бурові машини і механізми (БММ) експлуатуються в складних умовах, де під впливом різного роду зовнішніх факторів виникають і розвиваються різні типи деградаційні процеси. Вони можуть значимо змінити основні параметри, сприяючи їхньому виходові за припустимі значення і привести в результаті до відмови. Відповідно під впливом технологічного процесу, зовнішніх умов і виникаючих внутрішніх деградаційних процесів змінюється поточний технічний стан БМ – $S(t)$. Взагалі негативні деградаційні впливи можна розділити на кілька груп: технологічні, механічні, електричні і кліматичні. У результаті негативних впливів виникають дефекти, що обумовлюють невідповідність якогось агрегату, окремих конструктивних вузлів або елементів нормативним вимогам, і переведення цих складових зі справного стану в несправний. Технологічні впливи обумовлені функціональним призначенням БММ і впливають, насамперед, на знос робочого органа (породоруйнівного інструмента) і на конструктивну лінію передачі енергії до нього від приводного двигуна. Негативні механічні впливи складаються з ударів, вібрацій і прискорень в елементах БММ. Електричні впливи в залежності від навантаження приводять до порушень температурних режимів і електричних пробіів при перехідних процесах. Кліматичні впливи, що підрозділяються на впливи вологості і температури, змінюють фізичні і механічні властивості матеріалів і з'єднань конструкцій бурових установок і викликають відхилення параметрів елементів від штатних рівнів. При цьому коливальний характер зміни вологості і температури істотно прискорюють процеси старіння елементів, збільшуючи інтенсивність їхніх відмов.

Таким чином, у робочій експлуатації деградаційні процеси, цілеспрямовано приводячи до дефектів, змінюють у часі вектор сукупного параметра стану $F(t) = \text{var}$, роблячи його змінною величиною. При цьому стан БММ також стає змінним $S(t) = \text{var}$. Чисельне значення сукупного параметра визначає працездатний стан, при припустимих значеннях, і непрацездатний стан при виході за границі нормативних вимог. Узагальнений граф зміни станів бурових установок під впливом деградаційних процесів наведений на рис. 6.3.

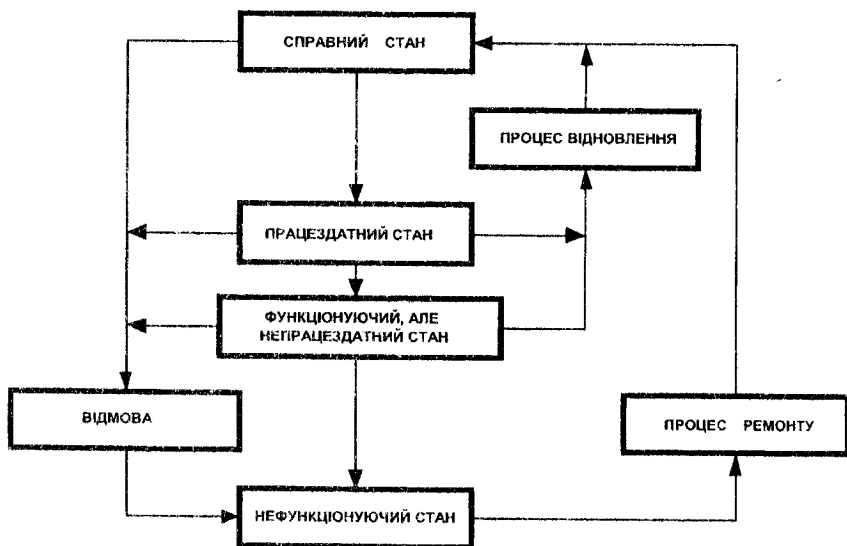


Рис. 6.3. Узагальнений граф зміни станів бурових установок під впливом деградаційних процесів

Бурові машини в непрацездатному стані не можуть використовуватися за функціональним призначенням і вимагають звичайно досить дорогих процесів відновлення. Економічно більш доцільно не доводити БМ до відмови (аварії), проводячи комплекс оперативних процедур з їх технічного обслуговування.

Отже, деградаційні процеси переводять БММ у стан, який вимагає технічного обслуговування. При технічному обслуговуванні БММ також змінюють свій стан під впливом керувань, які їх відновлюють. Якість відновлення обумовлюється своєчасністю і точністю визначення оперативного технічного стану БММ. Таким чином, зі стану працездатності $S_r(t)$ в передаварійний стан $S_{pa}(t)$ під впливом деградаційних процесів $D(t)$ бурова система переходить по ланцюзі

$$D(t) \Rightarrow S_r(t) \Rightarrow S_{pa}(t). \quad (6.9)$$

Система технічного обслуговування повертає БМ у робочий стан по ланцюзі.

$$U_{TO}(t) \Rightarrow kS_{pa}(t) \Rightarrow S_r(t). \quad (6.10)$$

Отже, ступінь керуючого впливу $U_{TO}(t)$ повинен бути пропорційним і ступеню деградації.

$$U_{TO}(t) = k(S_r(t) - S_{pu}(t)). \quad (6.11)$$

Іншими словами, процес технічного діагностування функціонально визначається як процес одержання достовірної інформації про технічний стан бурових установок з метою керування цим станом для підтримки установок в справному стані.

6.2. Динамічні процеси в бурових установках

Як відомо з теорії коливань [4, 20, 32, 57] у будь-якій пружній механічній системі з декількома або одним ступенем вільності в перехідних процесах мають місце вільні і змушені коливання. Їхнє дослідження для задач діагностики в бурових установках представляють досить актуальну задачу.

У механізмах коливання виникають при зміні моменту в одній з їх основних складових частин, наприклад, при зміні руху навантаження – колони бурових труб або режиму роботи привідного двигуна (реверс, гальмування, пуск). При цьому порівняно малі зміни того або іншого з діючих моментів можуть збудити значні напруги в передачах, приводячи до швидкого зносу і руйнування якого-небудь конструктивного вузла.

Колівання в механічній системі бурового агрегату відображаються [32, 56] на процесах в привідному двигуні, впливаючи на його швидкість і момент. Тобто існують тісні зв'язки перехідних процесів в механічних системах і в їхніх привідних електродвигунах. Особливо сильно вони виявляються в механізмах, які містять у своїй структурі елементи, що мають низьку власну частоту коливань і порівняно невисоку жорсткість. Саме цими властивостями характеризується переважна більшість бурових установок.

Основним робочим процесом в бурових установках є буріння гірських масивів, яке здійснюється в основному зрізанням, стиранням, роздавлюванням, а також і ударом робочого інструмента об гірську масу. Отже, робочий інструмент у бурових агрегатах – бури, гідроударники і пневмоударники виконує дві функції: зрізання і ударне здрибнювання та обумовлює функціонування процесу самоздрібнювання шляхом створення замкнутого контуру. Бурове навантаження тут має складні закони динаміки [3, 11, 32, 56, 57], які визначають першорядний вплив на вибір основного приводу. Тому типові представники гірничих електромеханічних систем – бурові установки – є, як і переважна більшість інших гірничих агрегатів, унікально складними електромеханічними системами, розрахованими на безперервну тривалу роботу.

Розглянуті в динаміці більшість бурових установок виступають як енергетично замкнуті системи [4, 56]. У робочому режимі, під дією сил зрізу, тертя, ударів бурів і інерції колони бурових труб, через наявність ексцентриситетів в обертових вузлах бурового верстата, пружні елементи приводу змінюють

умови функціонування робочих режимів буріння і привідного двигуна. Всі ці зміни сил і пружних деформацій відображаються на процесах у привідному двигуні, механічній системі бурового агрегату, технологічному режимі, системі електропостачання, на конструкціях-станинах і рамах верстата. На рис. 6.4 представлена динамічна схема типового бурового агрегату, що поєднує у взаємодії повну множину всіх процесів.

На прикладі бурових установок (рис. 6.4) вплив на робочий процес буріння $U(t)$ є керуючим і виражається в зміні частоти обертання шпинделя (ротора) (об/хв). На конструктивні елементи бурових установок впливають сили інерції неврівноважених вузлів $G(t)$, а на процеси в синхронному генераторі живлення привідних електродвигунів керуючий сигнал системи збудження $F(t)$.

Зміни сумарних протидіючих моментів в бурових установках [20, 26, 39, 57] викликають відповідні зміни обертаючих моментів валів привідних електродвигунів, що збуджує коливання режимних параметрів, потужності, сили струму і напруги в приводах і системах електропостачання. А якщо застосовувані електродвигуни виявляються однотипні, можливо, збіг коливань цих режимних величин по фазах, що може призвести до неприпустимих посилень електричних коливань (напруг) у системах електропостачання, результатом чого може бути вихід могутніх електродвигунів з ладу.

Неврівноважені сили інерції, які виникають при роботі, впливають на систему вузлів бурового верстата і збуджують у ній змушені коливання, що поглинають значну частину потужності основного приводу. Порушені потоки коливальної енергії через транспортну базу й опорні конструкції передаються на складові елементи бурової установки.

При порушенні експлуатаційних режимів бурових установок внаслідок неякісного монтажу або виходу з ладу якого-небудь вузла можливе значне зростання амплітуд цих коливань, що може призвести до аварійної зупинки бурової установки через прихвати колони труб в свердловинах, розриви муфт, розлами зубів у зубчастих передачах, зриви зі станин або рам і т.п. Усунення таких аварій ведеться протягом порівняно тривалих періодів часу (3-12 діб), що значно позначається на загальній продуктивності.

Істотні також прояви коливань у технологічних комунікаціях. Так пульсації подачі промивальної рідини та води в гідроударники обумовлюються циклічним характером роботи бурових насосів і динамічних характеристик транспоруючих трубопроводів. Отже, на прикладі бурових установок, як найбільш типових представників гірничих електромеханічних систем, видно, що вони є складними, динамічними, коливальними системами, у структурах яких можливе виникнення:

- крутильних і згинальних коливань конструктивних елементів;
- електричних коливань режимних параметрів привідного електродвигуна і системи електропостачання;
- коливань технологічних параметрів;
 - коливань опорних конструкцій, рам, технічних і технологічних комунікацій.

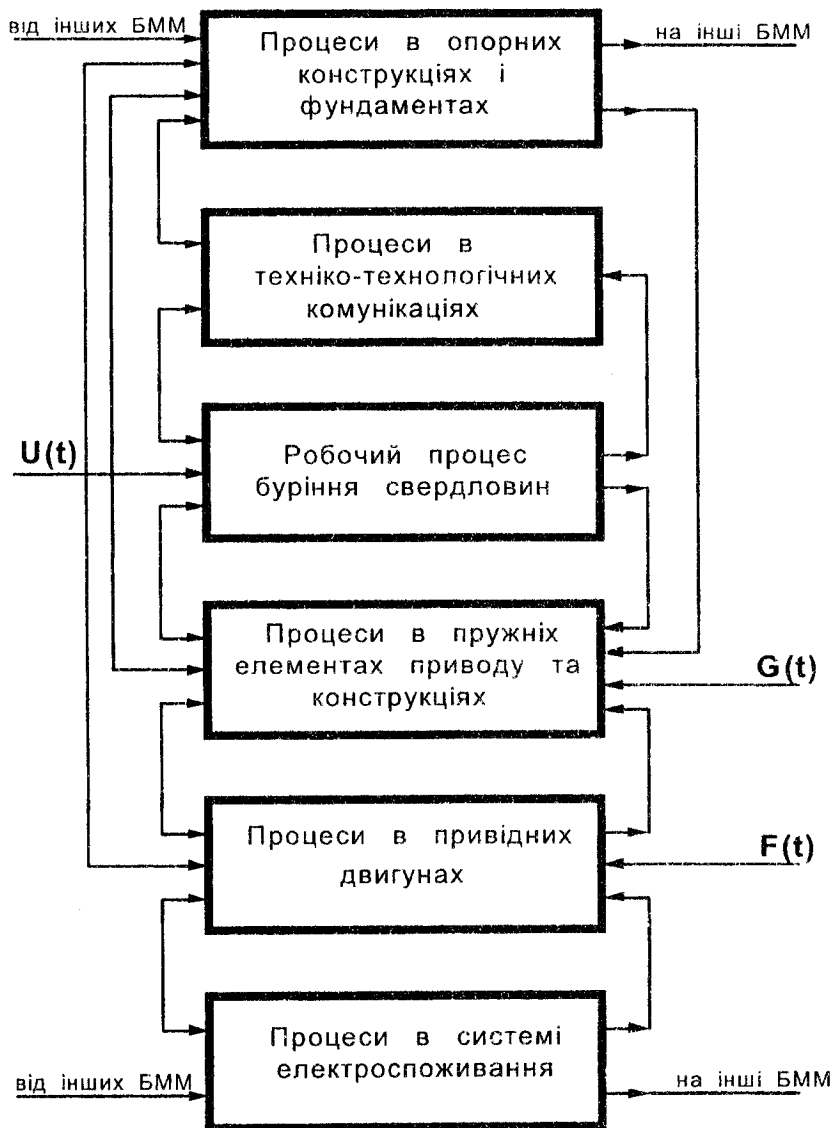


Рис. 6.4. Типова динамічна схема бурового агрегату

Характер зміни всіх цих коливальних процесів у робочих режимах окремих бурових установок визначається в основному формуванням єдиних, зу-

мовлюваних динамічними властивостями й електромеханічними характеристиками динамічних процесів для кожного конкретного типу агрегату. Цим обумовлюється крайня актуальність питання контролю стану бурових установок і для раціональної організації їх експлуатації і для виключення виникнення і розвитку аварійних ситуацій. І здійснення такого контролю доцільно проводити на основі інформативних характеристик саме існуючих коливальних процесів.

6.3. Класифікація причин відмов устаткування бурових агрегатів

Події, що ведуть до відмов елементів бурових установок, носять стохастичний характер, тому визначення і попередження останніх є досить складним науково-технічним завданням.

Виникаючі технічні несправності устаткування бурових установок можуть бути класифіковані за характером руйнівних впливів на: механічні, електричні, термічні і хімічні. А за видом руйнування можуть бути розділені на: повзучість, пробій ізоляції, корозійний, молекулярний, абразивний, кавітаційний знос і тріщини втомі [18, 38]. Зведена класифікація причин руйнування елементів бурових установок представлена на рис. 6.5. Елементи бурових установок, які частіше інших піддаються експлуатаційним відмовам, та найбільш розповсюджені причини, що викликають ці відмови, наведені в табл. 6.1.

Особливий інтерес з відомих видів зносу, як процес, що приводить до найбільш енергоємних аварій у підшипниках колювання, ковзання і елементах приводу, викликає явище задирки у вигляді скафінга. При контакті через плівку змащення або масляний клин цапф і обойм підшипників чи інших конструктивних вузлів приводів, через збуджені коливальні процеси можуть виникати ситуації розривів плівок, що змазують.

Причинами, що викликали це явище, можуть ще також бути: поява абразивних включень, що порівнюються з товщиною масляних плівок, тобто забруднення робочого середовища, зменшення подачі масла внаслідок засмічення або забивання тракту його подачі і т.д. При оголенні від масла поверхонь, які сполучаються, під великим навантаженням тиском створюються умови для зварювання локальних ділянок. Процес цей супроводжується різким ростом коефіцієнта тертя між тертьовими поверхнями. Так, в [38] було відзначено, що зростання коефіцієнта тертя на 30% може бути достатнім для появи деформації зрушення в контактній ділянці і схоплювання дотичних поверхонь.

При скафінзі виникають високі миттєві температури, тому що під час контакту теплота не розсіюється, що призводить до плавлення металу. Ця форма руйнування характеризується подряпинами, які закінчуються в зоні плавлення. Скафінг характерний також для зубцюватого зачеплення. Розрізняють дві стадії цього процесу, різке збільшення коефіцієнта тертя внаслідок порушення режиму змащення і потім нагрівання та руйнування поверхневого шару.

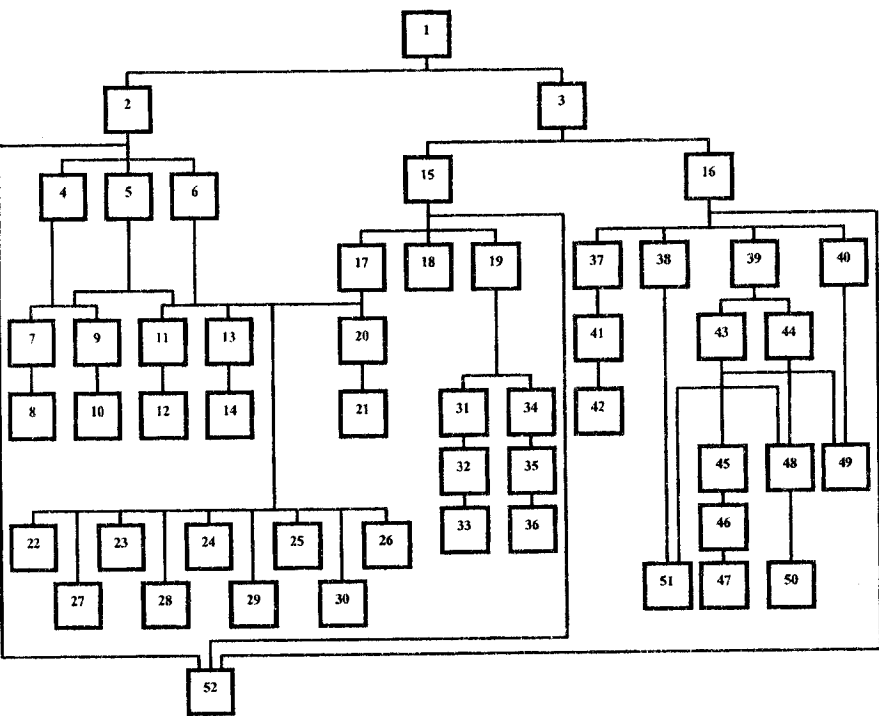


Рис. 6.5. Класифікація причин руйнування елементів бурових установок: 1 – руйнування, 2 – порушення структури металу, 3 – тріщини, 4 – вплив температури, 5 – механічний вплив, 6 – корозія, 7 – зниження міцності, 8 – повзучість, 9 – деформація, 10 – нерівномірне розширення, 11 – траскристалічна корозія, 12 – пітингова корозія, 13 – міжкристалічна корозія, 14 – відшаровування, 15 – постійне навантаження, 16 – пульсуюче навантаження, 17, 38 – корозійне навантаження, 18, 39 – механічне навантаження, 19, 40 – термічне навантаження, 20 – корозія під напругою, 21 – тріщини, 22 – знос, 23 – зріз, 24, 46 – скручування, 25 – короблення, 26 – розривши, 27 – задир, 28, 45 – розтягання, 29 – стиск, 30, 47 – скривлення, 31 – підвищене навантаження, 32, 49, 50 – зниження міцності, 33 – утворення тріщин, 34 – знижене навантаження, 35 – зниження пластичності, 36 – зниження ударного опору, 37 – гідравлічні удари, 41 – ерозія, 42 – ерозійні роз’їдання, 43 – утома, 44 – відносний зсув, 48 – стирання при окислюванні, 51 – корозійна утома, 52 – дефекти

Причинами відмов можуть бути як експлуатаційні фактори, так і недосконалість проектування, виробництва і монтажу бурових установок. Класифікація такої множини причин відмов бурових установок відображена на рис. 6.6.

Таблиця 6.1. Основні причини експлуатаційних відмов і структурні елементи бурових установок, які піддаються їм найбільш часто

Основні причини експлуатаційних відмов	Структурні елементи бурових агрегатів
Корозія	Елементи обертачів і механізмів подачі (шипидель, привідна втулка і т.д.), бурові снаряди, гідравлічні системи, підшипники коливання, цапфи, конструктивні елементи приводів, підшипники ковзання, магістралі трубопроводів технічної води, завантажувальні і розвантажувальні пристрої
Втома	Елементи обертачів і механізмів подачі, бурові снаряди, підшипники коливання, зубчасті передачі, болти кріплення робочих інструментів і несучих конструкцій, муфти, підшипники ковзання
Перевантаження	Зуби зубчастих передач, бурові снаряди, кріпильні болти, муфти, елементи обертачів і механізмів подачі
Перегрів	Підшипники ковзання, підшипники коливання, обмотки привідних електродвигунів
Задирки	Зуби зубчастих передач, підшипники ковзання, бурові снаряди
Знос	Бурові снаряди, елементи обертачів і механізмів подачі, підшипники ковзання, промвали, шпонкові канавки, зубцюваті зацеплення
Забруднення робочого середовища	Гідравлічні системи, підшипники ковзання, підшипники коливання

Звідси видно, що ефективність використання сучасних бурових установок може бути значно збільшена за рахунок раціональної організації їхньої експлуатації. Остання умова вимагає розробки комплексу автоматичних засобів функціональної діагностики, що дозволив би охопити оперативним контролем переважно і найбільше аварійно небезпечну частину конструктивних елементів структур бурових установок. Однак для практичної реалізації такого комплексу потрібно визначити множину якісних інформативних параметрів, які необхідно виділити із сигналів, що супроводять робочі режими бурових установок.

6.4. Аналіз інформаційних сигналів і діагностичних ознак

Вирішення задачі діагностики бурових установок обумовлює визначення деякої сукупності (множини) параметрів, які несуть інформацію про їхній стан. Такими параметрами, котрі прийнято називати діагностичними, можуть виступати величини різних фізичних процесів, які супроводжують роботу бурових установок.

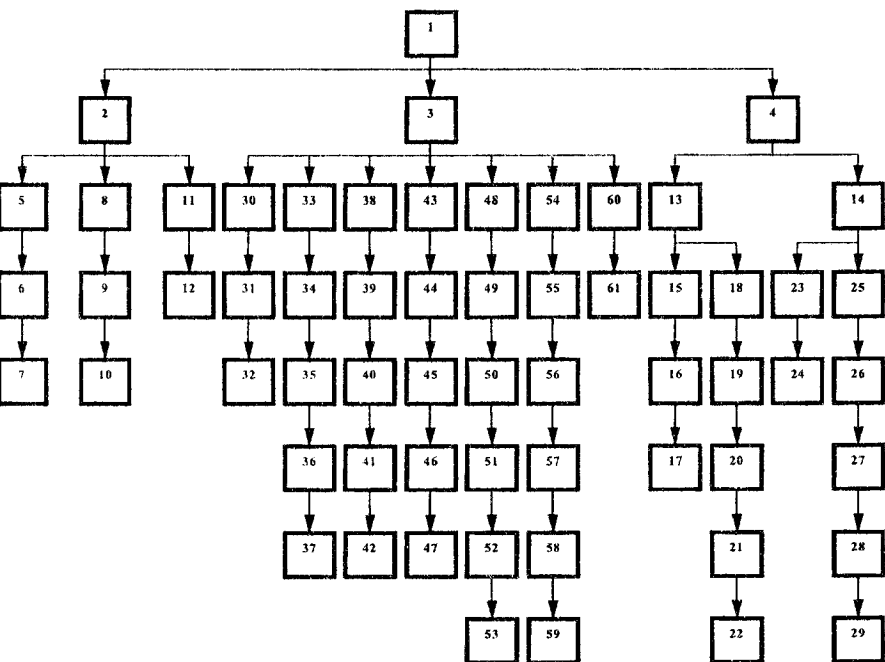


Рис. 6.6. Класифікація відмов устаткування бурових установок: 1 – дефекти, 2 – проектування, 3 – виготовлення, 4 – зборка, 5 – недосконала форма, 6 – різкі зміни перетинів, 7 – гострі краї, 8 – невдалий вибір матеріалу, 9 – з'єднання не контактуючих матеріалів, 10 – різний коефіцієнт розширення, 11 – недооцінка навантаження, 12 – сильні перемінні навантаження, 13 – неправильне з'єднання, 14 – неправильне припасування, 15 – болтові з'єднання, 16 – погані отвори, 17 – недостатнє або надмірне затягування, 18 – зварювання, 19 – погане розплавлення, 20 – перегриви, 21 – провар зерна, розплав металу, 22 – розтріскування, 23 – uszkodження, 24 – сліди інструментів, 25 – гвинтові різьблення, 26 – пересяжка, 27 – недостатнє затягування, 28 – різні різьблення, 29 – погані допуски, 30 – помилка у виборі матеріалу, 31 – переплутані запаси, 32 – заміна бракованою деталлю, 33 – поганий метод виливка, 34 – порожнини, 35 – розшарування, 36 – місцева усадка, 37 – мікро пористість, 38 – неметалічні включення, 39 – розкратані газові міхури, 40 – заходи, складки, 41 – утворення міхурів, 42 – окисні плівки, 43 – виробничі дефекти, 44 – надмірна холодна обробка, 45 – поверхневі тріщини, 46 – висока поверхнева напруга, 47 – забруднення поверхні, 48 – неправильна теплова обробка, 49 – перегриви, 50 – недогрів, 51 – окислювання, 52 – недостатня знижена напруга, 53 – невідповіднє загартування, 54 – неправильна механічна обробка, 55 – шорсткості поверхонь, 56 – вирізання пазів, 57 – недостатнє зрізання, 58 – оброблені на менший розмір фланці, 59 – гострі краї, 60 – неправильна розмітка, 61 – тонкі покриття

Діагностичні параметри і відповідні їм сигнали, що підлягають вимірюванню, мають ряд атрибутивних особливостей. Одна з них полягає в тім, що більшість їх за своєю природою є неелектричними величинами. Наприклад, віброприскорення, температура, шум і кутові переміщення елементів конструкцій, витрати і тиски в магістралях подачі масла і технічної води, крутні моменти, кутові швидкості і прискорення елементів бурових установок. Меншу частину діагностичних параметрів складають електричні величини: споживані активна і реактивна, миттєва і середня потужності, струм, напруга, $\cos(\varphi)$ та інші сигнали, які характеризують стан електроустакування. Іншою особливістю діагностичних параметрів бурових установок є їхній розподіл на дві групи: одиничні й узагальнені. Перші відбивають стан окремих елементів і вузлів бурових машин, другі – загальний стан більш великих вузлів, блоку механізмів, бурового агрегату або всієї бурової установки.

Найважливішою особливістю діагностичних параметрів є характер їхньої зміни в процесі діагностування, що дозволяє розділити їх за цією ознакою на статичні і динамічні [7, 18, 38]. До статичних параметрів бурових установок можна віднести значення ваги бурового снаряда, зусилля на гаку; тиски і витрати в системах гідропідпору і маслозмащення, тиски і витрати промивної рідини; лінійні і кутові переміщення елементів конструкцій. Динамічні параметри є випадковими процесами і включаються в енергетичні, вібраційні й акустичні сигнали. Типові форми зміни й окремі характеристики основних діагностичних сигналів і параметрів бурових установок наведені в табл. 6.2.

Узагальнені діагностичні сигнали мають, в основному, випадковий, полігармонійний характер зміни і містять в окремих своїх діагностичних ознаках інформацію про технічний стан різних елементів і вузлів бурових установок, їхні енергетичні, технічні і технологічні режими [6, 7, 18, 36]. Вони більш перспективні і цінні для вирішення задач діагностики, оскільки несуть значний обсяг інформації і при використанні ефективних методів обробки дають більш повну картину оперативного технічного, енергетичного і технологічного стану бурового агрегату при малому часі виміру. Однак для їхньої обробки потрібні більш складні засоби вимірювальної й обчислювальної техніки. Типовим прикладом узагальненого діагностичного параметра може служити наведений у рядку 4 табл. 6.2 сигнал миттєвої, активної потужності, споживаної привідним електродвигуном бурових установок ЗИФ-1200МР. У зв'язку з поставленою задачею щодо визначення найбільш ефективного і якісно інформативного діагностичного параметра цей сигнал викликає найбільший інтерес.

Через свою природу, будучи електричним, динамічним і узагальненим діагностичним параметром, що володіє в порівнянні з іншими найбільшим обсягом інформації, він нескладно виділяється за допомогою стандартних енергетичних перетворювачів (потужності, струму, напруги і т.п.), якими оснащені штатні виробничі системи контролю і керування більшості бурових установок.

Таблиця 6.2. Діагностичні ознаки і параметри бурових установок

Зміни діагностичного параметра	Діагностична ознака	Характеристика діагностичної ознаки	Найменування діагностичного параметра	Найменування структурного параметра
	X_0		Витрати масла через протоки реле. Витрати води. Температури в підшипниках обмоток статорів і роторів електродвигунів	Забивання магістралей подачі масла або технічної води. Зміни режимів маслоподачі, режимів електродвигунів
	$K_x = \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} < \Delta x < t$	Інтервал змінюється з декількох днів до шести місяців	Середній рівень зносу породоруйнівного інструмента. Середня площа отворів грати	Знос породоруйнівного інструмента. Знос елементів приводу
	$K_t, \Delta T, \Delta t$ T_{max}, T_{min} $\Delta T = T_{max} - T_{min}$	Інтервал змінюється з декількох хвилин до години	Температура в підшипниках	Скафінг в підшипниках
	$x_{cp}, x_{i max}$ $x_{i min}, \Delta X_{max}$ $x_i; t_i$ $M(x), D(x);$ $R_{xx}(t);$ $S(w)$	Статистичні, спектрально-кореляційні характеристики. Спектр до 20 Гц	Споживана потужність, струм, напруга	Зазори в вузлах, неспіввідповідності, кінематичні биття, технологічні коливання
	x_{pi}, t_i $M(x), D(x),$ $R_{xx}(t), S(w)$	Статистичні, спектрально-кореляційні характеристики. Спектр до 300 Гц	Прискорення вібрацій	Зазори в сполученнях, кріпленнях, неспіввідповідності

Попередню порівняльну оцінку інформаційних характеристик основних супровідних робочим режимам бурових установок сигналів і визначення забезпечуваної ними міри повноти перевірки системи можна виконати на прикладі бурового агрегату.

З наведеної на рис. 6.7 функціонально-структурної діагностичної моделі БА видно, що розглянутими параметрами є відповідно: $Z1$ – акустичний або радіоізотопний сигнали; $Z2, Z3, Z4$ – сигнали вібрацій, температури або тиски масла на підшипникових опорах ($Z2$), на шестірнях ($Z3$) і на двигуні ($Z4$), $Z5$ – сигнал споживаної привідним двигуном потужності.

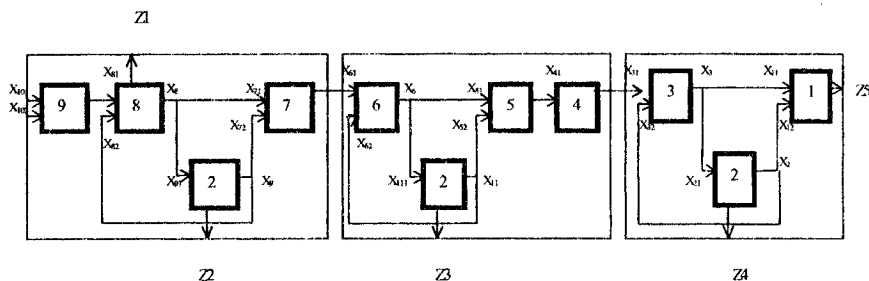


Рис. 6.7. Функціонально-структурна діагностична модель бурового агрегату: 1 – статор привідного електродвигуна, 2 – підшипникові опори, 3 – ротор привідного електродвигуна, 4 – муфта, 5 – редуктор, 6 – проміжні елементи приводу, 7 – зубчаста передача, 8 – обертач, 9 – колона бурильних труб із породоруйнівним інструментом.

У результаті обробки статистичних даних і з робіт [23, 42, 43, 47] відомо, що орієнтовані ймовірності безвідмовної роботи елементів БА протягом року мають такі усереднені значення.

$$\begin{array}{llll}
 p_1=0,98; & p_2=0,95; & p_3=0,98; & p_4=0,91; \\
 p_5=0,97; & p_6=0,89; & p_7=0,96; & p_8=0,91; \\
 p_9=0,81; & p_{10}=0,87; & p_{11}=0,93. &
 \end{array}$$

Скориставшись методикою, запропонованою в [36], можна обчислити апіорну невизначеність знань про стан бурового агрегату за виразом

$$p = \prod_{i=1}^N p_i = p_1 p_2 p_3 p_4 p_5 p_6 p_7 p_8 p_9 p_{10} p_{11} = 0,4103729; \quad (6.12)$$

$$H_0(M) = -p \log_2 p - (1-p) \log_2 (1-p) = 0,9765,$$

де p – імовірність безвідмовної роботи і $H_0(M)$ – вихідна невизначеність множини M усіх елементів об'єкта. При контролі параметра ZI підмножина перевірених M_{NZI} елементів бурового агрегату утворює вузли 8 і 10. Підмножина неперевірених елементів M_{NZI} – всі інші вузли. Аналогічно можна записати ступінь охоплення перевіркою інших параметрів.

$$\begin{aligned}
 z_1 &\Rightarrow M_{z_1} = \{10, 11\} & M_{\bar{z}_1} &= \{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9\} \\
 z_2 &\Rightarrow M_{z_2} = \{9, 10, 11\} & M_{\bar{z}_2} &= \{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8\} \\
 z_3 &\Rightarrow M_{z_3} = \{6, 7, 8, 9, 10, 11\} & M_{\bar{z}_3} &= \{1, 2, 3, 4, 5\} \\
 z_4 &\Rightarrow M_{z_4} = \{2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11\} & M_{\bar{z}_4} &= \{1\} \\
 z_5 &\Rightarrow M_{z_5} = \{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11\} & M_{\bar{z}_5} &= \{0\}
 \end{aligned} \tag{6.13}$$

Оцінка повноти перевірки бурового агрегату для підмножин

$$L_{z_1} = \prod_{i \in M_{z_1}} p_i = p_{10} p_{11} = 0,7917; \quad L_{z_2} = \prod_{i \in M_{z_2}} p_i = p_9 p_{10} p_{11} = 0,641277; \tag{6.14}$$

$$L_{z_3} = \prod_{i \in M_{z_3}} p_i = p_6 p_7 p_8 p_9 p_{10} p_{11} = 0,509554; \quad L_{z_4} = \prod_{i \in M_{z_4}} p_i = p_2 p_3 p_4 p_5 p_6 p_7 p_8 p_9 p_{10} p_{11} = 0,419748;$$

$$L_{z_5} = \prod_{i \in M_{z_5}} p_i = p_1 p_2 p_3 p_4 p_5 p_6 p_7 p_8 p_9 p_{10} p_{11} = 0,410373.$$

І для підмножин M_{HZI}

$$I_{z_1} = \prod_{i \in M_{\bar{z}_1}} p_i = p_1 p_2 p_3 p_4 p_5 p_6 p_7 p_8 p_9 = 0,518344; \quad I_{z_2} = \prod_{i \in M_{\bar{z}_2}} p_i = p_1 p_2 p_3 p_4 p_5 p_6 p_7 p_8 = 0,639931;$$

$$I_{z_3} = \prod_{i \in M_{\bar{z}_3}} p_i = p_1 p_2 p_3 p_4 p_5 = 0,805358; \quad I_{z_4} = \prod_{i \in M_{\bar{z}_4}} p_i = p_1 = 0,98; \tag{6.15}$$

$$I_{z_5} = \prod_{i \in M_{\bar{z}_5}} p_i = 0.$$

Тоді вихідні невизначеності стану бурового агрегату $H_0(M_{HZI})$ одержать такі значення кожного параметра:

$$H_0(M_{\bar{z}_1}) = -I_{z_1} \log_2 I_{z_1} - (1 - I_{z_1}) \log_2 (1 - I_{z_1}) = 0,3001644;$$

$$H_0(M_{\bar{z}_2}) = -I_{z_2} \log_2 I_{z_2} - (1 - I_{z_2}) \log_2 (1 - I_{z_2}) = 0,2838452;$$

$$H_0(M_{z3}) = -I_{z3} \log_2 I_{z3} - (1 - I_{z3}) \log_2 (1 - I_{z3}) = 0,214075; \quad (6.16)$$

$$H_0(M_{z4}) = -I_{z4} \log_2 I_{z4} - (1 - I_{z4}) \log_2 (1 - I_{z4}) = 0,022604;$$

$$H_0(M_{z5}) = -I_{z5} \log_2 I_{z5} - (1 - I_{z5}) \log_2 (1 - I_{z5}) = 0.$$

Кількість інформації, одержуваної під час контролю по кожному з параметрів, буде відповідно рівною.

$$S_{z1} = H_0(M) - L_{z1} H_0(M_{z1}) = 0,7388599; \quad S_{z2} = H_0(M) - L_{z2} H_0(M_{z2}) = 0,7944767;$$

$$S_{z3} = H_0(M) - L_{z3} H_0(M_{z3}) = 0,8374173; \quad S_{z4} = H_0(M) - L_{z4} H_0(M_{z4}) = 0,9670347;$$

$$S_{z5} = H_0(M) - L_{z5} H_0(M_{z5}) = 0,9765. \quad (6.17)$$

У результаті повнота перевірки гірничої електромеханічної системи типу бурового агрегату по кожному з параметрів буде відповідно дорівнювати

$$V_{z1} = \frac{S_{z1}}{H_0(M)} = 0,7566410; \quad V_{z2} = \frac{S_{z2}}{H_0(M)} = 0,8135965; \quad V_{z3} = \frac{S_{z3}}{H_0(M)} = 0,888292; \quad (6.18)$$

$$V_{z4} = \frac{S_{z4}}{H_0(M)} = 0,9903069; \quad V_{z5} = \frac{S_{z5}}{H_0(M)} = 1,0.$$

Отримані результуючі оцінки V_{z1} , V_{z2} , V_{z3} , V_{z4} і V_{z5} указують, що тільки сигнал споживаної потужності Z_5 як діагностичний параметр забезпечує необхідну повноту перевірки (V_{z5}), при якій контролем охоплюються всі елементи системи, а множина $H_0(M_{Hz5})$ неперевірених елементів виявляється порожньою.

Таким чином, сигнал споживаної миттєвої потужності привідного електродвигуна бурового агрегату несе в собі інформацію і про технологічний (для бурових агрегатів це кількість елементів колони бурових труб, частота обертання обертача, зусилля подачі та ін.) [26, 39, 42], і про технічний стан агрегатів (для бурових агрегатів це стан сполучення і співвісності елементів приводів, знос породоруйнівних інструментів, стану підшипників і т.п.) [7, 18, 36, 38]. Аналогічні дослідження можна провести щодо будь-яких типів бурових агрегатів і ще раз переконатися в пріоритетній якійсінформативності енергетичних сигналів.

Найважливішою інформаційною характеристикою діагностичних параметрів є їх амплітудно-частотний діапазон зміни. У ряді досліджень виявлено, що активний спектр частот різних бурових установок з типовою структурою як гірничих електромеханічних систем є коливання з частотами, які для вібраційного сигналу розташовуються в діапазоні $0,2 \div 400,0$ Гц [15, 18, 31, 32, 42], для

акустичного сигналу в межах 18,0 ÷ 24,0 кГц [20, 38] і для енергетичного – в інтервалі 0,001-100,0 Гц [38, 58].

Крім того, необхідно відзначити, що саме запропонований до застосування метод діагностики всієї сукупності, який полягає у виділенні із сигналу діагностичних ознак для визначення технічного стану різних елементів, вузлів і комплексного стану всієї бурової установки в цілому і дає можливість визначити структуру й елементну базу технічних і програмних засобів функціонального діагностування щодо всієї сукупності причин виникнення аварійних ситуацій.

6.5. Принципи і підходи до синтезу систем автоматичного діагностування бурових установок

Для цілей діагностики гірничих електромеханічних систем (ГЕМС), до складу яких відносяться і бурові установки, постійно розробляються нові способи і системи автоматичного контролю. Тому доцільно провести аналіз відомих в даний час способів і систем подібного контролю. Відома велика кількість різних методів неруйнівного контролю. Найбільш розповсюджені з них: візуальні, оптичні, термометричні, термічні, вібраційні, електричні, акустичні й ультразвукові, магнітні, радіографічні. Кожний з перерахованих методів має визначені переваги перед іншими і специфічну галузь свого застосування.

Проведений аналіз існуючих методів і систем діагностування бурових установок дає підставу вважати, що в даний час в гірничій промисловості використовуються в основному візуальні, акустичні, вібраційні і термометричні методи. Розглянемо більш докладно кожний із них.

Добре відомо, що досвідчені механіки, ремонтники й оператори візуально і на слух можуть знайти виникнення багатьох видів дефектів, визначити ненормальність в роботі устаткування і моменти виникнення передаварійних станів відносно деяких з вузлів бурових установок. Тому обслуговуючим персоналом в період роботи бурових установок здійснюється безперервний візуальний і акустичний контроль доступних для цього елементів. Під час профілактичних і ремонтних заходів здійснюється більш ретельний огляд часто недоступних у робочому режимі конструктивних елементів бурових установок, таких, як елементи приводів, породоруйнівні інструменти, лебідки, обертачі, механізми подачі, елеватори, труборозвертачі, талеві системи і канати. Однак результати візуального огляду достатньо суб'єктивні, тому що цілком залежать від індивідуальних здібностей, досвіду і фізичного стану (ступінь втоми) здійснюючого огляд. Спеціальні ж пристрої, що полегшують огляд, такі, як бароскопи, ендоскопи, оптичні сканувальні пристрої та інші інтенсифікатори зображення при оперативній діагностиці бурових установок обслуговуючим персоналом широкого застосування не знайшли. Не визначився власне і напрямок спеціалізованих систем автоматичного діагностування на бурових агрегатах. Тому доцільним було б розглянути використовувані аналогічні системи в гірничій промисловості взагалі.

Технологічні процеси в бурових установках супроводжуються випромінюванням шуму, що ефективно може бути використаний як діагностичний пара-

метр. Однак відомі способи [7, 18] амплітудно-частотної характеристики випромінюваного шуму, які використовують у гірничих електромеханічних системах, орієнтовані переважно на визначення технологічних параметрів.

У роботі [20] поряд з технологічними показниками гірничого технологічного агрегату – ступенем завантаження і кількості куль у млині, гранулометричним складом рудної маси, визначається і технічний параметр – ступінь зносу броні. Для цього використовується спектр обмірюваних акустичних коливань, поділюваний на піддіапазони частот, у кожному з яких визначають амплітуди і вагові коефіцієнти їхнього впливу. У залежності від суми добутків амплітуд і вагових коефіцієнтів оцінюють діагностичні параметри.

Звукометричний спосіб діагностики стану ГЕМС аналогічний акустичному і доповнюється виділенням елемента інтенсивності звукового поля [20, 36].

З відомих технічних систем, що використовують принципи аналізу акустичних характеристик об'єктів, заслуговує на увагу ряд діагностичних пристроїв, опис яких наведено в роботі [20]. Один із пристроїв виміру середньої потужності шуму і форматування сигналу у разі перевищення нею заданого рівня має найбільш розповсюджену структуру, що складається з первинного перетворювача, підсилювача, квадратора, інтегратора і граничного елемента. Інший пристрій, що містить додатково лінію затримки, пам'ять, корелятор, використовує взаємно кореляційні функції шуму механізму й еталонного сигналу, що зберігаються в пам'яті ЕОМ. Шляхом порівняння максимумів обчислених взаємно кореляційних функцій розрізняється поточний стан механізму.

Із закордонних розробок відома діагностична система фірми "Куртис-Райт" [20, 38, 64]. Суть її роботи полягає в тому, що сигнали від деякого числа мікрофонів зводяться до величини заздалегідь визначеної смуги шуму контрольного агрегату. Знос елементів ставиться у відповідність змінам характеристик акустичного сигналу, за яким і визначають технічний стан елементів. Інша система [20, 63] використовує пам'ять цифрової обчислювальної машини для збереження реалізацій і характеристик шуму справного агрегату. Визначення несправностей здійснюється за допомогою методів розпізнавання образів під час порівняння характеристик вимірюваного шуму з еталонним значенням.

Іншим сигналом, який супроводжує технологічні процеси в ГЕМС, є випромінювання потоків коливальної енергії (вібрацій). Відомий ряд способів вібраційних характеристик агрегатів, які використовують як діагностичні параметри. Скажімо, найбільш часто в них визначення дефектів у деталях машин засновано на ресетранції вібрацій останніх, вимірі і фіксації максимального значення вібросигналу і його частоти. Про знос елементів судять за величиною зрушення цієї частоти [15].

У роботах [20, 38] пропонується встановлення інформативної смуги частот, у якій визначається і запам'ятовується рівень їх середнього значення. Надалі безупинно вимірюється математичне сподівання вібрацій і порівнюється із середнім. Перевищення першого значення над другим є сигналом наявності дефектів у деталях машин.

Поряд із широко розповсюдженими вібровимірювальними приладами загального призначення, такими, як віброграф Вр1, вібровимірювальні системи

БІП-4 і ВІ6-6ТН, аналізаторами спектрів 35-3 [20] відомі спеціалізовані діагностичні системи. Так, пристрій для визначення технічного стану гірничих машин ВАП-І [20, 38], використовує закономірність зміни власної частоти конструктивних елементів зі ступенем їхнього зносу. Цікава система визначення дефектів у деталях машин, заснована на аналізі амплітуди віброцигнала в інформативних смугах частот, а найбільш цікавою в цьому класі систем є універсальний аналізатор спектра вібрацій гірничих машин з частотно-амплітудним кодуванням сигналу, погоджений безпосередньо з ЕОМ з метою використання методів порівняння образів і здійснюючий найбільш точно визначення ступеня зносу елемента, місця його розташування і виду дефекту.

За кордоном розроблена система віброконтролю (AIDS) двигунів літаків (EVM), орієнтована на контроль перевищення сигналу вібрацій заздалегідь визначеного рівня.

За результатами аналізу встановлено, що супутні технологічним процесам ГЕМС енергетичні параметри (потужність, струм, напруга та ін.) не одержали широкого застосування як діагностичні показники технічного стану, хоча широко використовується потужність для визначення технологічного параметра навантаження на агрегат. Це частково пояснюється відсутністю значимих теоретичних і експериментальних досліджень інформативних характеристик енергоінформаційних сигналів. Деяким виключенням є відомий спосіб визначення ступеня зносу броні барабаних млинів за рівнем середньої споживаної потужності, обмірюваної при тому самому заповненні для нової і зношеної броні.

Використання одночасно характеристик декількох супутніх сигналів – споживаної потужності і вібрацій запропоновано в роботі [42]. Тут динамічна складова потужності виділяється на частоті автоколивання цапф підшипників млина та її трьох гармонік. Із сигналу вібрацій, що реєструються датчиком, встановленим на підвінцевій шестірні, виділяють сигнали на частоті сполучення зубців вінцевої і підвінцевої шестірні та їх трьох непарних гармонік. У результаті про стан барабанного млина судять за інтегральною сумою виділених сигналів.

Найбільш широке поширення в гірничій промисловості для діагностики ГЕМС одержали термометричні методи.

Добре відомо, що теплопровідність і температурний градієнт мають високій кореляційний зв'язок із характеристиками і технічним станом елементів технологічних агрегатів, що рухаються. З численних засобів термометрії, таких, як радіотелеметрія, пірометрія, використання температурних пробок та інших, в автоматичному контролі стану ГЕМС найбільше застосування одержала термографія.

За допомогою цього методу контролюються температурні характеристики в ряді критичних точок найбільш аварійно-небезпечних елементів і вузлів агрегатів. Для ГЕМС такими вузлами є звичайно підшипникові опори, як концентратори найбільших напруг [3, 6, 7], і обмотки статорів і роторів привідних двигунів, як найменш надійні вузли, що дають відносно високу частоту ушкоджень. Діагностування робочих органів ГЕМС, хоч останні і є важливими, аварійно-небезпечними вузлами, через специфічні умови функціо-

нального використання не може бути здійснене за допомогою термографії. Слід зазначити, що температурні картини або внутрішній розподіл температур в обмотках електродвигунів є в даний час основою інформаційної частини систем діагностування електроустаткування. У роботі [38] досить повно описані експериментальні і теоретичні дослідження системи технічного діагностування електроустаткування та принципи термометричного методу. До дійсного часу контроль стану електричних машин щодо перевищення їхніх температур над установленим рівнем здійснений на всіх гірничорудних підприємствах. На гірничо-збагачувальних комбінатах реалізовані на кожному ГЕМС локальні системи термомоніторингу.

Контрольні запитання та завдання

1. Які ієрархічні стадії та етапи відповідно до типових процесів складають життєвий цикл бурового устаткування?
2. Наведіть сукупність параметрів якості і ефективності бурових установок.
3. Що визначається за приватну ентропію при енергоінформаційних технологіях?
4. Запишіть математичне відображення кількості інформації на один випадково обраний структурний елемент бурової машини.
5. Наведіть типову динамічну схему бурового агрегату.
6. Наведіть схему класифікації причин руйнування конструктивних елементів бурових установок.
7. Наведіть основні причини експлуатаційних відмов відповідно до структурних елементів бурових агрегатів.
8. Які інформаційні параметри бурових агрегатів визначаються як статичні?
9. Які інформаційні параметри бурових агрегатів визначаються як динамічні?
10. Наведіть схему класифікації відмов устаткування бурових установок.
11. Які діагностичні ознаки і параметри визначаються як основні при енергоінформаційних технологіях?
12. Вкажіть загальні принципи і підходи до синтезу систем автоматичного діагностування бурових агрегатів.
13. Наведіть методику обчислення невизначених апріорних знань про стан бурових агрегатів.
14. Визначте діагностичні ознаки і параметри бурових установок.
15. Які основні причини експлуатаційних відмов і структурні елементи бурових установок, найбільш часто їм піддані, можна визначити як базові?
16. Як можна функціонально визначити процес технічного діагностування?
17. Що виконує система технічного обслуговування бурових установок в робочому стані?
18. Як визначається кількість інформації $X_{(i,j,\dots,v)}$ у вихідному сигналі $Y_{(i,j,\dots,v)}$?

19. Чим характеризується період функціонального використання?
20. Як дозволяють представити бурові установки системні параметри (СП) – $R_c(k_4)$ в загальній функції цілі?
21. Як характеризують бурові установки параметри технічної експлуатації (ПТЕ) – $R_c(k_3)$?
22. Чим в бурових установках визначаються технічні параметри (ТП) $R_c(k_2)$?
23. Як характеризують бурові установки параметри функціонального використання (ПФВ) – $R_f(k_1)$?
24. На скільки груп і які можна розділити сукупність параметрів $R(k)$, що забезпечують робочий стан бурових установок?
25. Що обумовлюється коефіцієнтом технічного використання при технічному обслуговуванні бурових установок?
26. Якими можуть бути параметри якості?
27. Який вигляд має блок-схема стадій життєвого циклу бурових установок?
28. Які види коливальних процесів виникають в складних, динамічних системах бурових верстатів?
29. У чому полягає природа виникнення і розвитку явища задирки у вигляді скафінга?
30. Які атрибутивні особливості мають діагностичні параметри і відповідні їм сигнали, що підлягають вимірюванню?
31. Чим характеризуються діагностичні ознаки і параметри бурових установок?
32. Який вигляд має функціонально-структурна діагностична модель бурового агрегату?
33. Які основні характеристики має типова динамічна схема бурової установки?
34. Яке функціональне призначення системи технічного обслуговування?
35. Наведіть узагальнений граф зміни станів бурових установок під впливом деградаційних процесів.
36. Що виступає об'єктивним фактором зміни стану бурових установок?
37. Наведіть функціонально-структурну схему роботи бурової установки.

Розділ 7. ЕНЕРГЕТИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ БУРОВИХ УСТАНОВОК

7.1. Призначення і специфіка енергетичної діагностики

Основна ідея технологій енергетичної діагностики гірничих технологічних агрегатів (ГТА), що мають електромеханічну структуру, складається в розробці і практичній реалізації методів і способів виділення й оцінки інформативних параметрів технічного стану об'єкта, що діагностується, в його нормальному робочому режимі, тобто без зупинки і розбирання, за характеристиками енергоспоживання, які супроводжують технологічне функціонування кожної гірничої електромеханічної системи (ГЕМС), характерним представником яких є і бурові установки.

Таким чином, призначенням енергетичної діагностики є оцінка ступеня відхилення технічного стану ГЕМС, наприклад бурових агрегатів, від норми, здійснювана за непрямими ознаками, а саме – за флуктуаціями характеристик параметрів енергоспоживання, що залежать від характеру взаємодії складових елементів бурових агрегатів, машин і механізмів, вузлів і окремих деталей. Актуальність проблеми діагностики обумовлена величиною ймовірності виникнення позаштатних порушень в електромеханічній системі ГТА, розвиток котрих веде як до порушення нормальних режимів функціонування, так і до передчасної втрати працездатності, до виникнення і розвитку різного роду аварій.

Звичайно для визначення працездатності системи діагностування або ж її стану вводять у розгляд вектор структурних параметрів об'єкта чи його змінні стану $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, де $x_i, i = 1, 2, \dots, n$ – відхилення i -го параметра технічного стану від його номінального значення. Поточний стан складного електромеханічного об'єкта діагностування прийнято оцінювати множиною n змінних стану x_i , зміна яких за час напрацювання приводить до відмови.

Статистичний аналіз переліку відмов бурових установок дає можливість визначення найбільш слабких структурних вузлів, що лімітують технічний ресурс використання агрегатів, а також виявлення множини підлягаючих діагностуванню дефектів, обумовлених виходом того або іншого параметра (значення дисбалансів шпинделів, привідних втулок обертачів, роторів привідних електродвигунів, ступеня зносу породоруйнівних інструментів, величини зазорів у підшипникових опорах і т.д.) за границі припустимих меж.

Випадковість виникнення відмови або, інакше, порушення працездатності системи, що діагностується, обумовлено цілком визначеними техніко-технологічними, фізичними і хімічними процесами, які протікають у машинах і механізмах, вузлах і деталях бурових установок, та мають у свою чергу випадковий характер. Ці процеси руйнування визначаються множиною внутрішніх і зовнішніх факторів q_i , в котрі входять структура і принцип дії бурових установок, оточуючі умови і режими їхньої роботи, матеріали і технологія виготовлення. Зобразивши комплекс внутрішніх і зовнішніх факторів у вигляді l -

мірного вектора-стовпця $Q = \{q_1, q_2, \dots, q_r\}$, припустимо і структурні параметри вузлів бурових установок представити через оператор випадкового впливу H . Тоді, з огляду на ймовірнісний характер співвідношень між факторами незалежних впливів $q_i(t)$ і структурних параметрів $x_i(t)$, вийде m -мірний векторний випадковий процес. Вигляд і оцінка оператора зв'язку H факторного простору Q і простору структурних параметрів X визначається в задачах теорії надійності. Зміна протягом часу експлуатації вектора структурних параметрів X характеризує процес наближення технічного стану об'єкта діагностування до границь зони робочого стану, за границями якої втрачається працездатність. Відповідно кожен вид несправностей v_k , $k = 1, 2, \dots, r$ можна визначити деяким набором параметрів технічного стану, що відображають відхилення структури системи від нормативної. При цьому будь-яке відхилення від норми параметрів функціонування і структури бурових установок веде до зміни характеру взаємодії їхніх елементів і вузлів, машин і механізмів, а відповідно і до зміни процесів енергоспоживання, які супроводжують цю взаємодію. Вивчення фізичних процесів енергоспоживання, що супроводжують функціонування тих або інших бурових установок, на етапі навчання автоматичної системи діагностування і дозволяє здійснити синтез множини діагностичних ознак $Z_i = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$, чутливих до зміни структурних параметрів. Надалі встановлюються описи розмежувальних класів, їхні умовні щільності розподілу ймовірностей значень ознак, інакше, формується простір діагностичних ознак G . У цьому випадку умови працездатності можуть розглядатися як обмеження на доступні для виміру енергетичні діагностичні ознаки z_i , які є визначеною функцією структурних параметрів x_k , $d_i < z_i = f(x_1, x_2, \dots, x_n) < c_i$, $i = 1, 2, \dots, n$.

За відсутності детермінованих визначень характеру зміни параметрів процесів енергоспоживання щодо відхилення структурних параметрів від норми, зв'язок багатомірного ознакового простору з оцінюваним багатомірним простором структурних параметрів бурових установок можливо описувати різними способами, наприклад, з використанням методів параметричного розпізнавання образів, множинних регресійного, кореляційного, дисперсійного, спектрального або факторного аналізів. Існування фактично обумовленої моделі енергоспоживання, що супроводжує виникнення і розвиток тих або інших аварій у бурових установках, дозволяє кожному окремому структурному параметрові x_j , $j = 1, 2, \dots, n$ поставити у відповідність n -мірний вектор діагностичних ознак $Q_j = \{q_{1j}, q_{2j}, \dots, q_{kj}\}$, $j = 1, 2, \dots, k$ ортогональний всім іншим векторам. Це обумовлює подання вимірюваних параметрів сигналів енергоспоживання в адаптивних ортогональних базисах, причому процес адаптації відбувається на етапі навчання синтезованої автоматичної системи діагностування.

Використання у ролі діагностичної інформації флуктуацій процесів енергоспоживання, безсумнівно, є одним з ефективних методів формування необхідних адаптивних базисів. Оцінка технічного стану бурових установок фактично при цьому може бути здійснена і за градієнтом зміни довжини n -мірної діагнос-

тичної ознаки завдяки можливості декомпозиції складної коливальної системи на більш прості складові блоки.

Енергетичним діагностуванням можуть бути охоплені будь-які технічні системи, що мають електромеханічну структуру, функціонування яких супроводжується порушенням різного роду коливань, які обумовлюють перерозподіл і споживання електроенергії. Відмінною рисою технологій енергоінформаційної діагностики є використання як діагностичних ознак не статичних параметрів (тиску, температур, зміни розмірів і т.д.), а динамічних параметрів, причиною прояву яких є реальна взаємодія елементів і вузлів бурових установок у процесі її робочого функціонування з відповідним використанням енергії від джерела. Саме діагностика споживання енергії і відображає побічно характер цієї взаємодії. Можливість охоплення діагностуванням бурових установок, як у цілому, так і вроздріб, у вигляді окремих машин і механізмів, при широкому частотному і динамічному діапазонах відображення існуючих коливальних процесів, простота знімання первинних енергетичних сигналів і мала інерція передачі сигналів від датчиків – все це обумовлює підвищення швидкості оцінки технічного стану, що є найважливішим у визначенні і запобіганні передаварійних ситуацій.

Основні прийоми енергетичної діагностики електромеханічних систем через неприступність для контролю основних точок прикладення сил у робочих режимах ґрунтуються на функціональному підході. Вкрай складні, обумовлені впливом безлічі випадкових за величиною і місцем прикладення внутрішніх і зовнішніх факторів взаємодії деталей між собою в механізмах і зовнішнім середовищем породжує процеси енергоспоживання, які не піддаються точному математичному описові. Тому методи параметричної ідентифікації, застосовувані в інфранизькочастотному діапазоні енергетичних сигналів для кількісного опису стану бурової установки як єдиного цілого в діапазонах частот від 0,001 – 0,1 Гц до 45,0 – 50,0 Гц в основному можна використовувати лише для якісного опису змін характеристик процесу енергоспоживання під впливом несправностей. Відомо, що дефекти виготовлення і монтажу добре діагностувати за характеристиками коливань на змушених і резонансних частотах механізмів, які також відображаються в енергетичних сигналах. Експлуатаційні дефекти, що зароджуються, мають малу коливальну потужність, відповідно слабе відображення у сигналах енергоспоживання, тому вимагають складних додаткових методів обробки. Для виявлення дефектів, які зароджуються, краще використовувати методи аналізу нестационарних складових коливальних процесів і відповідно методів нелінійних властивостей коливальних систем, котрі ґрунтуються на аналізі бурових установок, що діагностуються.

Основним призначенням енергетичної діагностики є виявлення зв'язку відхилень характеристик сигналів енергоспоживання з відхиленнями параметрів технічного стану, і тут звичайно найбільш важкими операціями відносно формалізації є пошук інформативних діагностичних ознак несправностей. Однак сигнали енергоспоживання в режимах нормального функціонування бурових установок відбивають також і рівень перешкод при діагностуванні, і відповідно будь-яке ускладнення бурових агрегатів веде до утруднення виявлення інфор-

мативних складових сигналів. Тому необхідно використовувати спеціальні методи обробки енергетичних сигналів для формування в достатній мірі чутливих до дефектів діагностичних ознак.

7.2. Основні задачі енергоінформаційних технологій

Безсумнівна необхідність забезпечення діагностування на всіх етапах життєвого циклу використання бурових установок, починаючи з проектування, виготовлення, запуску і налагодження, в період нормальної роботи, в ремонтні періоди і до зняття агрегату з експлуатації (рис. 7.1). Цим досягається найбільша ефективність експлуатації бурових установок. І незважаючи на те, що практичні методи і технічні засоби технологій енергоінформаційного діагностування, які можна застосувати на кожному етапі, значно розрізняються між собою, що обумовлено і різним характером виникаючих дефектів, і відповідним відображенням їх у сигналах, і різноманітністю умов роботи, і вимогами цільових функцій діагностування, можна визначити загальні закономірності.

За рахунок запобігання аварій, усунення профілактичних оглядів і перебирань, з необґрунтованим простоем бурових установок, через введення і використання системи ремонтів за станом бурових установок та інших машин, а не за часом їхньої експлуатації, скорочуються терміни і обсяги робіт з цих ремонтів, з відповідною економією запчастин і паливно-мастильних матеріалів. При цьому підвищується точність техніко-технологічних режимів, а в результаті і якість виконуваної роботи, досягається той економічний ефект, що дає використання методів енергоінформаційних технологій.

Після розробки і виготовлення новий зразок бурової установки піддається тривалому ресурсним іспитам з метою виявлення найбільш ослаблених і аварійних вузлів, визначення причин виходу їх з ладу, установлення термінів проведення ремонтів в період робочої експлуатації. На цьому етапі контроль енергоспоживання бурових установок дає можливість, на основі аналізу спектрально-кореляційних характеристик миттєвих значень, наприклад сигналів активної потужності споживаної привідними електродвигунами, виявити найбільш енергоспоживаючі і аварійно небезпечні структурні зчленування, що дозволить значно скоротити період конструкторської доробки нових агрегатів.

Практичне застосування методів енергоінформаційного діагностування з метою використання без демонтажного контролю якості виготовлення і ремонту бурових установок забезпечує значне поліпшення умов технології виробництва і ремонту, підвищення надійності і зменшення вартості обслуговування устаткування, виключає необґрунтоване порушення припрацювання деталей за рахунок виключення необ'єктивних зупинок і ремонтів, заощаджує робочий час. Застосування методів енергетичної діагностики дає можливість більш достовірної оцінки величини ушкодження елементів бурових установок, визначення доцільності і обсягу ремонтних робіт, об'єктивної оцінки якості їхнього виконання.



Рис. 7.1. Схема застосування технологій енергодіагностики на етапах життєвого циклу бурових установок

В експлуатаційний період бурових установок застосування методів енергетичної діагностики забезпечує експлуатацію технологічного устаткування не за визначеним планом ресурсом, а за поточним технічним станом, що забезпечує більш раціональний режим їхнього використання.

У даний час використовується, в основному, система планово-передувальних ремонтів і обслуговування бурових установок, яка полягає в тому, що поза зв'язком з фактичним поточним технічним станом бурових машин і механізмів, через заздалегідь визначені при ресурсних іспитах, по найбільш напружених або аварійно небезпечних вузлах періоди часу, здійснюються зупинки і повне або часткове перебирання механізмів з метою профілактичного огляду, технічного обслуговування або капітального ремонту. Безсумнівно, такі операції значно зменшують виникнення поступово наростаючих передаварійних станів, однак, з іншої сторони, вони порушують процес припрацювання елементів і вузлів бурових агрегатів, викликають появу люфтів, перекосів осі, забруднення та іншого, що веде надалі до інтенсифікації процесів зносу перших. Більш того, у такий спосіб неможливо попередити виникнення і розвиток раптових аварій у міжремонтні періоди, наприклад, при влученні сторонніх тіл у підшипникові вузли або зубцюваті зачеплення та в інших аналогічних ситуаціях. А зважаючи на те, що час безаварійної роботи бурових установок практично значно перевищує нормативний час профілактичних оглядів і ремонтів, сфера очевидною економічною ефективністю застосування системи ремонтів за по-

точним технічним станом, а не за нормованими інтервалами часу, заснованими, звичайно ж, на попередньому досвіді експлуатації аналогічних агрегатів.

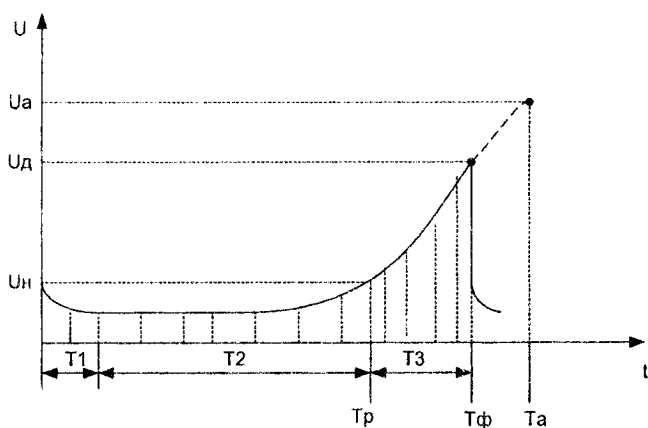


Рис. 7.2. Поведіння представницького параметра технічного стану бурового механізму: $T1$ – період прироблення; $T2$ – період нормального функціонування; $T3$ – зародження і розвиток дефекту; Tp – час призначеного ресурсу; $Tф$ – час фактичного терміну ремонту; ta – час настання аварії; U – рівень нормального функціонування; $Uд$ – припустимий рівень; Ua – аварійний рівень

Технічно система енергетичної діагностики може бути реалізована двома шляхами. Перший шлях заснований на періодичному опитуванні поточних представницьких характеристик технічного стану бурових машин і механізмів та порівняння їх із припустимими граничними значеннями, що можуть мати ієрархію, у кілька рівнів, із виробленням відповідних керуючих впливів при досягненні вимірюваних величин якогось рівня. Такий метод доцільно використовувати при застосуванні однієї діагностичної системи для контролю ряду однотипних технологічних агрегатів з нескладною структурою. Другий шлях складається в організації постійного контролю змін значень представницьких енергоінформаційних характеристик бурової машини або механізму, що діагностується, з відповідною оцінкою як його поточного технічного стану, так і прогнозування цього стану на найближче майбутнє. Цей шлях більш складний у реалізації, і він рекомендується для контролю технічного стану дорогих унікальних бурових установок, втрата працездатності яких веде до аварій, пов'язаних зі здоров'ям або життям людей, чи до значних економічних утрат. Слід зазначити, що добре відомий графік представницького параметра технічного стану будь-якого механізму, наведений на рис. 7.2, цілком відображає інтегроване енергоспоживання будь-якого бурового агрегату при ідентичних режимах в експлуатаційний період його життєвого циклу.

Безсумнівно, чим на більш ранній стадії вдається виявити появу дефекту, тим простіше, дешевше і надійніше його нейтралізація, більш вірогідне виключення розвитку аварійної ситуації. Це можливо з найбільшою ймовірністю під час реалізації другого шляху синтезу автоматичних систем енергетичної діагностики, які забезпечують відпрацьовування щодо швидкодії і ступеня розпізнавання відповідного оптимізуемого критерію.

7.3. Базова структура системи енергетичного діагностування

Структура системи діагностування є найважливішою визначальною частиною в практичній реалізації методу енергетичного діагностування. Функцією мети обробки сигналів енергоспоживання є формування діагностичних ознак, чутливих до досить малих змін параметрів технічного стану бурових машин і механізмів на фоні існування високого рівня перешкод від їхньої роботи. Тому для виділення технічно інформативної тонкої структури сигналу необхідне застосування різних аналітичних методів витягу інформації, таких, як: гребінчаста фільтрація у вузьких смугах у сполученні з амплітудним і фазовим детектуванням сигналу в зонах змушених і власних частот механізму; частотна і часова селекція; виділення когерентних складових; аналіз поведінки статистичних моментів одномірного і двомірного законів розподілу миттєвих значень; кепстральний і біспектральний аналізи, для розмежування станів бурових установок за класами від ступеня працездатності на сучасний момент; для виявлення змін векторів станів необхідне також використання методів розпізнавання образів і прогнозування. Це вимагає розробки і реалізації в структурах систем діагностування алгоритмів класифікації і прогнозування станів. Таким чином, значний обсяг обчислень, пов'язаний з виділенням і обробкою поточної інформації, встановленням еталонних діагностичних ознак і їх граничних значень, класифікацією функцій і вирішальних правил для розпізнавання технічного стану, прогнозування його змін обумовлює побудову вихідної структури автоматичної системи діагностування на базі мікроЕОМ у вигляді, представленому на рис. 7.3.

Тут вимірник енергетичних сигналів 2 поставляє інформацію про стан об'єкта діагностування (наприклад, бурового агрегату) 1 у режимі його робочого функціонування, що утримується в енергетичному сигналі. Він являє собою первинний датчик енергетичних процесів (миттєвих значень потужності, струму, напруги і т.д.). Іноді до складу блоку виміру енергетичних сигналів, що забезпечує знімання первинної інформації, підключаються багатоканальні світлопроменеві (шлейфові) осцилографи або магнітні реєстратори, призначені для довгострокового збереження інформації з метою наступної обробки і оцінки тенденцій зміни технічного стану бурових агрегатів по ускладнених алгоритмах. Пристрій виділення діагностичних ознак 4 технічних станів агрегату або його вузлів виконує функції перетворювача вихідної інформації відповідно до алгоритмів діагностування, розроблених на етапі навчання системи. У ряді випадків для підвищення точності формування діагностичних ознак використовується моделювання за допомогою

формувача діагностичних моделей 3, що значною мірою полегшує процес пошуку інформативних компонентів енергетичного сигналу. Навчання системи діагностування по кожнім класі розпізнаваних станів, з відповідним усередненням в середині класів значень діагностичних ознак і формуванням еталонів, забезпечується формувачем еталонів 5. У пристрої установки граничних значень поділу класів 6 формуються їхні граничні значення, що відповідають граничним значенням параметрів технічного стану бурового агрегату, що діагностуються. За допомогою пристрою розпізнавання поточного стану 9 на підставі порівняння поточних і еталонних значень діагностичних ознак, що зберігаються в цьому ж блоці, виробляється рішення про належність поточного стану бурового агрегату до того або іншого класу станів. Таким чином, ставиться поточний діагноз, на базі якого в формувачі керуючих впливів 8 синтезується керуючий вплив на об'єкт діагностування 1 (передаварійне відключення або переведення в інший стан). Пристрої висновків поточного діагнозу 11 і поточного прогнозу 12 здійснюють інформаційне забезпечення систем сигналізації і документування і на основі аналізу трендових характеристик діагностичних параметрів, дозволяють виконувати короткострокове або довгострокове прогнозування залишкового ресурсу бурової установки з виробленням рекомендацій науково обгрунтованих термінів поточного або капітального ремонтів.

Структурно процедура діагностування складається з двох взаємообумовлених фаз:

- етапу навчання системи діагностування;
- етапу розпізнавання.

На першому етапі навчання розробляється алгоритм діагностування, для чого аналізуються властивості енергетичних процесів і сигналів при нормальному стані бурових установок і з появою дефектів, на основі цього складається словник інформативних ознак множини несправностей, що підлягають виявленню. Надалі обираються функції, які класифікують, і установлюють вирішальні правила для розпізнавання необхідних станів. Для цього в ознаковому просторі формуються зони, що відповідають декільком градаціям діагностичного параметра граничної можливості технічного стану бурових установок (норма, гранично припустиме значення, передаварійний стан, аварія). І, нарешті, на основі розроблених алгоритмів поточним інформативним характеристикам енергетичного сигналу ставиться у відповідність поточний технічний стан, тобто здійснюється процес діагностування.

Головна складність такого підходу полягає у визначенні і формуванні інваріантних діагностичних ознак при вкрай обмеженому обсязі апріорної інформації щодо довірчих границь зон нормального і дефектного станів. Рішення цієї проблеми можливо за допомогою апостеріорної інформації, для чого необхідна організація безперервного або періодичного контролю представницьких діагностичних ознак, що характеризують поточний технічний стан бурових установок, а також достовірна статистична оцінка градієнта їх зміни в часі.

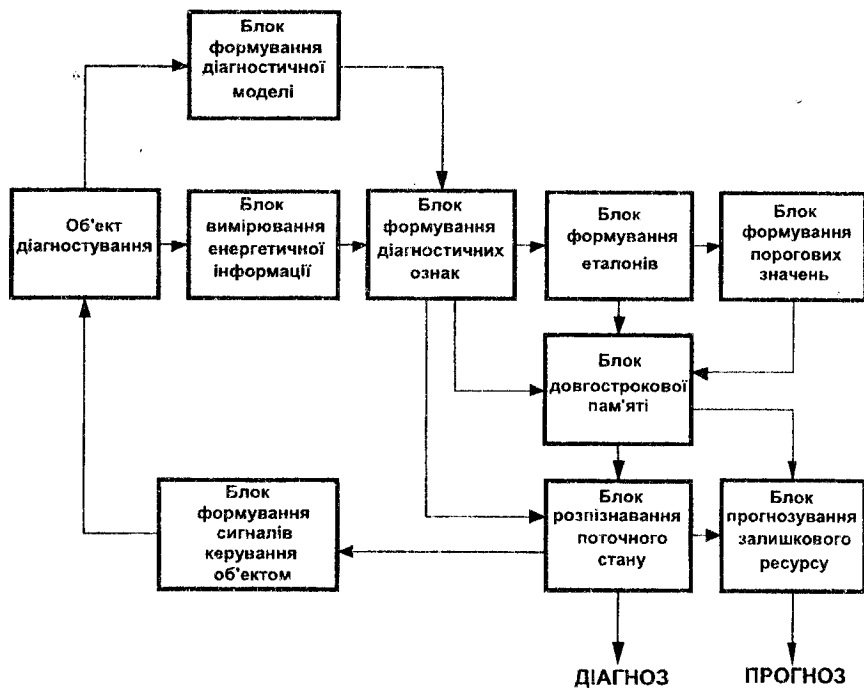


Рис. 7.3. Базова структурна схема системи енергодіагностування

Інформаційні можливості енергетичної діагностики визначаються тим, що сигнал, сприйнятий датчиком, встановленим у системі енергозабезпечення бурових агрегатів, містить як потрібну інформацію про стан визначеного елемента бурової машини або механізму, так і масу непотрібної, тому проблема формування діагностичних ознак нерозривно пов'язана з проблемою виділення корисного сигналу на фоні перешкод. Для реалізації цієї мети застосовуються процедури фільтрації, стробування, детектування, синхронного нагромадження і ряду інших, котрі збільшують значення відношення сигнал/перешкода. Для виділення корисного сигналу використовується також підвищення чутливості діагностичної ознаки за рахунок виділення інформативних сигналів у кінематичних, значимих зонах і зонах резонансів, як усієї механічної системи бурових агрегатів, так і окремих її елементів та вузлів.

Якщо не вдається виявити характерні діагностичні ознаки, можна застосувати узагальнений енергетичний портрет стану бурових агрегатів при його нормальному і дефектному функціонуванні і розпізнавання станів здійснити шляхом порівнянням портрета поточного стану з еталонним у n -мірному ознаковому просторі [15, 36, 38].

Розглянуті прийоми можна використовувати для визначення технічного стану бурових установок на всіх етапах їхнього життєвого циклу: на стадії виготовлення, експлуатації і ремонту, хоча, звичайно ж, для кожного з цих етапів є свої специфічні особливості. Так, на етапі виготовлення характерний і природний підхід, пов'язаний з набором статистичних даних, з формуванням еталонів по групі агрегатів, де враховується їх структурна кінематика і розкид параметрів по кожному з них. На стадії експлуатації в залежності від числа і вартості складових елементів можливі кілька підходів. При діагностуванні працездатності однотипних бурових установок (ЗИФ-650М, УКБ-50/100, УКБ-200/300 і т.д.) правила розробляються з врахуванням статистики. Для унікальних бурових установок (УКБ-1200/2000, УКБ-2000/3000 і т.д.) правила діагностування розробляються на основі індивідуального спостереження за характеристиками бурових машин і механізмів з метою визначення тренда й індивідуального прогнозування істотних відхилень діагностичних параметрів, що можуть призвести до передаварійних станів. Звичайно аварійно небезпечними є вузли з важко навантаженими або високошвидкісними елементами (породоруйнівні інструменти, підшипникові опори, зубчасті колеса, муфти і т.д.). Специфіка діагностування бурових установок полягає в тому, що задалегідь у складових умовах украї важко моделювати найбільш імовірні несправності та оцінити характер їхнього прояву в енергетичному сигналі через значні масово-габаритні параметри бурових машин і механізмів.

Усі бурові установки є дорогими агрегатами, від надійності безаварійного функціонування яких залежить життя обслуговуючого персоналу, тому вимагають особливої уваги. Тут вкрай важливо якомога раніше знайти і не допустити розвитку дефектів, які викликають необоротні передаварійні стани. Тому раннє діагностування дефектів бурових установок є вкрай актуальною проблемою. Далі розглянуті в основному питання, що стосуються методології діагностування експлуатаційних дефектів вузлів роторних бурових установок, у яких згодом, після напрацювання розвиваються деградаційні процеси, що призводять до несправностей, порушення геометрії контактуючих поверхонь, зменшення експлуатаційної надійності бурових машин і механізмів.

7.4. Задачі і особливості діагностичних моделей бурових агрегатів

Сучасні гірничі електромеханічні системи утворюються з великого числа взаємодіючих вузлів і елементів, відносний рух яких збуджує різного роду коливальні процеси, що змінюються в залежності від поточного технічного і технологічного стану кожного ГТА. У процесі перетворення електричної енергії, споживаної з мережі, при функціональній роботі кожного конкретного типу бурового агрегату генеруються перемінні сили, що збуджують як коливання окремих вузлів і частин, так і коливання всієї конструкції. Ці коливання викликають відповідне коливальне споживання енергії джерела електропостачання, яке сприймається енергетичними датчиками (потужності, струму і т.д.) та дає можливість визначення технічного і технологічного стану бурового агрегату. Тому функціонуючу бурову систему можна розглядати як визначений перетворювач

H параметрів його технічного x_i і технологічного x_j станів в параметри енергетичного сигналу y_i

$$\{Y\} = H\{X, Z\}, \quad (7.1)$$

де $\{Y\} = \{y_1^{(i)}, y_2^{(i)}, \dots, y_m^{(i)}\}$ – вектор ознак технічного і технологічного стану об'єкта в m -мірному ознаковому просторі, $\{X\} = \{x_1^{(i)}, x_2^{(i)}, \dots, x_n^{(i)}\}$ – n -мірний вектор параметрів технічного стану, що діагностуються, $\{Z\} = \{z_1^{(i)}, z_2^{(i)}, \dots, z_k^{(i)}\}$ – k -мірний вектор діагностичних параметрів технологічного стану.

Функціональною метою енергетичної діагностики є одержання залежностей, які зворотні залежності (7.1), тобто

$$\{X\} = H^{-1}\{Y\}, \quad (7.2)$$

де на основі отриманих у процесі навчання діагностичних ознак виводиться висновок про параметри технічного стану бурового агрегату. У виразі (7.2) H^{-1} – оператор зворотний H . Вираз (7.2) може бути функціональним у такому вигляді

$$x_i = F_i(y_1, y_2, \dots, y_m), \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (7.3)$$

І найбільше спрощення може бути досягнуте при можливості установлення кожному параметрові стану відповідної діагностичної ознаки

$$X_i = F_i(Y_j). \quad (7.4)$$

У цьому випадку система (7.3) визначається незалежними співвідношеннями, а діагностичні ознаки можуть бути обрані або з фізичних розумінь, або на основі математичного моделювання динаміки бурового агрегату. Звичайно ж, залежність $\{X\}$ і $\{Y\}$ пов'язується системою стохастичних рівнянь, і розпізнавання поточного технічного стану та класифікація діагностичних ознак виробляється на фоні істотних перешкод в умовах обмеженої інформації. Остання умова визначається як неповнотою опису класів станів, так і нечіткістю визначення границь між ними у вигляді непостійності і випадкової природи зовнішніх умов, що впливають. Рішення задачі встановлення зв'язку між простором станів бурового агрегату і простором діагностичних ознак значно полегшує побудова алгоритмів розпізнавання. Формалізація й автоматизація такого процесу діагностування обумовлює розробку діагностичних моделей, які описують основні, з позицій визначення діагностичних параметрів технічного стану, властивостей гірничої електромеханічної системи.

При цьому заміна ідеалізованими моделями реальних вузлів і елементів бурового агрегату дає можливість широкого використання різних математичних методів. Частіше як діагностичні моделі розглядаються динамічні моделі, представлені у вигляді систем алгебраїчних або диференціальних рівнянь, функціональних, структурних, регресійних, імітаційних та інших моделей, що дозволяють пов'язати параметри технічних станів з енергетичними характеристиками об'єктів. Полегшення і вдала формалізація рішення діагностичної задачі цілком обумовлюється можливістю відображення через діагностичну модель реального об'єкта.

Для механічних об'єктів, на даний час, побудова динамічної моделі звичайно здійснюється математичним описом зв'язку діагностичних і структурних параметрів через алгебраїчні або диференціальні рівняння. При цьому механізм прийме в загальному випадку вид динамічної системи з n ступенями вільності

$$[M(A|\ddot{X})][\ddot{X}] + [M(B|\dot{X})][\dot{X}] + [M(C|X)][X] = [M(D)], \quad (7.5)$$

де відповідно представляються симетричними $n \times n$ матрицями умовних математичних сподівань коефіцієнтів $[M(A|\ddot{X})]$ – інерції, $[M(B|\dot{X})]$ – демпфірування, $[M(C|X)]$ – жорсткості; $[M(D)]$ – n -мірний вектор математичних сподівань діючих у механізмі сил, $[X]$ – n -мірним вектором координат.

Слід зазначити, що залежності енергетичних характеристик від роду і виду виникаючих дефектів встановлюються в рівняннях у неявному вигляді. У робочому режимі впливи, що збуджуються, і динамічні характеристики бурового агрегату складають групу параметрів, що не спостерігаються, і ступінь розвитку передаварійної ситуації буде визначатися за діагностичними характеристиками енергоспоживання.

При роботі з лінійною багатомірною системою рівняння зв'язку вектора вхідних впливів з p -входами $D(t) = \{g_1(t), g_2(t), \dots, g_k(t)\}$ і вектора вихідних сигналів $Y(t) = \{y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)\}$ в операторній формі запишеться таким чином: $Y(t) = WD(t)$, де W – оператор системи, а реакція механізму $M[Y_j(t)]$ по будь-якому контрольованому параметрі системи є суперпозицією впливу від k – виникаючих сил, представлених за формулою

$$M[Y_j(t)] = \sum_{i=1}^k M[Y_{j,i}(t)] = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^n M[h_{j,i}] M[g_i(t-\tau)]. \quad (7.6)$$

Тут $M[g_i(t)]$ – математичне сподівання впливу на i -м вході, $M[h_{j,i}(\tau)]$ – математичне сподівання імпульсної перехідної функції системи, що характеризує відгук j -го параметра на одиничний вплив, прикладений до i -ого входу.

У випадку некорельованості впливів спектральна щільність потужності $M[S_{y_j}(\omega)|\omega]$ коливань на j -м виході може бути визначена за виразом вигляду

$$M[S_{y_j}(\omega)|\omega] = \sum_{i=1}^k |H_{j,i}(\omega)|^2 M[S_{g_i}(\omega)|\omega], \quad (7.7)$$

де ω – кругова частота; $M[S_{g_i}(\omega)|\omega]$ – математичне сподівання спектра потужності i -го впливу; $H_{j,i}(\omega)$ – комплексна функція передачі системи, що зв'язана функціонально з імпульсною перехідною функцією. При корельованих впливах спектральна щільність потужності реакції на виході має уже вигляд

$$M[S_{y_j}(\omega)] = \sum_{v=1}^k \sum_{c=1}^k H_{j,v}(\omega) H_{j,c}^*(\omega) M[S_{g_{v,c}}(\omega)], \quad (7.8)$$

де $H_{j,c}^*(\omega)$ – комплексно сполучена функція; $M[S_{g_{v,c}}(\omega)]$ – взаємний спектр v -го і c -го впливів. Дані вирази пояснюють формування енергоінформаційних процесів у багатомірних лінійних механічних системах, даючи можливість реально інтерпретувати результати експериментальних досліджень, однак не відображають характер і ступінь зв'язку параметрів технічного стану x_i з енергетичними характеристиками Y_j . Для виявлення інформаційних характеристик в енергетичних процесах, що дозволяють застосовувати їх як діагностичні ознаки в бурових агрегатах, потрібне моделювання видів впливів дефектів на розглянуту динамічну систему. Причому, безсумнівно, існує різноманітний вплив дефекту на цю динамічну систему. З одного боку, дефект може змінити характер збудження, це коли змінюється дефектом параметр стану x у неявному вигляді включений в функцію сили $D(\omega, x)$, яку збуджує, з іншої сторони дефект може впливати безпосередньо на передатну функцію $W(\omega, x)$. Може мати місце і одночасна зміна і передатної функції і збуджуючих сил. Вплив дефекту може дати значна зміна також і виду оператора H динамічної системи, переводячи його з лінійної в нелінійну область. У практиці прояву дефектів в енергетичних сигналах, які супроводять і робочі режими бурових агрегатів, можливі такі діагностичні моделі.

По-перше, при впливі одиничного дефекту безпосередньо на функцію збудження $g(t, x)$, зі збільшенням або зменшенням амплітуди впливу, і відповідним підвищенням або зниженням відгуку бурового агрегату на визначеній частоті, цей випадок можна описувати найпростішою одномірною діагностичною моделлю (рис. 7.4, а), характерною для дефектів виготовлення і монтажу бурових установок, що особливо сильно виділяються в низькочастотному діапазоні. Одночасний вплив декількох дефектів на різних частотах з виходом на один інформаційний сигнал можна описати багатомірною діагностичною моделлю (рис. 7.4, б). Відображення впливу групи дефектів на незбіжних частотах, при їх

некорельованості, наведено на рис. 7.4, в. З появою групи дефектів на співпадаючих частотах, з урахуванням їх корельованості, використання методів демодуляції змушених і власних коливань бурового агрегату дозволяє виявити і сформулювати характерні діагностичні ознаки з використанням діагностичних моделей виду, який подано на рис. 7.4, з. Прояв впливу дефекту у властивостях передатної функції бурового агрегату, при таких же характеристиках вхідних сигналів, дає зміна оператора динамічної системи через зміну матриці жорсткості складових структурних елементів. У випадку переходу бурового агрегату під впливом дефекту з лінійного класу в нелінійний клас, дані динамічні моделі деякою мірою малоефективні.

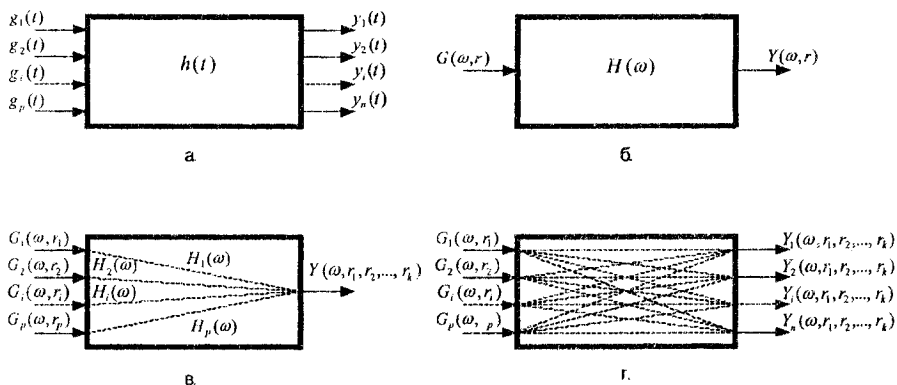


Рис. 7.4. Структурні схеми систем енергодіагностування бурових агрегатів: а – лінійної багатомірної системи з p входами і n виходами; б – одновірної діагностичної моделі; в – багатомірної щодо входу і одновірної щодо виходу діагностичної моделі; г – тривимірної моделі при корельованих впливах

У вигляді відносної наближеності представлення будь-якої динамічної моделі реальному буровому агрегату, і тому, що діагностування відображає тільки по вихідних параметрах першу модель, можна використовувати лише для якісного опису зв'язку вектора дефектів X з вектором діагностичних ознак Y . Слід зазначити, що реально існуюча ієрархічна структура систем бурових установок вимагає відповідного моделювання по рівнях, як при дослідженнях, так і при керуванні технологічними процесами буріння. Необхідно нагадати, що дослідження у відповідності зі стратегією системного аналізу припускають обов'язковий ряд етапів [15]. Це, насамперед, якісний аналіз бурових агрегатів, що містить у собі декомпозицію на ієрархічні рівні, змістовний опис досліджуваних явищ природною мовою і математичною формалізацією їхніх загальних закономірностей. Далі впливає побудова математичних моделей бурових агрегатів і схем їхнього включення з іден-

тифікацією параметрів і з перевіркою адекватності. Завершальним етапом є, власне, дослідження властивостей машин і механізмів на моделях.

7.5. Генерування і поширення коливань в бурових машинах і механізмах

Виділення найбільш повної інформації про бурові установки як генератори коливальних процесів з відповідними енергетичними перерозподілами обумовлено широким дослідженням різних енергетичних, конструктивно-технологічних, жорсткісно-інерційних і експлуатаційних параметрів. Відповідно до мети дослідження необхідно визначити причини і джерела коливань, а також шляхи і характеристики їхнього поширення по елементах системи машин і механізмів бурової установки. При цьому генераторами порушення коливальних процесів у робочих режимах бурових агрегатів можуть бути кінематичні погрішності виготовлення і складання, порушення геометрії контактуючих поверхонь, чистоти і жорсткості елементів контактуючих поверхонь, дисбаланс обертових елементів, удари, турбулентність рідини по трубопроводах і поверхні, що обтікає, та безліч інших менш значимих причин.

За аналогією з вібраційною і акустичною діагностикою можливо ввести поняття енергетичного поля бурового агрегату як сукупності ділянок енергоспоживання. Причому рівень виникаючих коливальних процесів багато в чому закладається ще на етапі конструювання, визначається надалі технологією виготовлення і складання елементів бурових машин і механізмів, її організацією й умовами їхньої експлуатації. Складність коливальних процесів, які генеруються буровими машинами і механізмами, та істотна розбіжність фізичних моделей і методів їх математичного опису на різних ділянках частотного діапазону енергетичного поля є основою розбивки останніх на два піддіапазони: діапазони низьких частот (1 – 50 Гц) і діапазон інфранизьких частот (0,001 – 1 Гц). Необхідність такого поділу визначається тим, що кожному піддіапазону властиві свої сили, що збуджують, своя фізична, а отже, своя діагностична модель.

Інфранизькочастотні коливання носять частіше гармонійний характер, тому що однією з основних причин, яка їх породжує, є неврівноваженість обертових мас. Причому найбільш імовірними причинами тут виступають неврівноваженості, порушення геометрії вузлів, відхилення від співвісності валів, а також дії, створювані робочими процесами періодичних сил. При цьому динамічна модель бурового агрегату в цій зоні являє собою комбінацію зосереджених мас, наближено пов'язаних пружними безінерційними елементами.

Колівання наступного інформаційного частотного діапазону найбільш часто обумовлені в першу чергу вищими гармоніками сил неврівноваженості обертових вузлів бурових машин і механізмів, що виявляються через наявність у системах свідомо нелінійних елементів. Тут же відображаються багато причин порушення геометрії кінематичних пар при постійній динамічній взаємодії елементів бурових агрегатів між собою і навколишнім робочим середовищем. Динамічний стан агрегатів у цьому діапазоні звичайно визначається на основі де-

композиційного аналізу систем за рядом підсистем з індивідуальними зв'язками, що характеризуються піддатливістю, жорсткістю і імпедансом. Часто коливання, що обумовлюють цей частотний діапазон, породжуються робочими процесами агрегатів і носять чисто квазіполігармонійний характер. Реальна наявність нелінійних і параметричних взаємодій складових елементів бурових машин і механізмів викликає значне ускладнення фізичних і математичних моделей. У цей частотний діапазон укладаються і стохастичні порушення, як результати впливів технологічних, кінематичних, регулювальних і деяких інших випадкових факторів. Множина частот, які генеруються порушуваними коливаннями вище верхньої границі цього діапазону при поширенні, добре демпфірується по енергоінформаційному каналі виміру.

До збудників коливань бурових машин і механізмів на власних резонансних частотах, спектр яких ущільнюється зі зростанням частоти, необхідно віднести випадкові, імпульсні, а також неперіодичні збудження. Реально в бурових машинах і механізмах існує множина сил, яка збуджує, але недоступна для безпосереднього виміру і створює енергетичний фон поля діагностування. При цьому основними джерелами коливань є неврівноважені сили інерції, які збуджують поперечні коливання валів ω_{sp} на частотах обертання та їхніх гармоніках $k\omega_{sp}$, де $k = 1, 2, \dots, n$. При розташуванні на провалах робочих інструментів (різців у породоруйнівних інструментах, зубців шестірні бурових верстатів і т.п.) у валах викликаються полігармонійні коливання, які кратні їх частотам збудження (різцеві). У привідних двигунах, як в електричних машинах, виникають магнітні і щіткові шуми, а також коливання ротора. У проміжних муфтах і редукторах генеруються коливання на пальцевих і зубових частотах, які є кратними основній частоті обертання робочого породоруйнівного інструмента. В опорних підшипниках ковзання і коливання в робочих режимах також збуджується цілий ряд коливань. У повну групу можливих генераторів збудження повинні бути включені також коливання на комбінаційних частотах основних частот збудження при параметричних і нелінійних коливаннях, на власних частотах, на субгармоніках і супергармоніках. У цілому ж усе це енергетичне інформаційне поле не є діагностичним. Воно складає основу – базовий інформаційний фон, на основі якого виникають і розвиваються зміни властивостей енергетичного сигналу при виникненні і розвитку дефектів. Ці зміни і є переднім планом діагностичної інформації.

Виникнення і розвиток несправностей на основі виниклого дефекту в кожному конкретному випадку, як і в будь-якому захворюванні, обумовлюється нескінченною безліччю умов і причин, що мають при різних вагових коефіцієнтах впливу випадкову природу прояву. Структурно-якісне представлення про ступінь впливу характерних дефектів на зміни коливальних властивостей гірничої системи для типових випадків можливо визначити за допомогою динамічного моделювання. Кількісну інформацію можна одержати в результаті діагностичних експериментів у процесі ресурсних іспитів або в результаті планово-спрямованих змін параметрів технічного стану бурового агрегату. Проведені технічні й експериментальні дослідження показують, що інформативними скла-

довими енергетичних сигналів можуть бути амплітуди і фази основних частот збуджування, глибини амплітудної і фазової модуляції, співвідношення між амплітудами різних гармонік, фазові співвідношення та інші ймовірні характеристики параметрів енергетичного сигналу. У цілому протікання енергетичних процесів в електричних машинах, редукторах та інших складових елементах бурових машин і механізмів, які піддаються впливові дефектів на ранніх стадіях їхнього розвитку, піддаються описові за допомогою рівнянь динаміки, особливо в зоні низьких частот. При цьому необхідний аналіз загальних закономірностей поширення коливань в неоднорідних конструкціях з урахуванням типів змачення (особливо при наявності підшипників ковзання), муфтових амортизаторів та інших елементів, які мають нелінійні властивості.

З огляду на передачу і поширення коливань у конструкціях бурових машин і механізмів останні можуть бути визначені як сукупність відповідним чином з'єднаних між собою стрижнів і пластин. Коливання, що виникають у бурових агрегатів під впливом динамічних зусиль з боку взаємодіючих елементів, поширюються від місця виникнення у вигляді пружних хвиль з відповідним хвильовим енергоспоживанням. У твердих тілах можуть виникати і поширюватися пружні хвилі стиску і зрушення. У замкнутій конструкції бурового агрегату ці два типи хвиль у силу зв'язаності утворять різні комбінації змішаних подовжньо-зсувних хвиль. Різні конструктивні структури через свою обмеженість характеризуються різними наборами таких змішаних хвиль. В окремому стрижні можуть бути подовжні, згинальні і крутильні коливання, а в практиці відповідно можуть бути подовжні згинальні і зсувні коливання. Отже, коливальна енергія може передаватися по електромеханічній системі бурового агрегату у виді крутильних, подовжніх, згинальних і зсувних хвиль.

Поширення подовжньої хвилі в практиці супроводжується коливанням її поперечного переріза в напрямку руху цієї хвилі, при цьому коливання, які утворюють поперечний переріз, залишаються прямими. Математичний опис руху пластини при поширенні подовжньої хвилі уздовж координатної осі X класично має такий вигляд [15, 20]:

$$\frac{\partial^2 \{M[q(x,t)|x,t]\}}{\partial^2 x} - \frac{1}{M[C_n]} \frac{\partial^2 \{M[q(x,t)|x,t]\}}{\partial t^2} = \frac{(1-\sigma^2)}{Eh} M[P(x,t)|x,t], \quad (7.9)$$

де $M[q(x,t)|x,t]$ – умовне математичне сподівання руху перетину пластини уздовж координати X ; E – модуль Юнга; $M[C_n]$ – математичне сподівання швидкості подовжньої хвилі; σ – коефіцієнт Пуассона; $M[P(x,t)|x,t]$ – умовні математичні сподівання зовнішніх сил, що діють на пластину в її площині; h – одиниця довжини перетину. Рішення останнього рівняння (7.9) у виді вільних хвиль за умови, що $M[P(x,t)|x,t] = 0$, записується за формулою

$$M[q(x,t)|x,t] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} A(k_n, \omega) \varphi[A(k_n, \omega)|k_n, \omega] e^{ik_n x - i\omega t} dk_n d\omega, \quad (7.10)$$

де $\varphi[A(k_n, \omega)|k_n, \omega]$ – умовна щільність розподілу $A(k_n, \omega)$; k_n – хвильове значення; ω – кругова частота.

У випадку проходження зсувних хвиль уздовж осі X поперечні перерізи пластини повинні коливатися в напрямку, перпендикулярному напрямкові руху хвилі. Утворюючи поперечний переріз також залишаються прямими. Рівняння руху пластини, що робить зсувні коливання, при цьому таке [7, 15].

$$\frac{\partial^2 \{M[\chi(x,t)|x,t]\}}{\partial x^2} \cdot \frac{1}{M[C_c^2]} \cdot \frac{\partial^2 \{M[\chi(x,t)|x,t]\}}{\partial t^2} = \frac{1}{Gh} M[P(x,t)|x,t], \quad (7.11)$$

де $M[\chi(x,t)|x,t]$ – умовне математичне сподівання руху перетину пластини в її площині в напрямку перпендикулярному до осі X ; $M[C_c^2]$ – математичне сподівання швидкості поширення зсувної хвилі в пластині; G – модуль зрушення пластини; $M[P(x,t)|x,t]$ – умовні математичні сподівання зовнішніх сил, що діють на пластину в її площині. Подовжні і зсувні деформації в пластині взаємозамінні, а присутність у пластині перешкод веде до взаємного перетворення зсувної хвилі в подовжню хвилю і навпаки.

Крім подовжніх хвиль у стрижнях можуть проходити і крутильні хвилі, в яких поперечні перерізи роблять періодичні обертальні рухи, не змінюючи своєї форми щодо деякої осі, нормальної до перетину. Ця вісь звичайно проходить через центр ваги його перетину. При цьому вираз руху стрижня щодо крутильних коливань по перетинах може бути такий [4, 6, 7].

$$\frac{\partial^2 \{M[\alpha(x,t)|x,t]\}}{\partial x^2} \cdot \frac{1}{M[C_k^2]} \cdot \frac{\partial^2 \{M[\alpha(x,t)|x,t]\}}{\partial t^2} = \frac{1}{GM[J_z]} M[M_k(x,t)|x,t], \quad (7.12)$$

де $M[\alpha(x,t)|x,t]$ – умовне математичне сподівання кута повороту $\alpha(x,t)$ перетину стрижня; $M[C_k^2]$ – математичне сподівання квадрата швидкості поширення крутильної хвилі в пластині; $M[J_z]$ – математичне сподівання поперечного моменту інерції стрижня щодо осі, яка проходить через точку, навколо котрої відбувається обертання; $M[M_k(x,t)|x,t]$ – умовні математичні сподівання зовнішніх обертаючих моментів, діючих на стрижень, навколо його осі. Від форми перетину стрижня цілком залежить швидкість поширення подовжньої хвилі по стрижні C_k і математичне сподівання квадрата її швидкості $M[C_k^2]$, тому

що вони визначаються відповідно поперечним моментом інерції J_z і його математичним сподіванням $M[J_z]$.

Згинальні хвилі при поширенні, як у пластині, так і в стрижні викликають не тільки поперечні переміщення $q(t)$ кожного перетину, але і його поворот $\alpha(t)$. Між цими параметрами існує тісний зв'язок.

$$\alpha(x) = \partial q(x) / \partial x = q'(x). \quad (7.13)$$

Існування згинальних коливань супроводжується виникненням сили, що перерізає $\Psi(x)$, спрямованої перпендикулярно поверхні пластини або стрижня і згинаючого моменту $M_{iz}(x)$, діючого в площині перпендикулярної поверхні пластини або стрижня й орієнтованого уздовж координати X . Ці параметри зв'язані з переміщенням $q(x)$ зв'язані через (7.14) таким чином:

$$\begin{aligned} M[\Psi(x)] &= M[L_{iz}] \partial^3 q(x) / \partial x^3 = M[L_{iz}] q'''(x), \\ M[M_{iz}(x)] &= -M[L_{iz}] \partial^2 q(x) / \partial x^2 = -M[L_{iz}] q''(x), \end{aligned} \quad (7.14)$$

де $M[L_{iz}]$ – математичне сподівання згинальної твердості пластини. Унаслідок поширення згинальної хвилі по пластині або стрижневі розподіл фази деформації в останніх відбувається з фазовою швидкістю згинальної хвилі $M[C_{iz}]$, обумовленої виразом (7.15)

$$M[C_{iz}] = \sum_{-\infty}^{\infty} \sqrt{\omega [C_{iz} \varphi(C_{iz})]} r = \sum_{-\infty}^{\infty} \sqrt{\frac{[L_{iz} \varphi(L_{iz})] \omega^2}{m}} = \sum_{-\infty}^{\infty} \sqrt{\frac{E [J_z \varphi(J_z)] \omega^2}{(1 - \sigma^2)}}, \quad (7.15)$$

де $M[C_{iz}]$ – математичне сподівання швидкості подовжньої хвилі, а r – радіус інерції перетину пластини; $\varphi(C_{iz})$, $\varphi(L_{iz})$, $\varphi(J_z)$ – одномірні щільності розподілів відповідно згинальній швидкості, згинальній жорсткості і моменту інерції; m – питома маса площі пластини; E – модуль Юнга; σ – коефіцієнт Пуассона. У результаті видно, що через поперечний переріз пластини або стрижня $q(x)$ визначаються усі величини, що характеризують згинальну хвилю в цих об'єктах. Для одномірного випадку вираз руху може бути записаний як

$$M[L_{iz}] \frac{\partial^4 \{M[q(x,t) | x, t]\}}{\partial^4 x} + m \frac{\partial^2 \{M[q(x,t) | x, t]\}}{\partial^2 t} = \varphi(x, t), \quad (7.16)$$

де $\varphi(x, t)$ – щільність розподілу зовнішніх навантажень по поверхні пластини або стрижня зі зміною їхнього часу. За наявності реального поглинання енергії останній вираз набуває вигляду

$$M[L_{iz}] \frac{\partial^4 \{M[q(x,t)|x,t]\}}{\partial^4 x} + m \frac{\partial^2 \{M[q(x,t)|x,t]\}}{\partial^2 t} + K \frac{\partial \{M[q(x,t)|x,t]\}}{\partial t} = \varphi(x,t). \quad (7.17)$$

Після диференціювання за часом (7.17) виходить вираз (7.18):

$$q''(x) - \frac{\omega^2 m}{M[L_{iz}]} (1 + i\eta) q(x) = 0, \quad (7.18)$$

де $\eta = \frac{K}{\omega m}$. Вираз (7.18) можна представити у вигляді (7.19), тому що фактично в конструкціях $\eta^2 \leq 1$.

$$q''(x) - \frac{\omega^2 m}{M[L_{iz}]} (1 + i\eta) q(x) = 0. \quad (7.19)$$

Параметр η визначається як характеристика поглинання енергії згинальних хвиль в елементі (пластині або стрижні). Допускається облік втрати енергії за допомогою комплексного модуля Юнга: $\bar{E} = E(1 + i\eta)$. Причому величину ηE часто визначають як модуль утрат. Рішення одномірного рівняння згинальних коливань без утрат, з нульовою правою частиною, може бути представлено як

$$q(x) = D_1 e^{-iM[k_{iz}]x} + D_2 e^{iM[k_{iz}]x} + D_3 e^{-M[k_{iz}]x} + D_4 e^{M[k_{iz}]x}, \quad (7.20)$$

де $M[k_{iz}] = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 m}{M[L_{iz}]}}$ — є хвильовим числом згинальної хвилі. За виразом (7.20)

згинальні хвилі, що поширюються в протилежних напрямках, описуються першими двома членами. Через порівняно швидке загасання не беруть участь у переносі енергії неоднорідні згинальні хвилі, обумовлені двома останніми членами. Ці хвилі виникають поблизу перешкод та зовнішніх зусиль і зменшуються в e раз на відстані $\lambda_n/2\pi$ від місця виникнення. Реально в конструктивному відношенні бурові установки являють собою комбінацію різних чином з'єднаних стрижнів і пластин, ці з'єднання і є збудливою перешкодою для згинальних хвиль. При знятті обмеження про нестисливість елементів конструкцій бурових машин і механізмів виникає вимога урахування фактора перетворення згинальних хвиль у подовжні, крутильні і зсувні хвилі згідно з рис. 7.5.

Енергетичне поле можна вважати дифузійним, тому що воно задовольняє умові ізотропності й однорідності, що формуються внаслідок обмеженості робочої конструкції бурового агрегату і відповідного багаторазового відбиття згинальних хвиль від країв. При розгляді існування згинальних хвиль у стрижнях необхідно відзначити їхню обмеженість довжин, унаслідок чого

док чого вільні згинальні хвилі можуть бути порушені лише на частотах, які задовольняють цим граничним умовам. Ці частоти звичайно називають власними частотами вільних згинальних коливань. Сукупності власних частот формують дискретний спектр. Для стрижня із шарнірно обертим краєм ($q = q' = 0$) і з вільними кінцями ($q'' = q''' = 0$) власні частоти визначають відповідно за формулою [4, 8, 38].

$$\begin{aligned}\omega_n &= \frac{\pi^2 n^2}{l^2} \sqrt{\frac{EM[J_z]}{m}}, & (n=1,2,3\dots), \\ \omega_n &\approx \frac{\pi^2 (2n+1)}{4l^2} \sqrt{\frac{EM[J_z]}{m}}.\end{aligned}\tag{7.21}$$

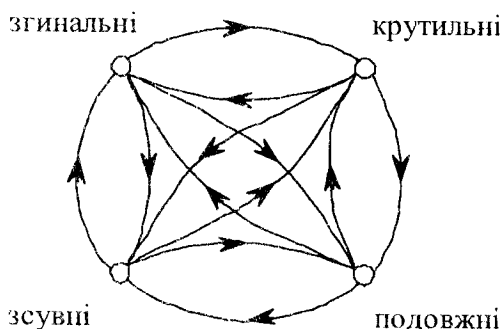


Рис. 7.5. Граф фактора перетворення згинальних хвиль у подовжні, крутильні і зсувні хвилі в конструкціях бурових верстатів

Аналіз даних виразів показує, що при досить великому n ($2n \gg 1$) щільність власних частот згинальних коливань стрижня не залежить від граничних умов. Кожна власна частота має свою форму коливань елемента. Форма шарнірно обертого стрижня аналітично відображається

$$M[q_n(x) | A_n, x] = \sum_{i=1}^N q_n(x_i) \varphi(q_n | A_n, x_i) = M[A_n] \sin[k_n M[x]],\tag{7.22}$$

де $M[A_n]$ – математичне сподівання амплітуди вільних коливань елемента на частоті ω_n . Власна частота, зіставлена з її формою вільних коливань, визначається як мода, подається функціонально у вигляді

$$M[\varphi_n(x)] = \sin[k_n M[x]].\tag{7.23}$$

Вираз (7.22), можна перетворити таким чином

$$M[q_n(x)] = M[A_n] \sin[k_n M[x]] = \left(\frac{M[A_n]}{2i} \right) (e^{ik_n M[x]} - e^{-ik_n M[x]}). \quad (7.24)$$

З останнього виразу (7.24) видно, що стояча хвиля $M[A_n] \sin\{k_n M[x]\}$ є сумою двох поширюваних згинальних хвиль, що йдуть назустріч одна одній з рівними амплітудами. На підставі фундаментальних функцій описуються коливання будь-якої форми обмеженого елемента, які виникають у ньому під дією зовнішніх гармонійних зусиль, через вираз нескінченного ряду

$$M[q(x)] = \sum_n M[A_n] M[\psi_n(x)]. \quad (7.25)$$

Відповідно до даного виразу (7.25) зовнішні зусилля в загальному випадку фізично збуджують весь спектр мод стрижня, однак їхні амплітудні рівні A_n розподіляються по власних частотах ω_n відповідно до місця дії, характеру зовнішніх зусиль і параметрів граничних умов. У робочих режимах, у безупинно коливних конструкціях технологічних агрегатів відбувається поглинання (розсіювання) енергії, що обумовлює зменшення пружних хвиль, які ідуть по цих конструкціях. Після дії зовнішнього порушення амплітуди стоячих пружних хвиль також згодом зменшуються. Для корпусних конструкцій технологічних агрегатів енергетичне поле можна вважати дифузійним у зоні частот вище 1 Гц. Звичайно, втрата енергії коливань (дисипація) при поширенні їх по конструкції бурового агрегату супроводжується зменшенням рівня корисного сигналу, що несе інформацію про технічний стан вузла, тому особливе значення набувають способи обробки енергоінформаційного сигналу. При аналізі закономірностей порушення і поширення коливань у складних бурових агрегатах важливо враховувати кінцеву мету досліджень. При вирішенні діагностичної задачі необхідно апріорі визначити інформативні частоти, оцінити характер порушення різного роду коливань при виникненні дефектів, задати режим діагностування, визначити частотний діапазон виміру і спосіб обробки апостеріорної інформації для одержання характерних діагностичних ознак.

Отже, слід зазначити, що при вирішенні проблеми енергетичної діагностики складних бурових агрегатів можна використовувати можливість побудови адекватної динамічної моделі агрегату, що діагностується, в широкому діапазоні частот з наступним витягом цінної діагностичної інформації про технічний стан бурових машин і механізмів з рівнянь ідентифікації. Математичний апарат цих рівнянь розроблений спеціально для систем керування об'єктами, в яких пдвільно протікають технологічні процеси, він є придатним для кількісної оцінки характеристик більшості бурових агрегатів.

7.6. Вибір стратегії діагностування за типовими несправностями

Визначення стратегії і методів діагностування бурових установок обумовлюється множиною основних умов. Найголовнішою серед них є мета діагностування, що формується з визначення, на якому періоді життєвого циклу оцінюється стан бурової установки. При виробництві бурових установок, насамперед, необхідно забезпечити оптимізацію процесів проєктування, виготовлення й іспитового, конструктивного доведення бурових систем, для забезпечення їх експлуатаційної надійності і довговічності. На цьому етапі важливе забезпечення функцій безперервного контролю якості виготовлення і монтажу складових машин і механізмів, елементів деталей і вузлів бурових установок. Реалізація цієї умови можлива через мінімізацію інформативних спектральних складових енергетичних параметрів. До основних несправностей цього періоду життєвого циклу бурових установок входять: кінематичні помилки виготовлення елементів, вихід їхніх параметрів точності за довірчі інтервали, дефекти при складанні окремих вузлів бурових машин і механізмів. До найбільш типових дефектів, що виявляються в цій виробничій фазі, є відносно завищені різного роду неврівноваженості і зазори, відхилення від співвісностей, різного роду перекоси і відносні зсуви взаємодіючих елементів, недотримання технологій змащення та ін.

У період робочої експлуатації, через реальний процес старіння елементів складових машин і механізмів бурових установок відбуваються деградаційні зміни як структурних, так і функціональних параметрів, що природно призводять до появи різних відмов.

Виникаючі в робочих режимах бурових установок експлуатаційні дефекти за характеристикою швидкості розвитку розділяють на два види: дефекти, що відносно швидко розвиваються, викликають раптові аварійні відмови, та дефекти, що повільно розвиваються, викликають поступові аварійні відмови. Стосовні до першого виду відмови звичайно у край важко прогнозуються і, як правило, вони є результатом виробничих технологічних дефектів (сховані тріщини, порожнечі, неоднорідності) або динамічного і статичного руйнування під дією миттєво виниклого резонансного або перевищуючого межі міцності складових елементів навантаження. До другого виду відносяться відмови, виникнення і розвиток яких може бути вчасно виявлено, прогнозовано і проконтрольовано до передаварійного рівня. Ці відмови звичайно обумовлені корозійним, абразивним, ерозійним або кавітаційним зношуванням.

Оптимізація організації виробничої експлуатації бурових установок дозволяє заздалегідь, до настання передаварійного стану системи визначити вид виникаючого дефекту та обсяг ремонтних робіт з його ліквідації. При цьому в процес діагностування повинні входити процедура оцінки передремонтного і процедура оцінки післяремонтного технічного стану бурової установки.

Характеристична якість виготовлення діагностичної інформація звичайно відображається рівнями генерованих буровим агрегатом коливань, тому найбільш ефективним методом непрямої оцінки якості виготовлення і складання агрегату, що діагностується, є ідентифікація джерел цих коливань з наступним

їх зниженням. Через багатозначність стохастичних зв'язків між технологічними параметрами і значеннями енергетичних параметрів для формування діагностичних ознак технологічних дефектів роторних бурових агрегатів доцільно аналізувати зміни не тільки окремих дискретних складових, але і всього спектра, генерованого робочим процесом коливань.

Під час виробничої експлуатації найбільш ефективний безперервний контроль представницьких діагностичних параметрів оцінки технічного стану бурових машин і механізмів для забезпечення раннього виявлення дефектів, що зароджуються, виявлення причин і координат виникнення дефектів, оцінки тенденцій змін поточних технічних станів, термінів і обсягів проведення ремонтних робіт. Саме безперервний, індивідуальний контроль, разом з короткостроковим прогнозуванням змін енергетичних характеристик дає найбільшу ефективність при діагностуванні унікальних, дорогих і пов'язаних із безпекою людей систем, якими і є сучасні бурові установки. З огляду на типові різноманіття останніх, з одного боку, і розкид характеристик, обумовлений розкидом якості виготовлення, складання й умов експлуатації, з іншого боку, що виявляється усе сильніше з підвищенням габаритно-масових характеристик бурових установок, необхідне використання як середньостатистичних характеристик енергетичних сигналів, так і їх відхилень у межах довірчих інтервалів за порівнянні періоди експлуатації.

Складна гірничо-електромеханічна система складається з ряду конструктивних елементів, з'єднаних відповідно до визначеної заданої структури. У залежності від місця включення елемента, його відмова може викликати або порушення працездатності окремого вузла, або всієї системи. При цьому реальна складність функціональних зв'язків між складовими елементами бурових машин і механізмів та множина їхніх структурних параметрів вкрай утрудняють формалізацію опису руху всієї системи. Для рішення цієї задачі бурову установку доцільно розбити на підсистеми, щоб у свою чергу розділити на складові елементи, зв'язані між собою визначеною ієрархічною структурою. Таким чином, здійснюється структурна декомпозиція. При вилученні з розгляду деяких зв'язків процес діагностування таких виділених підсистем можна здійснювати незалежно одна від одної.

У множину елементів і вузлів бурових установок, що діагностуються, входячи з умови забезпечення максимально можливої економічної ефективності, необхідно включати не весь перелік складових, підданих якомусь дефектові, а тільки ті з них, що значною мірою лімітують ресурсні параметри бурових машин і механізмів, процес діагностування яких може суттєво знизити як експлуатаційні витрати, так і змушені простої бурових агрегатів. Звичайно такі вузли технологічних агрегатів прийнято називати слабкими вузлами. Виявлення й оцінку критичності таких слабких елементів і вузлів гірничих систем здійснюють за допомогою коефіцієнта повторюваності несправностей, їх середньою частотою, вартісними і трудовими витратами на усунення пропущених відмов і проведення процесу діагностування [36, 38, 62]. При цьому слід зазначити, що за даними провідної дизелебудівної компанії ФРН *MAN* і фірми «Сименс» 46 % усіх працезатрат забирають операції з розкриття і розбирання вузлів, виконува-

ні з єдиною метою перевірити технічний стан деталей без проведення робіт власне з технічного обслуговування. Для одержання ж досить повної і достовірної інформації про технічний стан усіх слабких вузлів агрегату звичайно ж потрібні складні і дорогі програмно-апаратні засоби. Тому доцільно використовувати багаторазове діагностування з різною глибиною діагнозу, від комплексної оцінки працездатності системи в цілому до локалізації значимого дефекту, оцінки його виду і ступеня розвитку.

Оптимізація технічного обслуговування бурових установок з використанням апаратно-програмних засобів діагностування здійсненна тільки в тому випадку, якщо системи, що діагностуються, мають достатню контроле-придатність, тобто можуть спостерігатися. Звичайно під контролепридатністю або спостережуваністю (термін має і більш широкий математичний зміст) технологічного агрегату розуміється забезпеченість його конструкції необхідними засобами контролю стану без розбирання в умовах виробничої експлуатації. По кожній буровій установці, як об'єктові діагностування, після доводочних іспитів, перед уведенням її в масову виробничу експлуатацію встановлюється типовий перелік можливих несправностей, ряд контрольованих параметрів, місця установки і типи використовуваних датчиків, число контрольних точок, методи і засоби діагностування, алгоритми обробки інформації в пристроях діагностування, як базового, так і переносного типу. Ця інформація може бути успішно використана для синтезу експертних систем.

Грунтуючись на діагностичних моделях бурових установок і відомих їх властивостей, як об'єктів діагностування, обирається стратегія і методи діагностування. При цьому в розроблювальних діагностичних моделях потрібно враховувати не тільки характер енергоспоживання у вузлах нормально і дефектно функціонуючого агрегату, що по-різному відображається на різних ділянках спектра енергетичного сигналу, а також і характер поширення і дисипації енергетичних хвиль по конструкціях системи. Вибір використовуваного методу діагностування обумовлюється частотним діапазоном спектра енергоінформаційного сигналу, що служить для одержання діагностичної інформації про технічний стан кожного типу бурових установок. При цьому в інфранизькочастотному діапазоні коливань від 0,001 до 1,0 Гц, що викликаються звичайно силами неврівноваженості обертових мас роторних бурових установок, достовірні результати дають детерміновані методи ідентифікації електромеханічних систем. У наступному низькочастотному діапазоні від 1,0 – 1,1 Гц до 10,0 – 11,0 Гц припустиме застосування як попередніх методів, так і побудова діагностичних моделей з урахуванням квазіполігармонійного параметричного порушення коливань, автоколивань і нелінійної взаємодії елементів бурових машин і механізмів. У діапазоні від 11,0 – 12,0 Гц до 20,0 – 21,0 Гц доцільно розгляд стохастичної енергетичної моделі з урахуванням модуляційних властивостей змушених і власних коливань елементів і вузлів бурових машин і механізмів. У діапазоні від 21,0 до 100,0 Гц раціональне застосування демодуляційних методів аналізу енергетичного сигналу в зоні резонансної частоти використовуваного перетворювача. Вибір стратегії діагностування визначається видом і частотою прояву відмови, зв'язаної з періодом життєвого циклу бурових установок, умовами фу-

нкціонування, небезпечністю щодо аварій і ступенем необхідності діагностування даних відмов, а також очікуваною економічною ефективністю.

7.7. Основи формування енергоінформаційних сигналів

Основним питанням технологій енергоінформаційного діагностування бурових установок є формування достовірного словника діагностичних ознак, що характеризують виникаючі в бурових машинах і механізмах дефекти. Динамічна модель гірничого технологічного агрегату, виражена через систему диференціальних рівнянь [3, 4, 56], в зоні низькочастотних коливань діапазону частот від 0.001 Гц до 150.0 – 200.0 Гц може досить повно відобразити якісно і кількісно процес виникнення далеко не всіх дефектів систем, що діагностуються, за змінами інформативних характеристик енергетичних процесів і сигналів. З огляду на значні махові маси і габаритні розміри бурових установок, для розгойдування бурових агрегатів на перших власних формах необхідна значна потужність джерел енергозбурення, у функції яких виступають різного роду дефекти. Тому найбільш значимо виявляються в інфранизькочастотній зоні енергетичних сигналів неврівноваженості роторних вузлів, як споживачів значної енергії. Це спрощує задачу розпізнавання цілого ряду розповсюджених дефектів типу росту дисбалансів в передачах приводу робочих породоруйнівних інструментів, поломок зубів в зубчастих передачах і муфтах та інших несправностях за допомогою змін інформативних характеристик коливань на роторних частотах. Значно сутужніше діагностувати дефекти, що мають як невелику енергоємність прояву, так і важко моделюються в діагностичних моделях. Однак такого виду несправності складають досить значну групу, вони виявляються, насамперед, на контактуючих поверхнях, за рахунок корозійного й ерозійного зносу, виникнення різного роду тріщин в конструкціях і передачах бурових агрегатів та ін. Складна, стохастична форма прояву цих, звичайно експлуатаційних несправностей, у процесах коливань на робочих режимах бурових агрегатів, а також відносно невеликі зміни інформативних параметрів технічного стану останніх в початкових стадіях виникнення і розвитку цих видів дефектів утрудняє одержання якісних і кількісних співвідношень між ними і характеристиками енергетичних сигналів за допомогою динамічних моделей. Раціональніше застосування в цих випадках імітаційних діагностичних моделей як окремих елементів, так і складових вузлів бурових машин і механізмів. Найбільш типовим прикладом тут може служити динамічна модель крутильних коливань зубцюватого зачеплення пари коліс, з передавачним числом рівним одиниці, як найбільш розповсюджений вузол бурових агрегатів. Формалізовано коливання цього вузла в безрозмірному вигляді може бути описано таким рівнянням

$$\ddot{x}(t) + M [\theta_j(x, t) | x, t] \dot{x}(t) + \omega_c^2 M [c_j(t) | t] x(t) = M [M_{j, vk}(t) | t], \quad (7.26)$$

де $x(t)$ – зображує деформацію зубів; ω_3 – відбиває власну частоту коливань ланки пари коліс на жорсткості зубів; $M[\theta_j(x,t)|x,t]$ – умовне математичне сподівання коефіцієнта демпфірування; $M[c_j(t)|t]$ – умовне математичне сподівання залежності функції жорсткості зачеплення від часу; $M[M_{j,вк}(t)|t]$ – умовне математичне сподівання збуджуючого обертаючого моменту. У неявному вигляді вплив несправностей зачеплення на коливання моделі (7.26.) можливо представити як

$$\ddot{x} + M[\theta_j(x,t,Z)|x,t,Z]\dot{x} + \omega_c^2 M[c_j(t,Z)|t,Z]x = M[M_{j,вк}(t,Z)|t,Z], \quad (7.27)$$

де $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_m\}$ – вектор змін параметрів технічного стану зубцюватого вузла (вектор несправностей). Для даної моделі (7.27) навіть за відсутності несправностей головним параметром, що визначає порушення коливань у зубцюватому зачепленні, є функція жорсткості зачеплення, що може бути представлена добутком двох функцій таким чином

$$M[c_j(t,Z)] = M[g_j(t,Z)]M[\gamma_j(t)]. \quad (7.28)$$

Перша частина добутку характеризується порівняно повільно мінливою амплітудою на періоді частоти обертання $f_{vr} = 1/T_{vr}$.

$$M[g_j(t,Z)] = 1 + M[\varepsilon_j(Z)]M[q_j(t+T_{j,вр})]. \quad (7.29)$$

Друга частина є функцією жорсткості зачеплення, вона характеризується відносно більш швидко змінною амплітудою на періоді пересполучення зубів T_z .

$$M[\gamma_j(t)] = M[\gamma_j(t+T_z)]. \quad (7.30)$$

Величина ε у виразі (7.29) характеризує глибину амплітудної модуляції жорсткості зачеплення періодичною послідовністю імпульсів $q(t+T_{vr})$, що зароджуються під час проходження локального дефекту через зону контакту зубцюватого зачеплення. Через параметричну форму рівняння крутильних коливань зубцюватої пари, навіть при відсутності несправностей ($\varepsilon = 0$) і стабільному обертальному моменті $M_{вк}(t) = M_0$, у системі зубцюватого зачеплення (7.26) збуджуються полігармонійні коливання з частотами, кратними частоті пересполучення зубів

$$M[x_j(t)|a_{j,k}, \phi_{j,k}] = \sum_{k=1}^n M[a_{j,k}] \cos[kf_z t + M[\phi_{j,k}]] \varphi[x_j(t)|a_{j,k}, \phi_{j,k}], \quad (7.31)$$

де $f_z = z f_{\text{вр}} = 1/T_z$ – зубчаста частота; $\varphi[x_j(t) | a_{j,k}, \phi_{j,k}]$ – умовна щільність розподілу; z – кількість зубів. При цьому число гармонік зубчастої частоти і співвідношення амплітуд кратних гармонік $a_{j,k}$ під час відсутності зовнішнього впливу обумовлюється формою функції жорсткості зачеплення $c_j(t + T_z)$ і величиною демпфірування у вузлі.

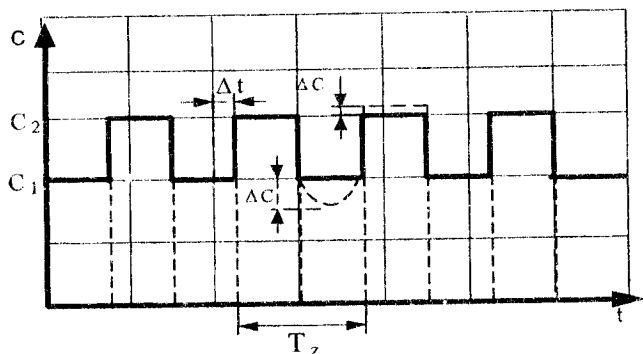


Рис. 7.6. Графік зміни функції жорсткості зачеплення прямозубої зубцової пари

Типове поведіння функції для прямозубих коліс, позначеної в рівнянні (7.26) через $c_j(t)$ і піддане у своїх осьових відхиленнях нормальному закону розподілу, наведене на рис. 7.6. Виникнення локальних дефектів типу схоплювання, задирок, виломлювання, раковин, що проходять через зони контактів з частотами обертання T_w несправних коліс, викликає виникнення періодичних послідовностей імпульсів $q(t + T_w)$, які модулюють амплітуди $\mathcal{E}(t)$ функцій жорсткості $c(t)$. З розвитком дефектів контактуючих поверхонь зубів амплітуди і частоти проходження цих імпульсів зростають.

Наведений у рівнянні (7.26) коефіцієнт демпфірування так само, як і жорсткості зачеплення, є інформативним параметром, який змінюється з періодом пересполучення зубів T_z , тому що в полюсі зачеплення діє тертя катання, а за його границями – ковзання. З появою локального дефекту типу скафінга (схоплювання і наступної задирки контактуючих поверхонь) виникає зміна періодичності функції $\lambda(t)$, обумовлена фазовою модуляцією коефіцієнта демпфірування в зачепленні випадковою імпульсною функцією $\eta(t)$

$$M[\lambda_j(x, t, Z) | x, t, Z] = M[\lambda_j[t + T_z + M[\zeta_j(Z) | Z] M[\tilde{h}_j(t) | t]]], \quad (7.32)$$

де $M[\zeta_j(Z)|Z]$ – висвітлює значення умовного математичного сподівання фазової (частотної) модуляції під впливом вектора змінних технічного стану гірничого агрегату.

Вплив виникаючих несправностей відбивається не тільки на розташованих у лівій частині параметрах θ і c , але, як видно з виразу (7.27), і на функції порушення $M[M_{j,sk}(t, Z)]$, розташованій у правій частині рівняння. При цьому в загальному вигляді функцію збудження можна представити таким чином

$$M[M_{j,sk}(t, Z)] = M[M_{j,1}(t + T_{j,wr})] + M[M_{j,2}(t + T_{j,z})] + M[M_{j,3im}(t + T_{j,d})] + M[M_{j,4f}(t)], \quad (7.33)$$

де $M[M_{j,1}(t + T_{j,wr})]$ – математичне сподівання, що відбиває періодичне низько-частотне збудження, яке є результатом впливів, що порушують центрування елементів і вузлів, дефектів виготовлення або експлуатації; $M[M_{j,2}(t + T_{j,z})]$ – математичне сподівання, що визначає результат впливу кінематичних похибок (помилки кроку зачеплення і т.п.); $M[M_{j,3im}(t + T_{j,d})]$ – математичне сподівання, яке відбиває імпульсне збудження з частотами, кратними частотам проходження локальних дефектів $f_{j,d} = 1/T_{j,d}$, що дорівнюють частотам улучення дефектів у зони контактів $f_{j,d}$ і відновно рівні або кратні частотам обертання $f_{j,wr}$ дефектних коліс; $M[M_{j,4f}(t)]$ – математичне сподівання, яке оцінює рівень випадкових перешкод, що зароджуються через вплив факторів взаємодії сполучуваних елементів або через абразивне зношування контактуючих поверхонь зубцюватих пар.

Енергоінформаційний сигнал на периферії k -ої гармоніки основної частоти порушення несправного вузла бурового агрегату, у тому числі зубцюватої пари, можна представити за виразом

$$M[y_j(t)|t] = \left[1 + \sum_{i=1}^n M[\varepsilon_{j,i}] \cos[iM[\omega_{j,kr}]]t \right] \left\{ M[a_{j,k}] \cos k\omega_z [t + \sum_j \eta_{j,i} \cos[iM[\omega_{j,kr}]]t] \right\} + M[\zeta_{j,f}(t)] \quad (7.34)$$

де $M[\varepsilon_{j,i}]$ – є математичним сподіванням глибини амплітудної модуляції гармонік ω_z частотою $iM[\omega_{j,kr}]$; $M[\omega_{j,kr}] = 2\pi M[f_{j,d}]$ – математичне сподівання, що відображає оборотну частоту влучення дефекту в зону контакту; ω_z – основна частота порушення (різцева, зубчаста, ліфтова і т.п.); η_j – індекс частотної модуляції; $M[\zeta_{j,f}(t)]$ – математичне сподівання складової випадкової фрикаги-

вної перешкоди. Внаслідок математичне сподівання спектра вирішення, що формує рівняння (7.27), може бути представлено у вигляді суми ймовірних спектрів змушених і власних коливань

$$\begin{aligned}
 M[S_{v,j}(f)|f] = & \sum_{k_1=1}^{n_1} M[D1_{j,k_1}] M[\psi_j(f - k_1 f_{vr})] + \sum_{k_2=1}^{n_2} M[D2_{j,k_2}] M[\psi_j(f - k_2 f_z)] + \\
 & + \sum_{k_3=1}^{n_3} \sum_{k_4=1}^{n_4} M[D3_{j,k_3,k_4}] M[\psi_j[f - (k_3 f_z \pm k_4 f_{vr})] + \\
 & + \sum_{k_5=1}^{n_5} M[D4_{j,k_5}] M[\psi_j[f - (f_s \pm k_5 f_{vr})]], \quad (7.35)
 \end{aligned}$$

де перший член суми представляє гармонійний ряд частот обертання $k_1 f_{vr}$; другий член визначає спектр основних (зубчастих) частот $k_2 f_z$; третій член відбиває спектр комбінаційних частот $(k_3 f_z \pm k_4 f_{vr})$ в зонах змушених частот $k_3 f_z$; четвертий член відображає спектр перешкоди $M[S_{j,fr}(f)|f]$; п'ятий член визначає спектр комбінаційних частот $(f_s \pm k_5 f_{vr})$ в зоні власної частоти вузла f_s .

Останній вираз (7.35) показує, що виникнення і розвиток у часі якогось дефекту викликає перерозподіл споживаної енергії між основними складовими спектра загального коливального процесу. Очевидно, що визначення характеру цього перерозподілу дозволяє синтезувати якісну діагностичну модель з відповідним виявленням інформативних діагностичних ознак різного роду несправностей. Однак подальший розвиток синтезу кількісної діагностичної моделі є украй важкою задачею. Труднощі обумовлені комплексністю впливу виникаючих несправностей на просторові зміни крутильних, згинальних, подовжніх і зсувних коливань, а також стохастичністю взаємодії сусідніх елементів і вузлів бурових машин і механізмів з дефектним вузлом. Так, вираз (7.34) можна зобразити як енергетичний процес при наявному дефекті на поверхні одного з взаємодіючих елементів одного з вузлів роторного бурового агрегату. У випадку одночасної появи несправностей у декількох вузлах за наявності кінематичних зв'язків між ними вираз (7.34) значно ускладниться. При цьому в спектрі коливального процесу в зоні кожної зі збуджених частот if_d , де $i=1,2,\dots,n$, а f_d – основна частота збудження d -го вузла, можуть з'явитися комбінаційні частоти виду

$$\begin{aligned}
 if_d \pm \sum_r^{n_1} \sum_v^{n_2} rf_v, \quad (\text{де } f_v - \text{частота обертання } v\text{-ої деталі}), \text{ а також частоти виду} \\
 if_d \pm \sum_r^{n_1} \sum_v^{n_2} \left[rf_v \pm \sum_k^{m_1} \sum_c^{m_2} kf_c \right], \text{ що характеризують реальні нелінійності взаємодії вузлів бурових машин і механізмів і значно ускладнюють технології процесів діагностування. Наприклад, математичне сподівання } i\text{-их спектрів крутильних коливань багатоступінчастого перебірного редуктора, без розгляду впливу підшипникових вузлів з урахуванням виразу з [15, 20, 38] буде мати вигляд}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M[S_{y,q}(f)|f] &= \sum_{i=1}^{g1} \sum_{k_1=1}^{n1} M[D1_{q,j,k_1}] M[\psi_q(f - k_1 f_{i_vr})] + \sum_{j=1}^{g2} \sum_{k_2=1}^{n2} M[D2_{q,j,k_2}] \times \\
&\times M[\psi_q(f - k_2 f_{i_z})] + \sum_{j=1}^{g1} \sum_{j=1}^{g2} \sum_{k_1=1}^{n3} \sum_{k_4=1}^{n4} M[D3_{q,j,j,k_3,k_4}] M[\psi_q(f - (k_3 f_z \pm k_4 f_{vr}))] + \\
&+ M[S_{y,j}(f)|f] + \sum_{i=1}^{g1} \sum_{h=1}^{g3} \sum_{k_5=1}^{n5} M[D4_{q,j,h,k_5}] M[\psi_q(f - (f_{h,s} \pm k_5 f_{i_vr}))],
\end{aligned} \quad (7.36)$$

де f_{i_vr} – частота обертання i -ої шестірні, $i=1, 2, \dots, g1$; f_{i_z} , $f_z^{(j)}$ – зубова частота j -ої ступіні, $j=1, 2, \dots, g2$; $f_{h,s}$ – власна (s) частота h -го дефектного вузла.

Відносна складність останнього виразу (7.36) підтверджує нераціональність побудови точних динамічних діагностичних моделей бурових агрегатів. Для цих цілей більш доцільніше використання імітаційних моделей у сполученні з навчальними експериментами.

7.8. Полігармонійна модель енергоінформаційного сигналу

Повний комплекс коливальних процесів, які супроводять робоче функціонування бурових установок, є безпосереднім результатом просторової взаємодії складових цілої системи елементів і вузлів бурових машин і механізмів. Оперативний стан або зміна стану цих елементів або вузлів відбивається в їхній взаємодії, що супроводжується енергоспоживанням, саме тому енергетичні сигнали, що відбивають енергоспоживання, і є носіями інформації про технічний стан складових елементів і вузлів бурових агрегатів. Причому взаємодія здійснюється не тільки між складовими елементами агрегатів (зубцюваті зачеплення приводу, елементи муфт, елементи підшипників ковзання і котіння та ін.), але і з навколишнім середовищем (породою, що подрібнюється, пульпою, потоками технічної рідини і повітря, опорними конструкціями і т.д.).

Виникаючи в робочих режимах бурових агрегатів коливальні процеси можна класифікувати у формах змушених і власних коливань. Обидва види коливань можуть служити носіями діагностичної інформації, однак якісні і кількісні характеристики останніх мають різне функціональне призначення. Будучи енергетичними характеристиками якогось впливу, змушені коливання у своїх амплітудних рівнях відбивають найбільш грубі, енергоємні зміни параметрів стану (передавальні й аварійні стани, якість виготовлення або ремонту і т.п.). Коливання на власних частотах, як більш чутливі і менш енергоємні, у своїх характеристиках відбивають виникнення і розвиток дефектів на самих ранніх стадіях зародження, при незначному енергоспоживанні. Несправності такого типу можуть також виявлятися й у модуляції змушених коливань.

Діагностичні моделі енергетичних процесів покликані забезпечити ймовірний зв'язок між інформативними характеристиками енергетичних сигналів і параметрами технічного стану ротарних бурових агрегатів. У гірничій промисло-

вості застосовується множина технологічних агрегатів циклічної дії, у яких характер взаємодії елементів у робочому режимі залежить від деякого періодичного закону, що звичайно має обертальний характер. Необхідно відзначити, що в роторних бурових агрегатах у інфранизькочастотному діапазоні (до 0,1 - 10 Гц) однією з базових частот порушення виступає частота обертання ротора (роторна частота) $f_{vr} = \omega_{vr} / 2\pi$ - кутова частота обертання ротора ω_{vr} . Причому як ротор може виступати обергач. Процес коливання бурових агрегатів у цьому інтервалі частот може бути спрощено віднесений до гармонійного виду, де величина $M[x_j(t) | a_j, \omega_{j, vr}] = M[a_j] \cos[tM[\omega_{j, vr}]]$ обумовлена, в основному, неврівноваженістю обертових мас ротора. Коливання такого виду мають значну енергоємність і характеризуються малим загасанням, що сприяє їх доброму проходженню по структурі бурового агрегату з якісним відображенням у спектрі споживаної електроенергії. Здебільшого ці коливання і визначають динамічну міцність конструкцій бурових агрегатів, що при цьому може розглядатися як єдина, пружна система із зосередженими параметрами. Значення амплітуд коливань a_k на роторних (оборотних) частотах або їхні зміни є інформативними параметрами діагностичних моделей і обумовлюються в основному величинами дисбалансів, а також відношенням критичних частот обертання роторів до робочих частот. Звичайно в цьому випадку використовуються два параметри: періоди осциляції (або частоти коливань $f = 1/T$) і амплітуди коливань a , на роторних частотах [15, 36, 38].

При описі процесів енергетичних коливань можливе застосування таких характеристик, як пікові значення амплітуд $Y_{max} = a$, що відбивають максимальний розмах коливань щодо положень рівноваги, математичні сподівання й умовні математичні сподівання абсолютних значень

$$M[Y | t] = \sum_{i=1}^{n-1} y_i \varphi(y_i | t) \quad (7.37)$$

і умовне середньоквадратичне значення

$$M[Y_\sigma | t] = \left[\sum_{i=1}^{n-1} (y_i - M(Y))^2 \varphi(y_i | t) \right]^{1/2} \quad (7.38)$$

У випадку представлення руху енергії гармонійним законом співвідношення між цими величинами визначається за виразом

$$M[Y_\sigma | t] = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \langle M[Y | t] \rangle = \frac{1}{\sqrt{2}} Y_{max}, \quad (7.39)$$

або в більш загальній формі як

$$M[Y_\sigma | t] = G_1 \langle M[Y | t] \rangle = \frac{1}{G_2} Y_{\max}, \quad (7.40)$$

де $G_1 = \frac{M[Y_\sigma | t]}{M[Y | t]}$ і $G_2 = \frac{Y_{\max}}{M[Y_\sigma | t]}$ - є факторами, що характеризують ступінь відхилення форми енергетичної хвилі від синусоїдальної, для якого ці характеристики визначаються значенням: $G_1 = \pi/2\sqrt{2} = 1,11 \approx 3\delta B$.

У реальних умовах гірничого виробництва енергетичні процеси в бурових установках досить далекі від синусоїдальних і відображення їх у формі детермінованих синусоїдальних коливань досить грубо показує вплив несправностей на енергетичні сигнали. При цьому основними причинами збільшення амплітуд коливань на оборотних частотах обертання роторних вузлів, що звичайно забезпечують робочі інструменти, можуть бути як відхилення від співвісності валів, так і порушення геометрії вузлів обертання (підшипників опор, муфт, коліс редукторів, гвинтів насосів і т.п.), а також періодичні сили, порушувані технологічним процесом і наведені в табл. 7.1. Оскільки кожне з зазначених у таблиці інфранизькочастотних джерел невірноваженості змушує коліватися буровий агрегат як єдине ціле з однією і тією ж частотою f_{vr} , то вони є когерентними, тобто не піддаються поділові за допомогою яких-небудь математичних операцій.

Тому для ідентифікації причини зміни амплітуди на оборотній частоті вузла бурового агрегату і визначення виду дефекту потрібне використання додаткової інформації. Особливо необхідна така інформація при несправностях зубцюватого зачеплення типу накопичної погрішності (дефект виготовлення) або поломки зубів (дефект експлуатації), нерівномірного зносу або забруднення, що відбуваються на амплітудах коливань роторних частот f_{vr} .

Характер прояву різного роду несправностей імовірний, тому іноді цілком достатньо аналізу поведінки гармонійного ряду nf_{vr} , за сформованим n -мірним вектором діагностичних ознак з амплітуд компонентів nf_{vr} , а іноді необхідно одержати уточнюючу інформацію з іншого частотного діапазону. У найбільш простій формі в інфранизькочастотному діапазоні коливання роторних бурових агрегатів можуть бути описані у вигляді полігармонійних коливань

$$M[x_j(t) | a_{j,k}, \varphi_{j,k}, t] = \sum_{k=1}^n M[a_{j,k}] \cos[k(2\pi f_0 t) + M[\varphi_{j,k}]], \quad (7.41)$$

спектральна щільність яких має дискретну форму з відліками в точках $f = kf_{vr}$:

$$M[S_j(f) | f] = \sum_{k=1}^n M[S_j(kf_{vr})] \psi_j(f - kf_{vr}) \varphi_j[S_j(kf_{vr}) | f]. \quad (7.42)$$

Таблиця 7.1. Діагностична таблиця основних несправностей бурових агрегатів, які мають відношення до гармонік частоти обертання

Характерні несправності	Інформативні частоти	Примітки
Неврівноваженість роторного вузла	f_{vr}	Основна причина збільшення коливальності агрегату
Відхилення від співвісності валів	Звичайно f_{vr} , $2f_{vr}$, іноді $3f_{vr}$ і $4f_{vr}$	Звичайний дефект
Зазори в підшипниках ковзання	Субгармоніки f_{vr} , особливо $1/2$ і $1/3 f_{vr}$	Дефект виявляється тільки на робочій швидкості і при робочій температурі
Руйнування масляної плівки в підшипниках ковзання (утворення піни і вихорів)	$(0,42 \pm 0,48) f_{vr}$	Має місце тільки у високошвидкісних (турбо) агрегатах
Механічний люфт	$2f_{vr}$	А також субгармоніки і комбінаційні гармоніки
Неврівноваженості в агрегатах зворотно-поступального принципу дії	f_{vr} і або $n f_{vr}$, n -число незбалансованих елементів	Зростає зі зростанням частоти обертання
Коливання, викликувані електричними силами	f_{vr} або f_{vr} і $2f_{vr}$, синхронізоване частотою електродвигуна	Зростає зі зростанням навантаження

Крім оборотних частот обертання, у спектрі енергетичних сигналів роторних бурових агрегатів присутні такі характерні частоти, як

$$kf_z = k(f_{vr}z), \quad k = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (7.43)$$

де z – число елементів взаємодії на окружності ротора.

Незважаючи на значну неточність, закладену концептуально, полігармонійна модель коливань роторних гірничих агрегатів є на практиці зручною формою представлення комплексного коливального процесу, що дозволяє грубо, у нульовому наближенні, сконцентрувати увагу лише на визначених, фізично обумовлених частотах kf_z , кратних основній частоті kf_z порушення коливань вузла бурових агрегатів, що діагностується. При цьому слід зазначити, що в енергетичній діагностиці роторних агрегатів може широко використовуватися процедура синхронної гребінчастої фільтрації коливань [6, 52], основа якої саме і складається в одержанні регресійних зв'язків характеристик полігармонійної моделі з параметрами стану вузла, що діагностується. Діагностичну модель си-

гналу такого виду доцільно застосовувати і для оцінки якості виготовлення і ремонту технологічного устаткування, тому що чим вище якість виготовлення або ремонту, тим нижче рівень енергетичного спектра агрегату, що діагностується, причому прив'язка по вузлах здійснюється розрахунком частот гармонійних або полігармонійних коливань, генерованих даним вузлом, відповідно до кінематики цього агрегату.

Дослідження об'єктивних фізичних закономірностей формування і зміни енергетичних сигналів у бурових агрегатах обумовлює необхідність ускладнення їх діагностичних моделей. У реальних робочих режимах складних, багатозв'язних технологічних агрегатів повторення умов взаємодії їхніх елементів між собою і з зовнішнім середовищем має стохастичний характер. Уся ця безліч похибок виготовлення і монтажу елементів, температурні зміни геометричних параметрів елементів і зазорів у зчленуваннях, зміни в'язкості олій, перекручування форм і якості поверхонь взаємодіючих елементів з напрацюванням на відмову, нестабільність оборотної частоти обертання вала привідного двигуна, викликана нестабільністю частоти напруги у мережі, і безліч інших причин обумовлює згладжування дискретних ліній спектра полігармонійних коливань, викликаного присутністю у формуванні коливальних процесів фактора випадковості [7, 36]. Значно більш адекватна діагностична модель процесу порушення коливань виходить при використанні квазіполігармонійного моделювання процесу, що є суперпозицією вузькосмугових, випадкових процесів із кратними середніми частотами

$$M[y_j(t)] = \sum_{k=1}^n M[A_{j,k}(t)] \cos[M[k\omega_{j,0}]t - M[\varphi_{j,k}(t)]] \quad (7.44)$$

де $M[k\omega_{j,0}]$ – математичне сподівання вузькосмугового процесу;
 $M[A_{j,k}(t)]$ – ковзне математичне сподівання випадкової, повільно, у порівнянні з $T_{j,k} = 2\pi/(k\omega_{j,0})$, змінної обвідної вузькосмугового процесу;
 $M[\varphi_{j,k}(t)]$ – ковзне математичне сподівання випадкової, змінної повільно фази. Енергія спектральної щільності такого процесу зосереджена у вузьких смугах навколо частот $\omega_k = k\omega_0$, $k = 1, 2, 3, \dots, n$, при цьому ширина кожної із смуг визначається формулою $\Delta\omega_k = M[\sigma_{k,i}^2] / M[S_i[k\omega_0]] \ll M[k\omega_0]$, де $M[\sigma_{k,i}^2]$ – математичне сподівання дисперсій процесів, а $M[S_i[k\omega_0]]$ – значення математичного сподівання спектральної щільності потужності на середній частоті смуги.

Комплексний вплив змін параметрів техніко-технологічного стану роторних бурових установок на енергетичні процеси $y_j(t)$ можна моделювати не тільки значеннями співвідношень математичних сподівань спектральних амплітуд $M[A_{j,k}]$ дискретних складових $M[S_j[k\omega_0]]$ $k = 1, \dots, n$, але також і вве-

введенням додаткового фрикативного впливу $Q_{j,fr}(t)$ з рівномірним спектром у досліджуваному діапазоні частот:

$$M[y_j(t)] = \sum_{k=1}^n M[A_{j,k}(t)] \cos[M[k\omega_{j,0}]t - M[\varphi_{j,k}(t)]] + M[Q_{j,fr}(t)]. \quad (7.45)$$

У цілому така форма зображення моделей енергетичних сигналів досить добре моделює збільшення фрикативних складових при збільшенні ступеня зносу контактуючих поверхонь зубів коліс в приводі і редукторах, в підшипниках котіння та в ряді інших випадків, при яких потрібно враховувати появу або зміну більш високочастотних фрикативних складових, котрі, як відомо, є результатом впливу сил тертя або ударного збудження. При цьому співвідношення енергій дискретних і фрикативних складових є також інформативним параметром енергетичного сигналу, який можна використовувати для формування діагностичних ознак технічного стану бурових установок.

7.9. Імпульсна модель змущених і власних коливань

У поданих раніше діагностичних моделях коливальних процесів (7.41) і (7.44) на фоні узагальненого представлення про частотний склад енергетичного сигналу не відбиваються причини збудження полігармонійних коливань і співвідношення амплітуд спектральних складових на частотах, кратних основній частоті порушення. Модель же у вигляді періодичної послідовності імпульсів заданої форми, заснована на представленні процесів збудження коливань у бурових агрегатах, більш універсальна і дозволяє одержати і цю інформацію [15, 36, 38, 62, 65]. Оскільки полігармонійні процеси частіше є результатом імпульсного впливу, то позначивши функцію, що описує окремий імпульс, через $M[f_j(t)]$, можна представити періодичну послідовність імпульсів аналітично таким виразом

$$M[\chi_j(t)] = \sum_{k=-\infty}^{\infty} M[f_j(t - t_k)], \quad (7.46)$$

де $t_k = M[kT_j] + t_0$, а k – ціле число. При цьому функція $\xi(t)$ є стохастичною, що відбиває випадковість характеристик (амплітуд, тривалостей і моментів появи) кожного одиночного імпульсу. Для моделювання енергетичних сигналів можуть бути використані різні види модуляції: амплітудно-імпульсна модуляція (АІМ), тимчасово-імпульсна модуляція (ТІМ), фазово-імпульсна модуляція (ФІМ) і частотно-імпульсна модуляція (ЧІМ). Спектральна щільність стаціонарної послідовності взаємно незалежних непересічних імпульсів обчислюється за виразом

$$M[S_j(\omega)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{M[T_j]} M\left\{\left|F_{j,T}(k\omega)\right|^2\right\}, \quad (7.47)$$

де $F_{j,T}(k\omega) = \int_{-T/2}^{T/2} \chi_j(t) e^{-k\omega t} dt$ – спектральна функція усередненої реалізації імпульсного процесу $\chi(t)$ на заданому тимчасовому інтервалі відносно довільно взятого початку відліку часу. Математичне сподівання спектральної щільності потужності $M[S_j(\omega)]$ енергетичного сигналу, визначеного періодичною послідовністю прямокутних імпульсів (рис. 7.7, а) амплітуди a , тривалості τ із тактовим інтервалом T , представленої на рис. 7.7, б, описується як

$$M[S_j(\omega) | a_j, \tau_j, T_j] = \frac{2}{M[T_j]} \left(M[\tau_j] \frac{\sin \omega M[\tau_j]/2}{\omega M[\tau_j]/2} \right)^2 \left[\frac{4\pi M[a_j]^2}{M[T_j]} \sum_{i=0}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi i}{M[T_j]}\right) \right], \quad (7.48)$$

де вираз $d_j(\omega\tau_j) = \left(M[\tau_j] \frac{\sin \omega M[\tau_j]/2}{\omega M[\tau_j]/2} \right)$ визначає спектральну функцію одиночного імпульсу прямокутної форми й обумовлює форму обвідної спектра, $\delta(\omega - 2\pi i/M(T))$ – дельта-функція, що приймає одиничне значення в точках $\omega = 2\pi i/M(T_j)$ і рівна нулеві в інших точках. У залежності від виду і характеру фізичного процесу, що протікає, в робочому режимі гірничого агрегату можливі різного роду відхилення в інформативних характеристиках модуляції амплітуд, тривалостей і моментів появи імпульсів.

При цьому найбільш часто в електромеханічних системах, де функціонально задана кінематикою взаємодія складових елементів, має місце амплітудна модуляція (АМ), що звичайно є наслідком параметричних порушень або флуктуацій величин сил взаємодії елементів у бурових машинах і механізмах у деяких довірчих границях. Прикладами тут можуть служити зміни в породоруйнівних інструментах геометричних розмірів унаслідок стирання, неоднорідності структур контактуючих поверхонь зубів у зубчастих колесах, що приводять до зміни форм і положень плям контактів, нерівномірності подачі промивних рідин, відхилення геометричних розмірів елементів бурових машин і механізмів унаслідок зносу і багато чого іншого. У таких випадках послідовність імпульсів структурно заданої форми, що мають математичне сподівання тривалості $M[\tau_j]$ і амплітуду, математичне сподівання якої дорівнює $M[a_j]$, може бути представлено рис. 7.8, а.

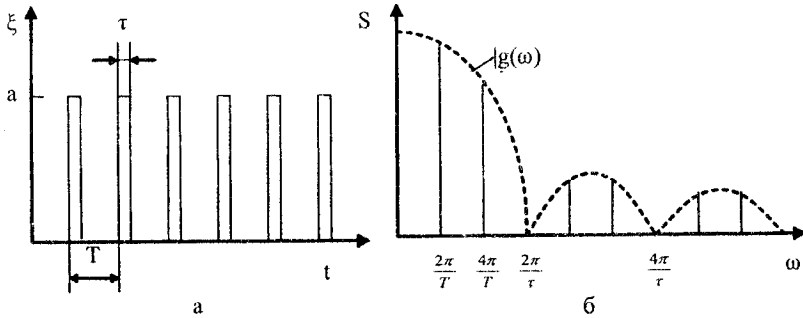


Рис. 7.7. Періодична послідовність генерованих прямокутних імпульсів із тривалістю τ , періодом проходження T і амплітудою імпульсів a (а) та їх базовий спектр (б)

Математичне сподівання спектральної щільності послідовності збуджених імпульсів, у випадку незалежності випадкових амплітуд імпульсів з цієї послідовності, з модулюванням їх білим шумом за амплітудою, відобразиться як

$$M[S_j(\omega)] = \frac{2}{M[T_j]} |d_j(\omega\tau_j)|^2 \left\{ \sigma_j^2 + \frac{4\pi M[a_j]^2}{M[T_j]} \sum_{l=0}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi l}{M[T_j]}\right) \right\}, \quad (7.49)$$

де $M[T_j]$ – математичне сподівання інтервалу між імпульсами; $|d_j(\omega\tau_j)|^2$ – спектральна щільність одиночного імпульсу. Отже, енергетичний спектр амплітудно-модульованої послідовності імпульсів складається з дискретних ліній із обвідної $|d_j(\omega\tau_j)|^2$ і безперервної частини, що має співпадаючу форму з обвідною. У випадку, якщо функція, яка модулює, є вузькосмуговим шумом з кінцевою шириною смуги прозорості 2Δ , що означає корельованість амплітуд збудження імпульсної послідовності, то спектр фрикативної частини такого сигналу буде мати вигляд періодично повторюваних смуг шириною 2Δ на частотах, кратних $2\pi/M[T_j]$, тобто частоті повторення імпульсів (рис. 7.8, б). З порушенням періодичної послідовності імпульсів, що надходять з деяким інтервалом $M[T_{j,z}]$, рівним, наприклад, ударів ліфтерів в рудне тіло у млинах або періодові пересполучення зубів у зубцюватуому зачепленні, з модулюванням їх за амплітудою квазідетермінованим коливальним процесом вигляду

$$\rho(t) = \sum_{r=1}^n Y_r(t - rT_{vr}), \quad (7.50)$$

де $M[T_{j,v}] = M[T_{j,d}]$ визначає математичне сподівання періоду низькочастотного процесу влучення дефектів у зону контакту і дорівнює математичному сподіванню періоду частоти, наприклад, обертання бура або вала зубчастого колеса ($1/M[T_{j,v}] \ll 1/M[T_{j,z}]$). Математичне сподівання спектра енергетичного процесу тоді можна описати через вираз (7.51)

$$M[S_j(\omega)] = \frac{4\pi M[a_j]^2}{M[T_j]^2} \left\{ |d_j(\alpha\tau_j)|^2 \left\{ \sum_{l=0}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi l}{M[T_j]}\right) + \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{v=1}^m \sigma_{j,v}^2 \delta\left[\omega - \left(\frac{2\pi l}{M[T_j]} \pm \frac{2\pi v}{M[T_{j,v}]} \right)\right] \right\} \right\}, (7.51)$$

де перший член виразу відбиває спектр коливань під час відсутності модуляції, а другий член характеризує спектр коливань при наявності періодично діючих дефектів різців або зубцюватого зачеплення, наприклад, при зносі різців або при виломлюванні зубів у зубцюватому зачепленні. Енергетичний спектр, поданий виразом (7.51), зображений на рис. 7.8, в. Тут навколо основних частот проходження імпульсів $2\pi/M[T_{j,z}]$ у спектрі присутні комбінаційні частоти, що відстоять від основних на $v2\pi/M[T_{j,v}]$, де v – ціле число.

Безсумнівно, порушені коливальні процеси робочих режимів бурових агрегатів можливо змоделювати і за допомогою інших видів модуляції. Наприклад, згинальні деформації породоруйнівних інструментів у залежності від технологічного навантаження, помилки кроку в зубцюватому зачепленні по окружності зубчастого колеса і багато інших є характерними причинами збудження модульованих за фазою імпульсних коливань. При цьому вираз для спектральної щільності потужності при фазовій модуляції визначається не тільки формою імпульсів, але і законом розподілу функції, що модулює. Найбільш просто його можна виразити через характеристичну функцію інтервалу між імпульсами [15]. В окремому випадку, при синусоїдальній модуляції, цей вираз відобразиться таким чином

$$M[S_j(\omega)] = \frac{2M[a_j]^2}{\omega^2 M[T_j]^2} \left\{ 1 - J_0^2(\alpha\omega T_j) + \frac{4\pi}{M[T_j]} \left[1 - 2J_0(\alpha\omega T_j) \cos \omega M[\tau_j] + J_0^2(\alpha\omega T_j) \right] \times \right. \\ \left. \times \sum_{l=0}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi l}{M[T_j]}\right) \right\} \quad (7.52)$$

де $J_0(\alpha\omega T_j)$ – функцією Бесселя нульового порядку; $M[a_j]$ – математичне сподівання значення відхилення тривалості імпульсу від середнього відповідно до виразу $M[\tau_j] \pm \alpha M[T_j]$, де $0 < \alpha < \frac{1}{2} - \frac{M[\tau_j]}{M[T_j]}$.

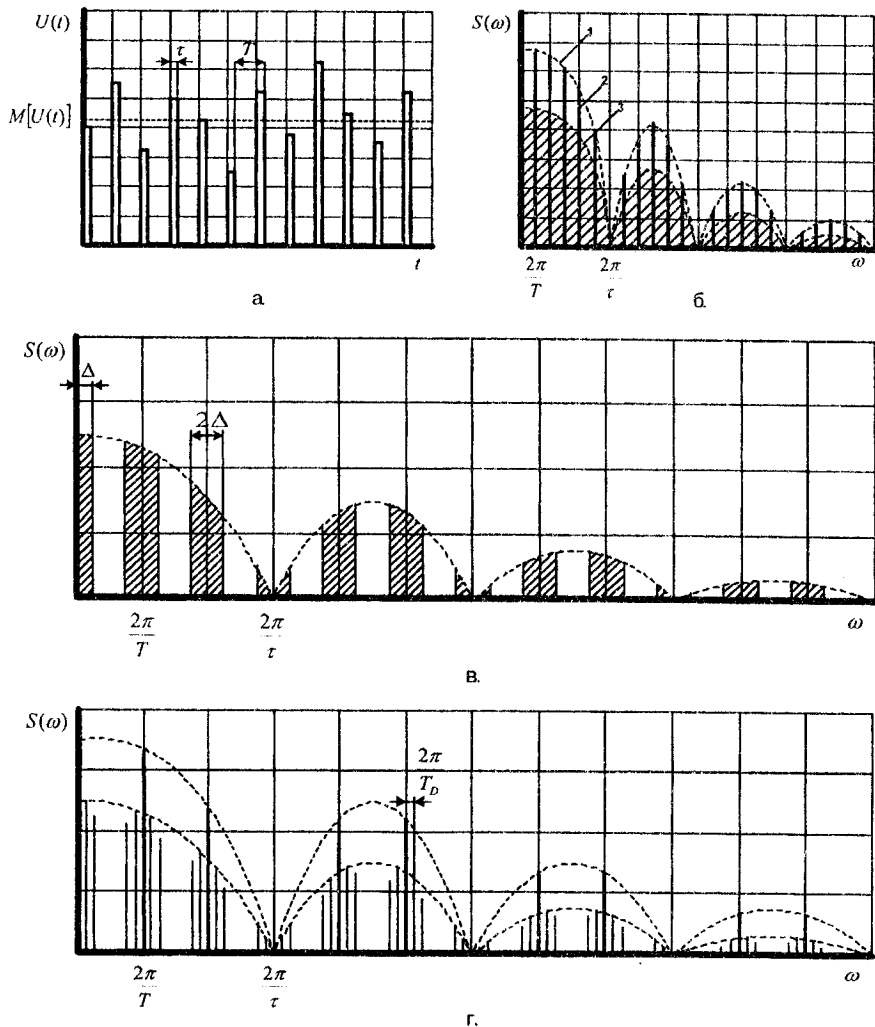


Рис. 7.8. Спектральні характеристики імпульсних послідовностей: а – послідовність генерованих рівновіддалених імпульсів, що мають однакову тривалість τ і випадкову амплітуду із середнім значенням a та її спектр (наприклад, від зубчастих передач); б – спектр фрикативної складової періодичної послідовності імпульсів, що модульовані вузькосмуговим випадковим процесом; в – спектр періодичної послідовності прямокутних імпульсів, модульованих за амплітудою низькочастотним полігармонійним процесом, де T – період проходження імпульсів, T_0 – період основної частоти функції, що модулює

Приведені вирази (7.49) – (7.52) характеризують загальний вид спектрального представлення енергетичного сигналу в досить широкому діапазоні частот при різних видах модуляції збудження імпульсної послідовності і відрізняються складністю і незручністю, що звідси випливає. Для виділення діагностичної ознаки часто використовують представлення інформативного сигналу у відносно вузькому діапазоні частот, наприклад, в обмеженій зоні однієї з гармонік основної частоти порушення бурових агрегатів (роторній, зубовій, гвинтовій і т.п.). На виробництві для одержання інформативних енергетичних сигналів використовуються стандартні перетворювачі споживаних миттєвих значень потужності, струму та інших енергетичних параметрів привідних електродвигунів. Фізичні принципи і структура їх функціонування формують вихідний сигнал, амплітудно-модульований на частотах звичайно 100 Гц. Тому часто нерационально використовувати з метою моделювання відносно громіздкі вирази, а набагато доцільніше описати коливання у виді модуляції високочастотних коливань. При цьому явище амплітудної модуляції описується виразом умовного математичного сподівання як

$$M[y_j(t) | A_j, \varphi_{j,0}, t] = M[A_j] \left[1 + \varepsilon_j M[D_j(t) | C_j, \varphi_j, t] \right] \cos[\omega_{j,0}t + M[\varphi_{j,0}]], \quad (7.53)$$

де $\omega_{j,0}$ – несуча частота; $M[A_j]$ – математичне сподівання амплітуд; ε_j – визначає глибину модуляції і змінюється в межах від 0 до 1; $M[D_j(t)]$ – математичне сподівання представлення j -їх сум синусоїдальних коливань

$$M[D_j(t) | C_j, \varphi_j, t] = \sum_{i=1}^m M[C_{j,i}] \cos[i\omega_{j,i}t + M[\varphi_{j,i}]], \quad (7.54)$$

а результуючий амплітудно-модульований процес буде мати вигляд

$$M[y_j(t) | A_j, \varphi_j, t] = M[A_j] \left[1 + \sum_{i=1}^m \varepsilon_{j,i} \cos[i\omega_{j,i}t + M[\varphi_{j,i}]] \right] \cos[\omega_{j,0}t + M[\varphi_{j,0}]], \quad (7.55)$$

де $\varepsilon_{j,i}$ – парціальний коефіцієнт модуляції; ω_i – кутова частота модуляції; $\varphi_{j,i}$ і $\varphi_{j,0}$ – фазові зрушення. Даний досить складний процес може бути представлений як сума простих синусоїдальних коливань виду

$$M[y_j(t) | A_j, \varphi_j, t] = M[A_j] \left\{ \cos(\omega_{j,0}t + M[\varphi_{j,0}]) + \sum_{i=1}^m \frac{\varepsilon_{j,i}}{2} \cos[(\omega_{j,0} + i\omega_{j,i})t + M[\varphi_{j,0}]] + M[\varphi_{j,i}] + \sum_{i=1}^m \frac{\varepsilon_{j,i}}{2} \cos[(\omega_{j,0} + i\omega_{j,i})t + M[\varphi_{j,0}] + M[\varphi_{j,i}]] \right\} \quad (7.56)$$

де перший член відбиває коливання несучої частоти, другий член описує m коливань верхніх бічних частот $\omega_0 + i\omega_j$, третій член відображає m коливань нижніх бічних частот $\omega_0 - i\omega_j$. При цьому ширина спектра амплітудно-модульованого процесу дорівнює подвоєній ширині обвідної спектра, а виділення останньої виконується за допомогою амплітудного детектора, на виході якого формується сигнал

$$M[y_j(t) | A_j, \varphi_j, t] = M[A_j] \sum_{i=1}^m \frac{\varepsilon_{j,i}}{2} \cos[(\omega_{j,0} + i\omega_{j,i})t + M[\varphi_{j,0}] + M[\varphi_{j,i}]]. \quad (7.57)$$

Виникнення частотної модуляції обумовлене зміною частоти коливального процесу $\omega(t) = \omega_0 + gM[D_j(t)]$. У випадку, якщо характеристика $M[D_j(t)]$ є сумою математичних сподівань простих синусоїдальних коливань, то зміна частоти буде відбуватися за законом

$$M[\omega_j] = \omega_{j,0} + \sum_{i=1}^m M[\Delta\omega_{j,i}] \cos[\omega_{j,i}t + M[\varphi_{j,i}]]. \quad (7.58)$$

де $M[\Delta\omega_{j,i}]$ – математичне сподівання парціального частотного відхилення або девіації частоти на частоті $\omega_{j,i}$. Коливальний процес при цьому можна представити за виразом (7.59)

$$M[y_j(t) | A_j, \varphi_j, t] = M[A_j] \cos\left[\omega_{j,0}t + \sum_{i=1}^m [M[\Delta\omega_{j,i}] / \omega_{j,i}] \sin[\omega_{j,i}t + M[\varphi_{j,i}]] + M[\varphi_{j,0}]\right], \quad (7.59)$$

де $M[\Delta\omega_{j,i}] / \omega_{j,i} = \varepsilon_{j,i}$ – парціальний індекс модуляції. У найбільш загальному вигляді випадковий вузькосмуговий енергоінформаційний процес може бути представлений за формулою

$$M[z_j(t) | A_j, \varphi_j, \theta_j, t] = M[A_j(t)] \cos[M[\varphi_j(t)]] = M[A_j(t)] \cos[\omega_{j,0}t + M[\theta_j(t)] + M[\varphi_{j,0}]], \quad (7.60)$$

де $M[A_j(t)]$ – амплітуда обвідної, а $M[\varphi_j(t)]$ – фаза обвідної

$$\begin{aligned} M[A_j(t) | z_j, z_j] &= \sqrt{M[z_j(t)]^2 + [M[\dot{z}_j(t)]]^2}; \\ M[\varphi_j(t) | z_j, z_j] &= \text{arctg}[M[\dot{z}_j(t)] / M[z_j(t)]], \end{aligned} \quad (7.61)$$

де $M[\dot{z}_j(t)]$ визначається функцією, сполученою $M[z_j(t)]$ відповідно до перетворення Гільберта

$$M[z'_j(t)] = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{z_j(\tau)}{\tau - t} d\tau. \quad (7.62)$$

Таким чином, параметри, що відбивають глибину амплітудної і фазової модуляції основних частот змушених коливань, можуть використовуватися як діагностичні ознаки експлуатаційних несправностей вузлів роторних бурових агрегатів. Досить чутливими діагностичними ознаками локальних несправностей контактуючих поверхонь є n -мірні вектори, що формуються зі складового спектра обвідної в діапазоні дії змушених частот дефектного вузла агрегату [4, 7, 15, 36]. Подальша локалізація несправностей може бути здійснена формуванням n -мірного вектора з частот, кратних частотам улучення несправностей у зони контактів елементів або вузлів.

У діапазоні повного спектра енергетичного сигналу (від 0,001 – 0,01 Гц до 40,0 – 60,0 Гц), коли динамічна діагностична модель бурових установок декомпується на кілька підсистем, з'єднаних пружними, імовірними зв'язками, енергоінформаційні процеси в зонах частот змушених коливань являють собою результат взаємодії ряду взаємозалежних вузлів. При цьому виділення характерних інформаційних складових несправного вузла, що діагностується, обумовлює необхідність застосування досить складних алгоритмів обробки енергетичних сигналів обвідних, наприклад, гребінчасової фільтрації синхронно з оборотною частотою несправного елемента. Використання характеристик енергетичних сигналів в зонах власних частот бурових агрегатів дозволяє знизити рівні перешкод від впливу зв'язаних вузлів і в достатній мірі спростити сам алгоритм діагностування. Так, для системи з одним ступенем вільності вплив на гармонійний осцилятор, описуваний виразом порушення [15, 38] у вигляді одиничного миттєвого імпульсу $M[\mathcal{G}_j(t)] = \sum_{i=1}^m \delta_{j,i}(t-t')\varphi_j(\delta_{j,i})$, прикладеного в момент часу $t = t'$ при нульових початкових умовах, викликає реакцію у вигляді

$$M[\gamma_j(t,t') | \omega_{j,s1}, \omega_{j,s2}, t] = \frac{1}{M[\omega_{j,s1}]} e^{-\theta_j(t-t')} \sin[M[\omega_{j,s2}(t-t')]], \quad t > t', \quad (7.63)$$

де $M[\gamma_j(t,t') | \omega_{j,s1}, \omega_{j,s2}, t]$ – умовне математичне сподівання імпульсної перехідної функції системи; $M[\omega_{j,s1}] = \sum_{i=1}^m (\sqrt{c_{j,i}/\varepsilon_j})\varphi(c_{j,i})$ – математичне сподівання власної частоти осцилятора без тертя; $\theta_j = i/2\varepsilon_j$ – коефіцієнт загасання; $M[\omega_{j,s2}] = \sqrt{M[\omega_{j,s1}]^2 - \theta_j^2}$ – математичне сподівання власної (резонансної) частоти демпфованої системи. Вираз (7.63) показує, що вплив на систему одного δ -імпульсу викликає реакцію останньої у виді загасаючого, осцилюючого з частотою $\omega_{j,s2}$ коливального процесу, характерного для амплітудноімпульсної

модуляції (АІМ). Виразом виду $\left(\frac{1}{M[\omega_{j,s1}]}\right)e^{-\theta_j(t-t')}$ описується характеристика такого процесу. У свою чергу, вирішення рівняння (7.63) при будь-якій формі впливу $\mathcal{G}_j(t)$ формується на основі інтеграла Дюамеля $z(t) = \int_0^t \gamma(t,t')\mathcal{G}(t')dt'$. У випадку малого загасання в системі ($\omega_{j,s1} \approx \omega_{j,s2}$) реакцію $z(t)$ на імпульс можна відобразити за формулою

$$M[y_j(t)|\omega_{j,s1},\theta_j,t] = \frac{1}{M[\omega_{j,s1}]}e^{-\theta_j t} \sin[M[\omega_{j,s1}t]], \quad t > 0. \quad (7.64)$$

Характерний вплив на гармонійний осцилятор циклічної послідовності δ -імпульсів збуджує в системі перехідні процеси $z(t)$ на власній частоті $M[\omega_{j,s1}]$ (рис. 7.8). При цьому імпульсна послідовність пульсацій навантаження $\mathcal{G}(t)$ виду ударних збуджень, що виникають при влученні локального дефекту в зону контакту або в скаффінзі, у момент задирки контактуючих поверхонь, може викликати відгук бурових агрегатів на власній частоті несправного вузла у виді осцилюючих загасаючих коливань виду амплітудноімпульсної модуляції. Бурові агрегати, відгукуючись на періодичну послідовність імпульсів з частотою повторення несправності Ω , формують спектр комбінаційних частот $M[\omega_{j,s1}] \pm if_j$ резонансної обвідної кривої у формі гармонійного осцилятора (рис. 7.8, б). У випадку впливу ударних імпульсів на систему з n ступенями вільності відгукуються усі власні частоти бурових агрегатів [7, 31]. Важливо, що на такі імпульсні впливи відгукуються власні частоти саме прилеглих до джерела порушення вузлів і максимальна амплітуда відгуку звичайно відбиває одну з власних частот несправного вузла. Таке явище може бути представлене як вплив пульсуючих з частотою несправності сферичних енергетичних хвиль, що поширюються, від точкового джерела збудження на систему прилеглих механічних резонаторів з амплітудою впливу, обернено пропорційного відстані від джерела [36, 38]. Реально в електромеханічних системах при довжині хвиль порівняній або на багато більшій розмірів елементів вузлів агрегатів, просторове загасання невелике і має вигляд експонентної залежності від відстані до джерела, властивої енергетичному полю споживання, утвореному сукупністю згинальних, крутильних, подовжніх і зсувних хвиль, що мають місце у твердих неоднорідних середовищах конструкцій [26, 38].

Виміри відгуків самих вимірювальних систем, включаючи і первинні датчики – енергетичні перетворювачі, резонансні частоти яких можна винести за межі частотного діапазону змушених і власних коливань бурових машин і механізмів, також можливо виконати за визначеним вище принципом.

Використання робочого діапазону частотної зони поза спектром коливань бурової машини, що діагностується, значно збільшує перешкодостійкість резо-

нансного методу вимірів. Діагностичний метод виміру на резонансній частоті датчика досить добре показав себе на практиці. Основним обмеженням його широкого використання є тільки необхідність застосування широкосмугової вимірювальної та реєструючої апаратури.

Загалом, вибір чутливих до зміни стану бурових машин і механізмів діагностичних ознак, значною мірою забезпечує успіх процедури діагностування. Але виборів діагностичних ознак передєе процедури оцінки властивостей використовуваних сигналів. У теорії інформації сигналом визначається процес зміни в часі фізичного стану якого-небудь об'єкта, використовуваний для відображення, реєстрації і передачі інформації. Тому імпульсні енергетичні процеси, що є носіями інформації про техніко-технологічний стан бурових агрегатів, що діагностуються, можна визначити сигналами. Для дослідження й опису властивостей цих енергоінформаційних сигналів задається спосіб їхнього математичного опису, або інакше, створюється математична модель сигналів, що відобразить функціональну залежність їхньої зміни в часі. Така модель дозволєє, при визначеній ідеалізації, абстрагуватися від фізичної природи енергоінформаційного сигналу і формалізувати основні його імпульсні характеристики.

7.10. Формування словників діагностичних ознак

Розробка систем раннього розпізнавання передаварійних станів (автоматичних систем діагностування оптимальних за швидкодєєю) бурових агрегатів обумовлює необхідність формування словників якісних діагностичних ознак. Достовірність розпізнавання в цьому випадку цілком залежить від відносних розмірів словників ознак і алфавітів класів, тому що розширення останніх при фіксованих значеннях перших веде до зниження параметра вірогідності. Для збільшення ж його потрібне розширення словників ознак, що обумовлюється значним зростанням витрат на програмно-апаратні ресурси. При статистичній незалежності ознак $x_j, j = 1, \dots, m$ і виконанні нерівності $P(z_j) \geq \delta > 0$, де z_j є подєєю, що складається в тїм, що на деяких інтервалах значення ознаки x_j відмін-

на від нуля тільки одна функція $p(x_j), j = 1, \dots, m$, то вираз $\lim_{m \rightarrow \infty} \left\{ P \left(\sum_{i=1}^m z_i \right) \right\} = 1$,

визначає, що при необмеженому зростанні одержуваної інформації, загалом, досягається достовірне розпізнавання. Але при фіксованому розмірі словника ознак вірогідність розпізнавання зростає зі зменшенням алфавіту класів. Тому край важливо при синтезі системи оптимального діагностування бурових агрегатів раціонально оцінювати, які класи технічних станів бурових машин і механізмів доцільно включати в алфавіт станів, що діагностуються. Виділення якісних діагностичних ознак із характеристик комплексних коливальних процесів край чутливих до зміни технічного стану бурових агрегатів найбільш повно забезпечить ранне розпізнавання передаварійних станів. Вибір діагностичних ознак вимагає як однозначності їхнього зв'язку зі станом бурового агрегату, так і відносно високої чутливості, що забезпечує як можна більш раннє розпізна-

вання виникнення дефектів, із забезпеченням достатньої глибини діагнозу при припустимих економічних параметрах.

Класичний алгоритм формування робочого словника діагностичних ознак складається з декількох етапів. Спочатку при синтезі системи діагностування створюється апріорний словник діагностичних ознак, що надалі уточнюється. Робочий словник діагностичних ознак формується з урахуванням їх інформативності й обмежень на ресурси (масові, габаритні, тимчасові, вартісні та ін.). Інформативність ознак, інакше, їх розділові властивості визначаються таким чином. Якщо ознаки розпізнаваних станів x_1, \dots, x_n статистично незалежні, тобто справедлива умова

$$p_i(x_1, \dots, x_m) = \prod_{j=1}^m p_i(x_j), \quad i = 1, \dots, m, \quad (7.65)$$

де $p_i(x)$ – щільності розподілу ознак у Q_i -м класі.

Це обумовлює достатню умову рівності безумовної $I(x_j)$ і умовної $I(x_i/x_{j_1}, \dots, x_{j_r})$; $j_1, \dots, j_r \in 1, \dots, n$ інформативності ознак станів або достатню умову адитивності виділюваної діагностичної інформації

$$I(x_1, \dots, x_m) = \sum_{j=1}^m I(x_j). \quad (7.66)$$

Статистична незалежність ознак (і тим більше їхня статистична залежність) не є ані необхідною, ані достатньою умовою адитивності інформації в задачах розпізнавання [18, 28], тому що інформативність, яка знов надійшла на вхід системи ознак, залежить від того, яка інформативність ознак включена у робочий словник на попередніх ітераціях. Якби рівняння (7.66) було справедливим, задачу пошуку інформативних діагностичних ознак можна було б вирішувати таким чином.

Якщо визначено алфавіт класів $Q = \{Q_1, \dots, Q_m\}$, апріорний словник ознак станів $X = \{x_1, \dots, x_n\}$, апріорні ймовірності станів $P(Q_i)$, а також умовні щільності ймовірності значень ознак по класах, тобто функції $p(x_1, \dots, x_n)$, то вихідна ентропія системи, що діагностується, буде дорівнювати

$$H_0 = -\sum_{i=1}^m P(Q_i) \ln P(Q_i). \quad (7.67)$$

У результаті виміру ознаки x_j ентропія в системі одержить відображення

$$H(x_j) = -\sum_{i=1}^m P(Q_i/x_j) \ln P(Q_i/x_j), \quad (7.68)$$

де $P(Q_i/x_j) = \frac{P(Q_i)p_i(x_j)}{\sum_{i=1}^m P(Q_i)p_i(x_j)}$ – апостеріорні ймовірності віднесення розпізнава-

ного стану бурового агрегату до класу Q_i . Повна інформативність ознаки x_j , інакше, та кількість інформації, що одержує система розпізнавання при вимірі ознаки x_j , визначиться як

$$I(x_j) = H_0 - H(x_j) = -\sum_{i=1}^m P(Q_i) \ln P(Q_i) + \sum_{i=1}^m P(Q_i) \sum_{i=1}^m \sum_{v=1}^{n_j} P(x_{jv}/Q_i) P(Q_i/x_{jv}) \ln P(Q_i/x_{jv}), \quad (7.69)$$

коли ознака x_j приймає дискретні значення з імовірностями

$$P(x_{jv}) = \sum_{i=1}^m P(Q_i) P(x_{jv}/Q_i), \quad v=1, \dots, n_j. \quad (7.70)$$

Вона буде дорівнювати

$$I(x_j) = H_0 - H(x_j) = -\sum_{i=1}^m P(Q_i) \ln P(Q_i) + \sum_{i=1}^m P(Q_i) \int_{R(x_j)} p(x_j) P(Q_i/x_j) \ln P(Q_i/x_j) dx_j, \quad (7.71)$$

якщо ознака x_j – безперервна, а її спільна щільність розподілу дорівнює

$$p(x_j) = \sum_{i=1}^m P(Q_i) p_i(x_j), \quad (7.72)$$

де $p_i(x_j)$ – умовна щільність розподілу ознаки x_j в Q_i -м класі.

Обчислення значень величин $J(x_1), J(x_2), \dots, J(x_n)$ дозволяє ранжувати ознаки з погляду їхньої інформативності, а потім виключити ті з них, інформативність яких низька, і тим самим скласти робочий словник ознак. Ця задача в теорії розпізнавання зветься задачею мінімізації словника ознак, або задачею мінімізації описів, більш того, її рішення дозволяє при розпізнаванні кожного нового стану, що надійшов на вхід системи, на першому кроці визначити найбільш інформативну ознаку, на другому кроці – наступну за нею тощо. Дана задача в теорії розпізнавання зветься задачею мінімізації маршруту розпізнавання. При проєктуванні реальної системи розпізнавання доцільно за допомогою цих рівнянь оцінювати інформативність кожної ознаки, а потім ранжувати всі ознаки апріорного словника. Така процедура дозволяє, принаймні, попередньо, визначити, які з ознак апріорного словника доцільно виключити з подальшого розгляду. Крім того, за допомогою цих рівнянь варто оцінити найбільш інфор-

мативну ознаку і саме її визначати на першому кроці. І, нарешті, рівняння (7.69) і (7.71) дозволяють оцінити й умовні інформативності кожної ознаки за умови, що уже визначено деякі інші ознаки, тобто $I(x_j/x_{j1}); I(x_j/x_{j1}, x_{j2}); \dots, I(x_j/x_{j1}, \dots, x_{jn}); j=1, 2, \dots, n; j_1, \dots, j_n \in 1, \dots, n$.

Класичний підхід до проблеми вибору словника діагностичних ознак може бути вирішений таким чином. Нехай заданий алфавіт класів $Q = \{Q_1, \dots, Q_m\}$ і визначений апріорний словник ознак $X = \{x_1, \dots, x_n\}$. Якщо ввести в розгляд величину $\gamma_j = \begin{cases} 1 \\ 0 \end{cases}$ то при $\gamma_j = 1$ ознака x_j стану, використовується в робочому словнику ознак, а якщо $\gamma_j = 0$ ця ознака в робочому словнику не використовується. Як міру близькості між станами усередині класу Q_s можна використовувати величину (7.73)

$$E(Q_s) = \left[\frac{2}{v_s} \frac{1}{v_{s-1}} \sum_{v=1}^{v_s} \sum_{g=1}^{v_s} \sum_{j=1}^n \gamma_j (x_{sv}^{(j)} - x_{sg}^{(j)})^2 \right]^{1/2} \quad (7.73)$$

і як міру близькості між станами даної пари класів застосувати оцінку (7.74)

$$E(Q_s, Q_d) = \left[\frac{1}{v_s} \frac{1}{v_d} \sum_{v=1}^{v_s} \sum_{g=1}^{v_d} \sum_{j=1}^n \gamma_j (x_{sv}^{(j)} - x_{sd}^{(j)})^2 \right]^{1/2}, \quad (7.74)$$

де величина $E(Q_s)$ – середньоквадратичний розкид станів усередині класу, а $E(Q_s, Q_d)$ – середньоквадратичний розкид станів класів Q_s і Q_d з урахуванням вектора $\gamma = \{\gamma_1, \dots, \gamma_n\}$; $x_{sv}^{(j)}$ – j -а діагностична ознака v -го стану s -го класу. Звичайно покладається, що вимір j -ої ознаки сполучено з витратами r_j ресурсів (енергетичних, габаритних, обчислювальних і т.п.) і при цьому справедливо, що загальні витрати ресурсів визначаються формулою $R = \sum_{j=1}^n r_j$. Тоді для реалізації системи діагностування виділяється величина ресурсів R_0 і при цьому $R = \sum_{i=1}^m r_i > R_0$. Подальший вибір робочого словника діагностичних ознак зводиться до рішення наступної оптимізаційної задачі. Необхідно в межах R_0 , тобто, дотримуючись обмеження виду $R = \sum_{i=1}^m \mu_i r_i \leq R_0$, знайти таку підмножину ознак $\{x_{j_1}, \dots, x_{j_n}\}$ множини $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ (тобто $i_1, \dots, i_n \in 1, \dots, m$), що забезпечує екстремальне значення критерію ефективності системи діагностування, у ролі якого часто використовується оцінка (7.75)

$$G = \frac{E^2(Q_s, Q_d)}{E(Q_s)E(Q_d)}. \quad (7.75)$$

Тут чим більше середньоквадратичні відстані між класами і чим менше середньоквадратичні відстані усередині класів, тим ефективність системи (у розумінні підвищення вірогідності встановлення правильного діагнозу) вище. Тому задача полягає в тім, щоб знайти вектор μ^0 , що задовольняє умові $G(\mu^0) = \max G$ при обмеженні $\sum_{i=1}^m \mu_i r_i \leq R_0$, або необхідно визначити

$$\max_{\mu} \min_{s,s=1,\dots,n} \left[\frac{E(Q_s, Q_d)}{E(Q_s)E(Q_d)} \right] \quad (7.76)$$

при заданому обмеженні (7.76). Таким чином, вирішення задачі зводиться до визначення максимума з обмеженням дискретною функцією. У найпростішому випадку, коли число пар класів порівняно невелике, задача може бути вирішена простим перебором [36, 38].

Такий вигляд має загальна постановка задачі перебування системи найбільш інформативних діагностичних ознак у реальних умовах обмежень на ресурси, призначені для їхньої реалізації. Звичайно ж, найбільш корисними ознаками є ті, котрі інваріантні (не чутливі) до зміни усередині класу і різко міняються при переході від одного класу до іншого. В енергетичній діагностиці найбільш інформативними є такі характеристики, що мало змінюються від експерименту до експерименту при завданні тих самих параметрів технічного стану, тобто мають найменшу дисперсію за умови, що середні значення цих ознак для різних дефектних станів досить відрізняються одне від одного.

В енергетичній діагностиці часто приходиться прибігати до вибору таких ознак станів, кожний з яких характеризує свій образ (характерні ознаки), а мінімізація опису технічних станів виробляється виходячи з фізичних розумінь. Одна з основних вимог до діагностичної ознаки – висока чутливість до зміни даного структурного параметра, тобто велика відносна швидкість її зміни $\partial x_j / \partial v_i$ від нормального стану механізму Q_N до дефектного Q_D :

$$I_j = (x_{(D)j} - x_{(N)j}) / x_{(N)j}, \quad (7.77)$$

де $x_{(N)j}$ і $x_{(D)j}$ – значення діагностичних ознак станів при нормальному і дефектному станах відповідних конструктивних елементів гірничого агрегату.

Існує можливість оцінки інформативності ознаки за градієнтом її зміни при підході до критичного значення структурного параметра:

$$I_j = \frac{x_j(t_{i+1}) - x_j(t_i)}{t_{i+1} - t_i}, \quad (7.78)$$

де t_i – дискретний відлік часу напрацювання бурових агрегатів при періодичному контролі параметрів технічного стану. Виразами (7.77) і (7.78) припустимо користуватися й у тому випадку, якщо вектор ознак n -мірний, при цьому відстань між векторами оцінюється в даному варіанті за допомогою однієї з мір близькості векторів.

Використовуються й інші типи вирішальних правил. В алгоритмах розпізнавання, заснованих на застосуванні логічних ознак, не вводиться поняття «міра близькості». Якщо опис класів мовою логічних ознак виконано у вигляді відповідних булівських співвідношень, то при введенні в ці співвідношення значень ознак, що характеризують розпізнаваний стан, автоматично формується відповідь, до якого класу буровий об'єкт може бути віднесений.

У базових алгоритмах розпізнавання, заснованих на застосуванні структурних лінгвістичних ознак, поняття міри близькості також може не використовуватися. Коли описують класи мови, побудовані у вигляді сукупності пропозицій, що характеризують структурні особливості станів бурового об'єкта, які відносяться до кожного класу, то розпізнавання поточного невідомого стану агрегату здійснюється ідентифікацією пропозиції, що описує його, з однією із пропозицій мови – елемента опису відповідного класу.

7.11. Інформаційні параметри енергетичних сигналів

Визначення інформативних діагностичних ознак у системах енергетичної діагностики обумовлене характером енергоспоживання в складових елементах і вузлах гірничих агрегатів і структурою енергоінформаційного сигналу. Тому в енергетичній діагностиці першорядне значення приділяється саме моделі формування енергоінформаційного сигналу. Найбільш добре розроблені детерміновані моделі, в яких комплексні коливальні процеси бурових агрегатів описуються періодичними функціями, порушуваними оберганням або циклічним зіткненням елементів агрегатів. Основними інформативними діагностичними ознаками тут визначаються амплітуди, тривалості і моменти появи порушуваних імпульсів, а також частоти, амплітуди і фази гармонійних сигналів. Детерміновані моделі відносно приблизно, але іноді досить для практики, описують процеси порушення коливань у бурових агрегатах, що характеризуються порівняно низькими обертами складових елементів. При цьому найпростіше діагностування здійснюється за величиною середньоквадратичного рівня енергоінформаційного сигналу, тому що потужність його пропорційна кінетичній енергії взаємодії складових елементів агрегатів. Значно більше інформації про зміни амплітудно-частотних властивостей діагностичного сигналу, достатньої для систем діагностування, дає його спектральна щільність. Складніше діагностувати середньо- і високооборотні бурові агрегати з розгалуженою структурою взаємодіючих елементів. Енергоінформаційні сигнали в таких агрегатах

мають більш виражений стохастичний характер, інформативними ознаками тут можуть виступати значно більш складні характеристики процесів, такі, як кореляційні і дисперсійні функції, біспектри, кепстри, моментні функції розподілу ймовірностей тощо. Найбільш складно за зміною властивостей енергоінформаційних процесів виявити раннє зародження дефектів у структурах агрегатів, тому що в початковій фазі зародження і розвитку несправності мають малу енергоємність, що вимагає застосування ускладнених, перешкодозахищених алгоритмів діагностування.

Інформативна зміна властивостей коливальних процесів під дією дефектів в бурових агрегатах може бути виявлена за допомогою фізичної інтерпретації взаємодій елементів в агрегатах. Причини виникнення цих змін можуть бути декількох видів. Найбільш часто виявляється зміна характеристик порушуваних комплексних коливань в агрегаті з появою несправностей. Тому моделюванням основних властивостей енергоінформаційних сигналів можна виявити ймовірні характеристики змін збудливих сил при виникненні дефектів. Моделі інформаційних сигналів відрізняються великим різноманіттям, але в практиці найбільше застосування знайшли моделі, що зображують сигнал у полігармонійному виді, у виді суперпозиції періодичного і випадкового компонентів, у виді періодичної послідовності імпульсів, модульованих як за фазою, так і за амплітудою. Такі діагностичні моделі сигналів обумовлюють і підхід до формування діагностичних ознак у виді загальних рівнів енергоінформаційних сигналів, амплітудно-частотних складів спектрів потужності, кореляційних функцій, амплітуд комбінаційних частот, гармонік кепстра та інших параметрів.

Наступною важливою причиною зміни властивостей енергоінформаційного сигналу є зміна системної функції бурових агрегатів як складної, багатомірної динамічної системи. Іноді виникнення дефектів викликає перехід системи, що діагностується, з одного класу в інший (найбільш часто з лінійних у нелінійні) [6, 7, 20, 38]. При цьому відповідно змінюються й амплітудні і фазові характеристики системних функцій бурових агрегатів, а також амплітудно-фазові співвідношення кратних гармонік коливальних процесів. Найбільш інформативними є такі характеристики енергоінформаційних сигналів, як середній рівень, рівні в октавних, 1/2- або 1/3-октавних смугах частот, спектральна щільність потужності, одномірні та двовимірні закони розподілу миттєвих значень, коефіцієнти асиметрії й ексцесу, регресійні і дисперсійні функції, бікогерентність, кепстр і біспектр, викиди і модуляційні характеристики.

Діагностичні ознаки вибираються на підставі попереднього вивчення статистичних характеристик відмов, у зв'язку з чим і складається перелік дефектів бурових агрегатів, що підлягають розпізнаванню. Кожному виду відмов ставиться у відповідність інформативний структурний параметр. Далі при навчанні системи діагностування на однофакторних експериментах складається словник енергетичних діагностичних ознак, що відповідають кожному виду відмов у відповідності з такою процедурою.

1. Експериментальне дослідження спектральних характеристик комплексного коливального процесу при нормальному і дефектному функціонуванні бурових агрегатів.

2. Визначення діапазонів і характеру найбільших змін спектральних характеристик (істотна зміна амплітуд дискретних складових, перерозподіл енергії по частотах, відносне зростання фрикативного компонента, поява гармонік або субгармонік основних частот збудження, поява або збільшення амплітуд модуляційних або комбінаційних частот і т.п.).

3. Розробка діагностичної моделі формування енергоінформаційного сигналу при виникненні несправності.

4. Вибір алгоритму обробки енергоінформаційного сигналу з метою збільшення його інформативності та вірогідності;

5. У залежності від характеру і величини змін спектра потужності енергетичного сигналу обираються статистичні характеристики, найбільш чутливі до цих змін (узагальнений n -мірний вектор спектральних компонентів гармонійного ряду частот коливального процесу, його амплітудний чи фазовий спектр основних частот, що обгинають в зоні збудження або власних частот вузлів агрегату, значення чи форма кривої кореляційної функції, вид регресійної залежності коливаних різних точок об'єкта, кепстр, біспектр та ін.).

6. Характерні діагностичні ознаки раціональніше вибирати на основі багатofакторного експерименту з побудовою регресійної моделі залежності діагностичної ознаки від параметра технічного стану гірничого агрегату [18, 36].

У результаті виконання процедури формується словник характерних діагностичних ознак, який імовірно відбиває виникнення визначеного виду несправності. При відсутності характерних діагностичних ознак розпізнавання станів бурових агрегатів може бути виконане за сукупністю ознак.

Найважливішим у переліку вимог, що застосовуються до діагностичних ознак, є вимога про виконання необхідної глибини діагнозу за інтегрованим критерієм максимуму простоти використовуваного для розпізнавання алгоритму і мінімальної вартості системи діагностування.

Для збільшення контрастних розпізнавальних характеристик можна застосувати вищі моменти розподілів імовірностей миттєвих значень енергоінформаційних сигналів, наприклад, коефіцієнтів асиметрії й ексцесу. При цьому використання чисельних характеристик, через необхідність спрощення розпізнавальних алгоритмів, є більш переважним у порівнянні з багатомірними кореляційними або спектральними характеристиками.

7.12. Енергетична діагностика експлуатаційних дефектів

Діагностування бурових агрегатів у процесі експлуатації обумовлюється рішенням задач з раннього виявлення дефектів, що зароджуються в агрегатах, виявлення гранично припустимих і передаварійних станів, коли подальше використання агрегату призведе до неприпустимих аварій. Для розпізнавання передаварійних станів у ролі діагностичної ознаки для грубої оцінки можуть бути використані математичні сподівання і дисперсії енергоінформаційних сигналів по всьому спектрі. Більш чутливі характеристики енергоінформаційних процесів виходять при звуженні інформативних смуг аналізу спектральних щільностей сигналів з відповідною прив'язкою складового спектра до визначеного виду

несправності. Звичайно це супроводжується завданням експериментально визначених граничних значень (сигнатур) припустимих рівнів спектральних складових, із включенням передаварійних керувань і аварійної сигналізації в системах при перевищенні цих граничних значень. Метод сигнатурного спектрального аналізу характеризується високим рівнем флуктуації сигналу в смузі аналізу з виробленням відповідних помилкових передаварійних керувань, що обмежує його застосування й обумовлює пошук більш надійних і чутливих методів. Оскільки енергоінформаційні і віброакустичні сигнали є різним специфічним відображенням тих самих комплексних коливальних процесів, можна до першого застосувати використовувані для другого методи і залежності. Так, з рис. 7.9 видно, що відносно найменш чутливою діагностичною ознакою є математичне сподівання рівня енергоінформаційного сигналу в широкій смузі. Більш якісними для раннього виявлення і діагностування передаварійних станів виявляються енергетичні характеристики змушених коливань, синхронізовані з роботою вузлів бурових машин і механізмів, що діагностуються. І відносно найбільшу чутливість мають викиди в сигналах і модуляційні характеристики, які дають можливість діагностувати несправності, що зароджуються в елементах і вузлах агрегатів. Загалом, усі методи діагностики покликані сприяти виділенню періодичних складових змушених коливань діагностичного вузла, що виникли в результаті зародження дефекту, на фоні власних і змушених коливань як інших вузлів, так і всього агрегату. Основні спектрально-кореляційні методи аналізу енергоінформаційних процесів для виділення інформативних складових з метою розробки діагностичних ознак можливих дефектів вузлів роторних бурових агрегатів мають такі напрямки.

Першим напрямком є метод кліпування спектра і синхронної гребінчастої фільтрації. Можливість використання лінійних динамічних моделей для діагностування значної групи бурових агрегатів через оборотні низькочастотності відкриває можливість застосування різних прийомів поліпшення співвідношень сигнал/перешкода, орієнтуючись на фізичні процеси енергоспоживання в елементах і вузлах агрегатів. Скажімо, порушення коливань вузлів роторних бурових агрегатів є квазіперіодичним або полігармонійним і зміна їхнього технічного стану внаслідок появи дефектів відбивається на всіх складових гармонійного ряду. Значне збільшення відношення сигнал/перешкода при цьому можна одержати виділенням складового гармонійного ряду, зв'язаного з кінематикою діагностичного вузла. Наприклад, при скафінзі, тобто різкому погіршенні стану контактуючих поверхонь вузлів (у підшипниках ковзання) виникає різне зростання амплітуд спектральних складових практично у всьому частотному діапазоні енергосигналу, але при цьому кожна кінематична пара характеризується своїми частотами збудження. У таких станах, коли в енергоспектрі визначений чітко виражений гармонійний ряд, його можна виділити кліпуванням [15], тобто множенням на функцію, рівну одиниці в зонах значимих частот kf , $k = 1, 2, 3, \dots, m$ і рівну нулеві у всьому іншому діапазоні. У результаті амплітуди гармонійного ряду mf_i стають складовими m -мірного вектора діагностичних ознак технічного стану i -го вузла агрегату. Отримана вектор-ознака акумулює

інформацію про поведінку вузла, що діагностується, з урахуванням перерозподілу коливальної енергії між складовими гармонійного ряду (рис. 7.9).

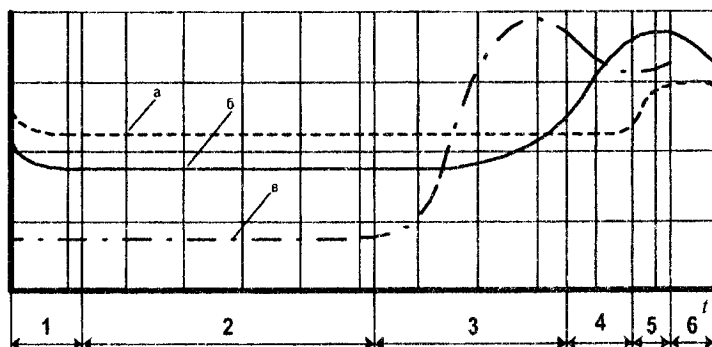


Рис. 7.9. Якісні характеристики енергетичних сигналів по етапах деградації бурових установок: 1 – припрацювання; 2 – нормальний стан; 3 – зародження дефектів; 4 – припустимий рівень дефекта; 5 – передаварійний стан; 6 – зруйнування; а – математичне сподівання сигналу по спектру; б – характеристика глибини модуляції; в – питома за часом математичне сподівання викидів

Якщо корисна енергія прояву гармонійного ряду вузла, що діагностується, порівнянна з енергією перешкоди, значного збільшення відношення сигнал/перешкода можна домогтися за допомогою процедури синхронної гребінчастої фільтрації [15, 20]. Найбільш раціональне застосування при цьому гребінчастих фільтрів, що реалізують синхронне виділення когерентних складових полігармонійного процесу одночасно на цілому ряді кратних гармонік з однаковим коефіцієнтом перетворення. Метод синхронної гребінчастої фільтрації забезпечує побудову структури за принципом синхронного нагромадження, тобто одержання сумарної реалізації вигляду

$$M[y_j(t)] = \sum_{j=1}^{n_1} \sum_{v=0}^{n_2} y_j [t - vM[T_{j,0}]] \phi [y_j [t - vM[T_{j,0}]]], \quad (7.79)$$

де $M[T_{j,0}]$ – період опорного пілот-сигналу, що задає режим синхронного нагромадження. Сутність методу синхронного нагромадження полягає в тому, що при підсумовуванні реалізації енергоінформаційного сигналу на періоді детермінованого складового процесу за формулою

$$M[y_j(t)] = \sum_{v=0}^k [M[D_j [t - vM[T_{j,0}]]] + M[W_j [t - vM[T_{j,0}]]]], \quad (7.80)$$

де $M\left[D_j\left[t-\nu M\left[T_{j,0}\right]\right]\right]$ є періодичною складовою з амплітудою D_j і періодом $M\left[T_{j,0}\right]$, а $M\left[W_j\left[t-\nu M\left[T_{j,0}\right]\right]\right]$ є випадковою складовою з дисперсією $M\left[\sigma_{j,z}^2\right]$, амплітуда детермінованої складової зростає пропорційно величині k , і відповідно її енергія росте пропорційно k^2 , у той час як дисперсія суми випадкових компонентів дорівнює сумі дисперсій $kM\left[\sigma_{j,z}^2\right]$. Тому відношення сигнал/перешкода на виході синхронного нагромаджувача дорівнює $k\left[M\left[A_j\right]^2/M\left[\sigma_{j,z}^2\right]\right]$, що в n раз перевищує те ж відношення на вході цього пристрою. Відповідно в якості пілот-сигналу доцільне використання оборотної частоти привідного двигуна. Для додаткового зниження перешкоди від впливу, яка послаблює обвідну гармонійного ряду з частотами, кратними $f_{j,0} = 1/M\left[T_{j,0}\right]$, необхідно операцію синхронного нагромадження здійснювати паралельно з частотами $f_{j,0}, 2f_{j,0}, 3f_{j,0}, \dots, k$ синхронізації, а підсумовування накопичених сигналів – з ваговими коефіцієнтами, що відповідають формі обвідної гребінчастого фільтра.

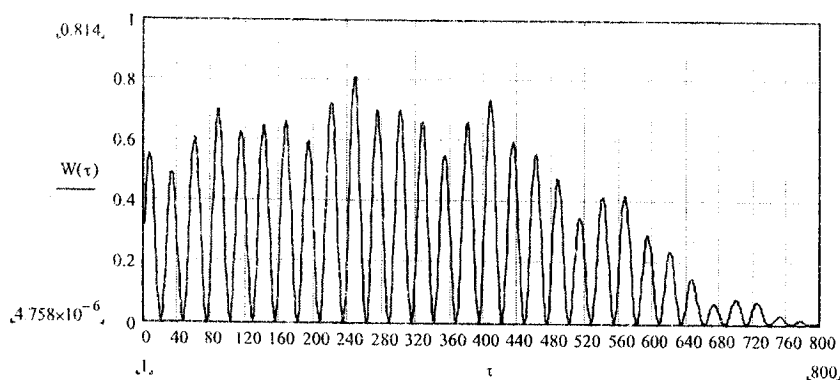


Рис. 7.10. Кліпований спектр кінематичних частот енергоінформаційного сигналу потужності, що споживається привідним двигуном бурової установки

Другим напрямком є виділення схованих періодичностей за допомогою кореляційних функцій. Підвищення чутливості контролю змін складових енергоінформаційних сигналів, обумовлених циклічною взаємодією конструктивних елементів і вузлів роторних бурових агрегатів відповідно до їх кінематики, обумовлює розробку і використання нових методів виявлення і виділення періодичних сигналів на фоні перешкод [15, 18]. Аналіз змін автокореляційної функції $R_{xx}(\tau)$ при значних затримках часу τ є одним з методів виявлення схованих пе-

ріодичностей в сигналах. Скажімо, якщо періодичний сигнал $M[y_j(t)]$ необхідно виділити на фоні адитивної шумової перешкоди $M[w_j(t)]$, тобто

$$M[y_j(t)] = M[x_j(t)] + M[w_j(t)], \quad (7.81)$$

то, подаючи функцію кореляції $K_{xx}(\tau)$ у такому вигляді

$$R_{yy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T y(t)y(t-\tau)dt = R_{xx}(\tau) + R_{ww}(\tau) + R_{xw}(\tau) + R_{wx}(\tau) \quad (7.82)$$

і приймаючи незалежність сигналу і перешкоди, можна знайти, що

$$R_{yy}(\tau) = R_{xx}(\tau) + R_{ww}(\tau). \quad (7.83)$$

Графічно типова кореляційна функція за виразом (7.83) наведена на рис. 7.11. З останнього виразу (7.83) випливає, що при затримці часу τ , що перевищує інтервал кореляції τ_0 шумового процесу $M[w_j(t)]$, тобто $R_{ww}(\tau) \rightarrow 0$, кореляційна функція визначається тільки одним з додатків

$$R_{yy}(\tau) = R_{xx}(\tau) \text{ при } \tau > \tau_0. \quad (7.84)$$

У випадку, коли періодичний сигнал має приблизно синусоїдальну форму $M[y_j(t)] = M[A_j] \sin[M[\omega_{j,0}]t]$, а перешкода $M[w_j(t)]$ має дисперсію $M[\sigma_{j,z}^2]$, вираз нормованої кореляційної функції буде мати такий вигляд:

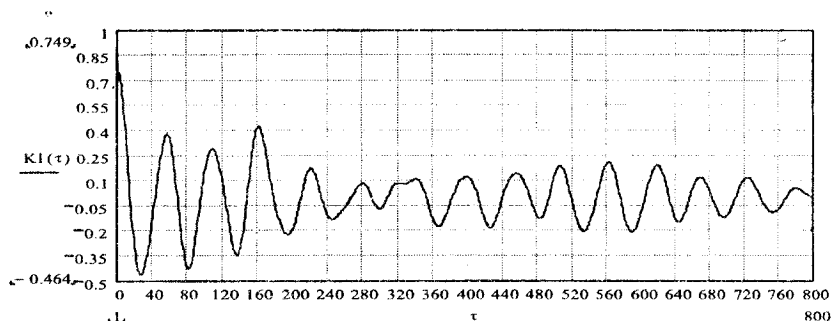
$$R_{yy}^{(n)}(\tau) = \frac{M[A_j]^2/2 \cos[M[\omega_{j,0}](t-\tau)]}{M[A_j]^2/2 + M[\sigma_{j,z}^2]}, \quad (7.85)$$

де при $\tau > |\tau_0|$ можна одержати в екстремальних точках значення

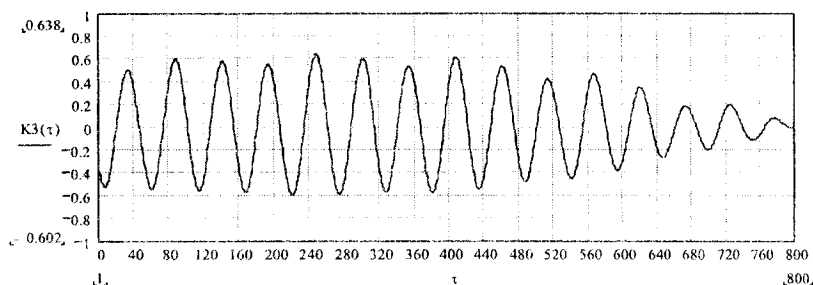
$$R_{yy}^{(n)}(\tau) = \frac{M[A_j]^2/2}{M[A_j]^2/2 + M[\sigma_{j,w}^2]} = \frac{M[\sigma_x^2]}{M[\sigma_x^2] + M[\sigma_w^2]}, \quad (7.86)$$

яке дорівнює відношенню потужності періодичної складової до потужності сумарного процесу (сигнал плюс перешкода), визначаючи цей вираз як нормоване значення кореляційної функції:

$$R_{yy}^{(n)}(\tau) = R_{yy}(\tau) / R_{yy}(0). \quad (7.87)$$



а



б

Рис. 7.11. Графіки нормованих функцій кореляції (а) взаємної кореляції (б) енергоінформаційного сигналу споживаної потужності

Перебором смуги прозорості Δf сигналу $M[y, t]$ за допомогою його попередньої фільтрації ($\Delta f \tau_0 = \text{const}$) досягається звуження смуги аналізу з відповідним збільшенням відношення сигнал/перешкода. Представлені на рис. 7.11 кореляційні функції $R_{yy}^{(n)}(\tau)$ відбивають характер змін останніх при виникненні дефектів, показуючи, що міняються не тільки значення функції в точках екстремумів при $\tau > \tau_0$, але змінюється також частота сигналу ω_0 і форма низькочастотної модульованої, що обгинає.

Третім напрямком є виділення когерентної складової енергоінформаційного сигналу за допомогою взаємокореляційної функції. У випадку апріорної популярності домінуючого періоду виділюваного енергоінформаційного сигналу, рівного $M[T_{j,0}]$, збільшити відношення сигнал/перешкода можливо за допомогою процедури виділення когерентної складової [15, 19], при формуванні пілот-

сигналу тієї ж частоти $M[\omega_{i,0}] = 2\pi M[f_{i,0}] = 2\pi / M[T_{j,0}]$. Взаємкореляційна функція сигналу $M[y_j(t)] = M[x_j(t)] + M[w_j(t)]$ з додатковим центрованим сигналом $g(t) = z(t - T)$, основний період $M[T_{j,0}]$ якого збігається з періодом виділеного з $M[y_j(t)]$ періодичного компонента $M[x_j(t - T_0)]$ виразиться як

$$R_{yx}(\tau) = R_{xz}(\tau) + R_{wz}(\tau). \quad (7.88)$$

Якщо $M[w_j(t)]$ і $z(t)$ є незалежні, то $K_{zv}(\tau) = 0$, і, відповідно, $R_{zy}(\tau) = R_{xz}(\tau)$. Цей метод має ту перевагу, що дає можливість, у відмінності від методу використання автокореляційної функції, вимірювати $R_{yx}(\tau)$ при малих затримках часу, тобто в межах одного періоду виділюваного сигналу ($\tau \leq T_0$). У практиці при діагностуванні часто виникає необхідність контролю рівня згладженого синусоїдального сигналу, обумовленого виникненням дефектів типу неврівноваженості ротора, відхилення від співвісності валів та ін. У таких випадках сигнал може бути описаний виразом $M[y_j(t)] = M[D_j] \sin[M[\omega_{j,0}]t + M[\varphi_j]] + M[w_j(t)]$. Використовуючи інший, опорний сигнал, рівний контрольованому оборотному, можна сформулювати сигнал: $M[y_j(t)] = M[C_j] \sin[M[\omega_{j,0}]t]$ і корелювати останній з $M[y_j(t)]$

$$R_{yx}(\tau) = M[D_j] M[C_j] \cos[M[\omega_{j,0}]\tau - M[\varphi_j]]. \quad (7.89)$$

Отримана функція $K_{yy}(\tau)$ є також циклічною з періодом T_0 і амплітудою, пропорційною амплітуді A виділюваної складової. З метою виключення впливу нестабільностей вимірювальних схем часто використовується безрозмірна характеристика зв'язку двох процесів у вигляді коефіцієнта кореляції $r_{yx}(\tau)$

$$r_{yx}(\tau) = \frac{[M[D_j]/\sqrt{2}] \cos[M[\omega_{j,0}]\tau - M[\varphi_j]]}{[M[D_j]^2/2 + M[\sigma_{j,w}^2]]^{1/2}}, \quad (7.90)$$

приймаюче максимальне значення при $\omega_0\tau = \varphi + n\pi$, рівне

$$\max r_{yx} = \frac{M[D_j]/\sqrt{2}}{[M[D_j]^2/2 + M[\sigma_{j,w}^2]]^{1/2}}.$$

Таким чином, квадрат коефіцієнта кореляції $\max r_{xy}^2$ чисельно дорівнює величині відношення енергії синусоїдального сигналу до загальної енергії коливального процесу у виділеній смузі частот. Характер залежності коефіцієнта взаємної кореляції $r_{xy}(\tau)$ від ступеня розвитку несправності типу невірності ротора насоса відображено на рис. 7.11.

Четвертим напрямком є квадратурний метод виділення когерентної складової. Суть квадратурного методу полягає в тому, що крім опорного сигналу $y_1(t) = B \sin \omega_0 t$ формується сигнал $y_2(t) = B \cos \omega_0 t$ і виділення гармонійної складової здійснюється відповідно за формулою

$$K_{y_1}^2(\tau) + K_{y_2}^2(\tau) = (AB)^2 \cos^2(\omega\tau - \varphi) + (AB)^2 \sin^2(\omega\tau - \varphi) = A^2 B^2. \quad (7.91)$$

У ньому вихідний параметр пропорційний квадратові амплітуди виділюваного сигналу при будь-якому τ , у тому числі при $\tau=0$, незалежно від фазового зрушення φ . Приймаючи $B=1$, можна одержати вираз

$$K_{y_1}^2 + K_{y_2}^2 = A^2, \quad (7.92)$$

який украй зручний для первинної оцінки рівня періодичної складової енергоінформаційного процесу.

П'ятим напрямком є спостережуваний синхронний аналіз. Під синхронним спектральним аналізом (в аналоговому представленні) розуміють контроль амплітуди змущених коливань [15, 38], збуджених тим або іншим вузлом в режимі зміни частоти обертання елементів цього вузла агрегату. Оскільки оборотні швидкості елементів вузлів агрегату зв'язані визначною кінематикою, то кожен частоту збудження f можна виразити через базисну частоту обертання f_w одного з елементів таким чином: $f_{kj} = k(\gamma_j f_w)$, де $k = 1, 2, \dots, n$ є числа натурального ряду, що характеризують кратність j -го фактора збудження; γ_j – коефіцієнт пропорційності, який характеризує j -й фактор збудження ($j = 1, 2, \dots, n$). При цьому частоти збудження f_{kj} змінюються пропорційно оборотній частоті f_w відповідно до діаграми, зображеної на рис. 7.12. Одержувані методом спостережного синхронного аналізу амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) бурових агрегатів, можуть містити цінну діагностичну інформацію про оперативний стан агрегатів при зміні динаміки взаємодії його елементів і вузлів у робочому режимі. Зокрема, виділяється інформація про значення власних частот коливальних гірничих систем, про їхню відносну значимість у формуванні енергетичного поля агрегатів або їх вузлів, про зміну динамічних характеристик систем при зміні параметрів їх технічних станів. Оцінка змін контактної жорсткості взаємодіючих поверхонь може бути виконана за положенням резонансів, а зміни демпфірування в системі можуть бути оцінені за зміною добротності резонансної кривої. Метод синхронного аналізу, що стежить, доцільно викорис-

товувати для діагностування кінематично складних механізмів бурових агрегатів роторного типу (рис. 7.12).

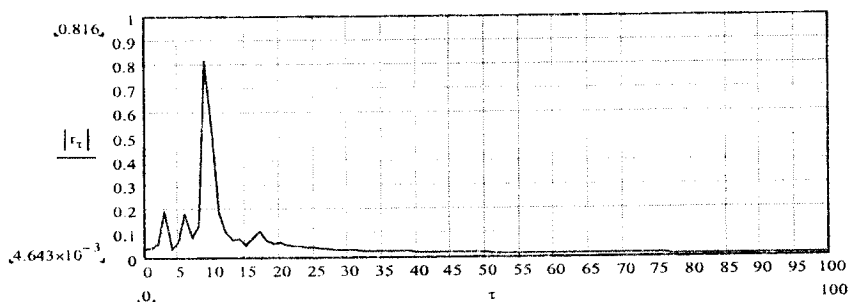


Рис. 7.12. Графіки спектра від нормованих функцій взаємної кореляції енергоінформаційного сигналу споживаної потужності привідного двигуна бурової установки

Шостим напрямком використовується функція когерентності енергетичних процесів. Найбільш широко функція когерентності застосовується в задачах локалізації джерел несправності й у задачах тестового діагностування [4, 9, 50]. Застосування функції $\gamma_{xy}^2(f)$ засноване на її властивості рівності одиниці при лінійному зв'язку розглянутих сигналів і рівності нулеві при відсутності останньої. Усі проміжні значення в проміжку визначаються впливом шумів некорельованих з $x(t)$ і $y(t)$ на частоті f . Досить доцільне використання функції когерентності в діагностичних цілях при полігармонійних коливальних процесах, застосовуючи відліки $\gamma_{xy}^2(kf_0)$ на частотах, кратних основній частоті порушення вузла агрегату, для побудови n -мірної вектора-ознаки технічного стану з наступним її кліпуванням (рис. 7.13).

У сьомому напрямку використовується стиск діагностичної інформації за допомогою кепстра. Оскільки у полігармонійних коливаннях, порушуваних у роторних бурових агрегатів, жодна, окремо узята складова гармонійного ряду, не є досить інформативною, необхідно звертатися до побудови n -мірного вектора ознаки спектральних компонентів. Процедурі стиску спектральної інформації можна здійснити через нелінійні перетворення, типу логарифмування спектра з наступним перетворенням Фур'є. Результуючу характеристику даної процедури називають кепстром [15, 58, 62]. Відомі різні методи одержання кепстрів. Базове формування кепстра [15] як спектра потужності від логарифмічного спектра потужності відображається за формулою

$$M[C_j(\tau)] = F\left\{\log M[S_{yy}(f)]\right\}, \quad (7.93)$$

де F відбиває пряме перетворення Фур'є, а $M[S_{yy}(f)]$ є спектром потужності процесу $M[y_j(t)]$.

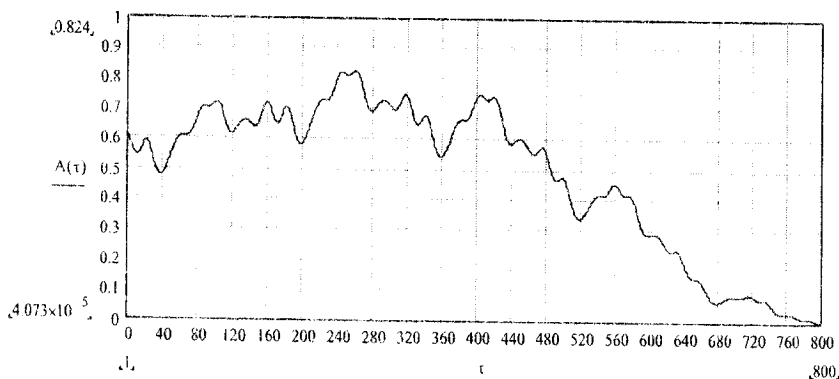


Рис. 7.13. Когерентна складова енергоінформаційного сигналу споживаної активної моментної потужності привідного двигуна бурової установки, вилучена за допомогою квадратурного методу

Для розрахунку кепстра можна використовувати і зворотнє перетворення Фур'є від логарифмічного спектра потужності

$$M[C_f(\tau)] = F_{-1} \left\{ \log M[S_{yy}(f)] \right\}. \quad (7.94)$$

Змінна τ у виразах (7.93) і (7.94) несе розмірність часу і називається «кьюфренсі». За аналогією з гармоніками спектральної характеристики для кепстра введене поняття «рахмоніки». Якщо спектр вимірюваного енергоінформаційного сигналу $M[S_{yy}(f)]$ є добутком спектральної характеристики джерела збудження $M[S_{xx}(f)]$ і системної функції $M[|H_{xy}(f)|]$ бурових агрегатів,

$$M[S_{yy}(f)] = M[S_{xx}(f)] M[|H_{xy}(f)|^2], \quad (7.95)$$

то при логарифмуванні перемножування характеристик заміняється підсумовування

$$\log M[S_{yy}(f)] = \log M[S_{xx}(f)] + 2 \log M[|H_{xy}(f)|]. \quad (7.96)$$

А застосування зворотного перетворення Фур'є до останнього виразу (7.96)

$$F^{-1}\{\log M[S_{yy}(f)]\} = F^{-1}\{\log M[S_{xx}(f)]\} + F^{-1}\{2\log M[H_{xy}(f)]\} \quad (7.97)$$

дозволяє одержати адитивний ефект від джерела збудження і шляхи поширення, що мають зовсім різні властивості, котрі виявляються на різних частотах, що і дозволяє їх розділити за допомогою кепстра. Характеристики кепстра реагують на зміну всіх модуляційних компонентів сигналу в сукупності, а форма спектра залежить від співвідношення індексів амплітудної і фазової модуляції сигналу, впливаючи на амплітуди бічних смуг, що порушує їхню симетрію щодо несучої частоти. Важливим є те, що перша рахмоніка кепстра в основному не залежить від фазових співвідношень, будучи функцією тільки глибини розвитку дефекту, а зміна співвідношень між бічними смугами позначається лише на вищих рахмоніках, і то незначно. Головною перевагою кепстра є його здатність стиску діагностичної інформації, що утримується в спектрі при несправностях агрегатів і розподілена по всьому частотному діапазоні у виді множини модуляційних компонентів, перетворюючи цю інформацію в невелике число рахмонік кепстра (рис. 7.14).

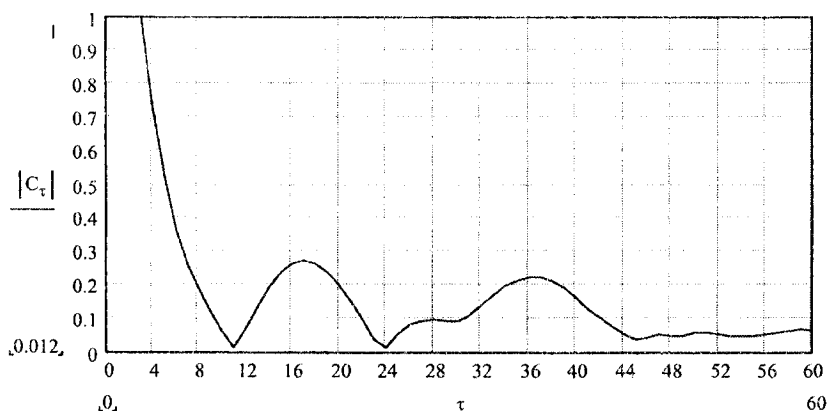


Рис. 7.14. Кепстр енергоінформаційного сигналу споживаної активної моментної потужності привідного двигуна бурової установки

У восьмому напрямку використовується біспектральний аналіз енергетичних процесів. Якість автоматичного розпізнавання передаварійних станів цілком залежить від результатів розробленої системи діагностичних ознак, які у достатній мірі описують властивості агрегату діагностування й мають достатню перешкодозахищеність. Для цього вкрай доцільним є застосування багатомірних спектрів, зокрема, біспектрів [15]. Найпростішою багатомірною спектральною характеристикою порушеного коливального процесу є біспектр $S_f(\omega_1, \omega_2)$, тобто перетворення Фур'є від двовимірної функції автокореляції

$$M[S(\omega_1, \omega_2)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau_1, \tau_2) \exp(-i\omega_1\tau_1 - i\omega_2\tau_2) \varphi(R(\tau_1, \tau_2)) d\tau_1 d\tau_2, \quad (7.98)$$

де $R(\tau_1, \tau_2)$ – двовимірний автокореляційний функція; частоти ω_1 і ω_2 лежать в октанті $0 \leq \omega_1 \leq \omega$, $0 \leq \omega_2 \leq \omega$. Найважливішою властивістю біспектральної функції є придушення шумових компонентів, тому що момент третього порядку від гауссівського процесу дорівнює нулеві, одночасно він реагує на залежність між дискретними частотними компонентами $\omega_1, \omega_2, \omega_3$, якщо вони задовольняють співвідношенню $\omega_1 + \omega_2 + \omega_3 = 0$, де $\omega_3 = -(\omega_1 + \omega_2)$, що впливає з виразу біспектра за формулою

$$S(\omega_1, \omega_2) = F(\omega_1)F(\omega_2)F^*(\omega_1 + \omega_2), \quad (7.99)$$

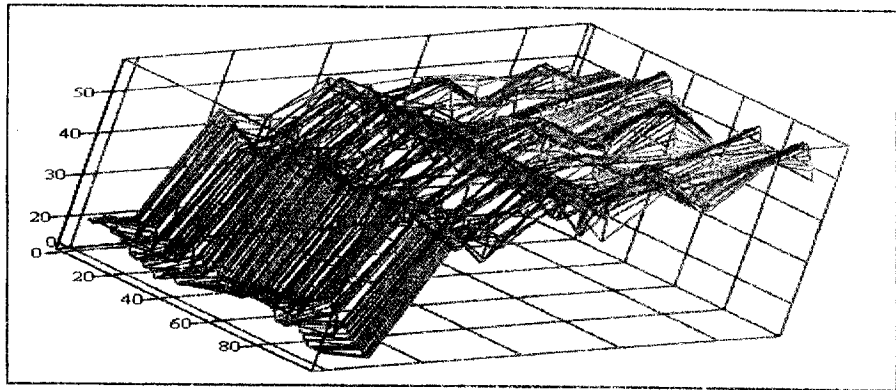
де $F(\omega)$ є перетворенням Фур'є енергоінформаційного процесу $y_j(t)$.

Біспектральні характеристики здатні розкрити структуру порушуваних коливальних процесів, виявити інформаційні діапазони спектрів, що статистично є зв'язаними між собою, та виявити наявність комбінаційних і модуляційних частот.

Оскільки біспектр є комплексною величиною, тому доцільніше використання в діагностичних цілях модулів біспектра $|S_j(\omega_1, \omega_2)|$, які можна представити як узагальнену діагностичною ознакою з відображенням його в матричній або векторній формі з послідовним розгорненням по стовпцях чи рядках. Біспектри є тривимірними функціями, тому у виді ліній рівного рівня вони наведені на рис. 7.15 у вигляді графіків функцій $|S(f_1, f_2)|$, де $f = \omega/2\pi$.

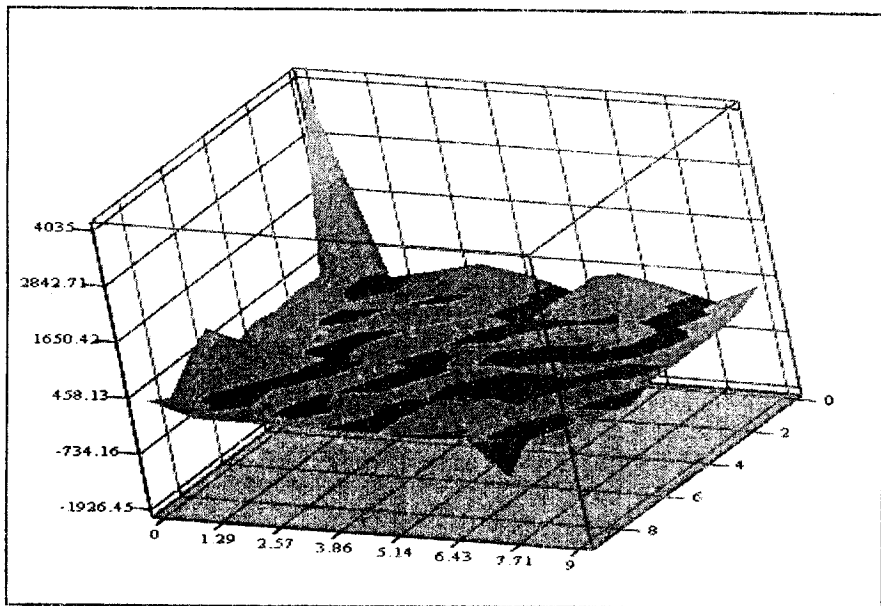
У випадку дискретного характеру порушуваних коливань біспектр є ємною, високочутливою діагностичною характеристикою зміни параметрів технічного стану роторних бурових агрегатів. Дуже часта зміна параметра технічного стану агрегатів викликає малі відносні зміни енергоінформаційного сигналу, значно впливаючи в той же час на фазові співвідношення між кратними частотними компонентами сигналу. За спектром у край важко виявити ці зміни, у той час як біспектр дозволяє виявити фазову інформацію навіть при наявності значної фрикативної перешкоди [8, 55]. При цьому найбільш чутливою до фазових співвідношень є функція бікогерентності

$$M[R_{S_j}(\omega_1, \omega_2)] = \frac{M[S_j(\omega_1, \omega_2)]}{[M[S_j(\omega_1)]M[S_j(\omega_2)]M[S_j(\omega_1 + \omega_2)]]^{1/2}}, \quad (7.100)$$



F

a



L

b

Рис. 7.15. Багатомірні характеристики енергоінформаційного сигналу споживаної активної потужності привідного двигуна бурової установки: *a* – регресійна поверхня залежності миттєвої потужності; *b* – трьохмірна функція біспектра регресійної поверхні потужності

її поточні значення цілком визначаються фазовим співвідношенням кратних гармонік $\omega_1, \omega_2 = 2\omega_1, \omega_3 = 3\omega_1$:

$$M[Rs_j(\omega_1, \omega_2)] = \exp\left[k\left[M[\varphi_{j,1}] + M[\varphi_{j,2}] - M[\varphi_{j,3}]\right]\right]. \quad (7.101)$$

Величина $M[\varphi_{j,1}] + M[\varphi_{j,2}] - M[\varphi_{j,3}]$ визначається як біфаза.

Розвиток теорії і практики діагностування і керування в даний час визначено інтенсивним переходом до вирішення задач для нових, значно більш складних як конструктивно, композиційно, так і технологічно об'єктів у різних галузях промисловості. Усі гірничі виробничі об'єкти, а бурові установки в особливій мірі, реально є багатозв'язаними, багатомірними, стохастичними, нелінійними і нестационарними системами, які характеризуються множиною основних властивостей, що істотно ускладнюють процес діагностування і керування. Хоча зрозуміло, що вектор властивостей, для будь-якого об'єкта, загалом, не обмежений, і поняття «основні властивості» є відносним. Тому синтез автоматичних систем діагностування і керування (АСДК) такими об'єктами обумовлює необхідність обробки великих інформаційних масивів, як векторів вхідних і вихідних змінних, так і змінних, що характеризують їх стан. Можлива на даний момент інформація необхідна для створення максимально достовірної діагностичної моделі, яка адекватна розглядуваній буровій установці. На базі цієї моделі можна побудувати оптимальну, за заданим критерієм, автоматичну систему діагностування і керування. При цьому необхідна для вирішення такої задачі інформація складається з апіорної і оперативної (апостеріорної). Апіорна інформація про бурові установки, їх вхідні, вихідні змінні і змінні стану потрібна для створення попередньої, базової архітектури діагностичної моделі бурової установки, за якою буде створюватися остаточна результуюча АСДК. Тут визначаються структура (конструкція і композиція) та початкові параметри автоматичної системи діагностування і керування, критерії і закони діагностування та керування. Однак на практиці найчастіше апіорна інформація або відсутня, або вкрай обмежена. Це найбільш характерно для знов розроблюваних, і відповідно найбільш перспективних бурових систем. Таким чином, відсутністю або обмеженістю характеризується апіорна інформаційна модель кожної нової бурової установки, а одержати апіорну інформацію з відомих інформаційних блоків складових елементів звичайно утруднено або неможливо через їх складні і різнохарактерні, багатопараметричні, композиційні зв'язки.

Для складних структурних довгостроково експлуатованих і для знов розроблюваних бурових установок на основі теоретичних і експериментальних досліджень будуються і використовуються так називані гносеологічні моделі в електромеханічному, механічному, фізичному, хімічному та інших видах. Вони можуть дати широкий різноплановий інформаційний спектр, забезпечивши вибір попередньої структури, інформаційних змінних, способів виділення інформативних параметрів і відкрити інші утруднено важливі, інформаційно корисні фактори. Однак формалізація переходу від гносеологічних до інформаційних моде-

лей через конструкційну складність бурових установок ще слабко розроблена, звичайно не дозволяє здійснити прямий перехід.

Реальна багатоплановість і багатозв'язність бурових установок, як технічно, за елементами внутрішньої структури, так і технологічно обумовлює їх багатомодельність зображення. Воно відображає в залежності від розглянутих напрямків або динаміку функціонування, або міцнісні характеристики, або технічні, або економічні взаємодії з навколишніми об'єктами. Причому кожний з цих аспектів може бути забезпечений своєю типовою моделлю. Таким чином, існуюча віртуально загальна модель бурової установки декомпонується за напрямками розгляду.

З іншого боку, в залежності від поставленої діагностичної задачі кілька напрямків можуть агрегуватися в одній моделі. Поточна власна і взаємна інформація з функціонуючих у робочих режимах бурових установок дозволяє уточнювати діагностичні параметри останніх, що змінюються не тільки від впливу технологічних режимів, але і від часу напрацювання на відмову. На базі цієї інформації можуть бути розроблені нові, більш чутливі діагностичні моделі, що оперативніше і краще відображають ступені і швидкості змін базових параметрів техніко-технологічних станів бурового устаткування. Отже, функціональною метою діагностичної ідентифікації бурових установок є збільшення кількості власної і взаємної інформації для підвищення ступеня адекватності синтезованої діагностичної моделі реальної бурової установки і зменшення ентропії. При цьому збільшення чутливості і розпізнаваності процесу діагностичної ідентифікації на основі використання повідомлень з більш високою швидкістю створення і інформаційних каналів з підвищеною пропускну здатністю дозволяє здійснити функцію раннього виявлення виникнення і розвитку перед аварійних станів і відповідно більш надійно забезпечити блокування останніх.

Процес діагностичної ідентифікації бурових установок функціонально може визначатися на двох рівнях. На першому, так названому широкому рівні, він включає оцінку структури (конструкції і композиції) та параметрів моделі, ступені стаціонарності і правомочності представлення розглянутої бурової установки стаціонарною моделлю, ступені нелінійності і правомочності її зображення лінійною моделлю, визначення інформативних діагностичних змінних, оцінку адекватності моделі технологічному гірничому устаткуванню. На цьому рівні використовується весь інформаційний банк моделювання бурових установок, із залученням класичних алгоритмів і методів. Ця ідентифікація поза контуром діагностування і керування здійснюється в режимі "off-line". Діагностична ідентифікація в режимі "on-line" здійснюється на другому, так названому вузькому рівні, оперативно в реальному часі. При цьому уточнюються параметри діагностичної моделі бурових установок, тобто здійснюється їхнє прецизійне доведення, якщо можливо, залучається нова, оперативно вимірювана інформація і використовуються різні рекурентні форми обробки інформації. Сформовані результати ідентифікації оперативно використовуються для представлення миттєвого діагностичного портрета контрольованої технологічної бурової установки, з корекцією заданого критерію виконуваного керування за станом системи, що діагностується.

1. Яке призначення і специфіка енергетичної діагностики?
2. Наведіть схему застосування технологій енергодіагностики на етапах життєвого циклу бурових установок.
3. У чому суть основних задач енергоінформаційних технологій?
4. Наведіть базову структуру універсальної системи енергетичного діагностування.
5. Які взаємообумовлені фази складають структуру процедури діагностування?
6. У чому суть інформаційних можливостей енергетичної діагностики?
7. Наведіть основні задачі і особливості діагностичних моделей бурових агрегатів.
8. Який загальний аналітичний вигляд має спектральна щільність потужності у випадку некорельованих впливів?
9. Наведіть структурні схеми моделей систем енергодіагностики бурових агрегатів.
10. Який загальний аналітичний вигляд мають динамічні схеми бурових машин?
11. Наведіть діапазони інформаційних коливань, які генеруються буровими машинами і механізмами.
12. Які комбінації хвиль генеруються в замкнутій конструкції бурових агрегатів?
13. Наведіть граф фактору перетворення різних комбінацій хвиль в конструкції бурових верстатів.
14. На чому засновується вибір стратегії діагностування відповідно до типових видів несправностей?
15. Які основи формування енергоінформаційного сигналу, що відображає дефекти?
16. Наведіть полігармонійну модель енергоінформаційного сигналу.
17. Які несправності бурових агрегатів мають відношення до гармонік частоти обертання?
18. Наведіть імпульсну модель змушених і власних коливань.
19. Яким чином формується словник діагностичних ознак?
20. У чому суть оптимізаційної задачі вибору робочого словника діагностичних ознак?
21. Наведіть основні інформаційні параметри енергетичних сигналів.
22. Сформууйте етапи процедури складання словника енергетичних діагностичних ознак, що відповідають кожному виду відмов.
23. У чому полягає суть енергетичної діагностики експлуатаційних дефектів?

Розділ 8. ЕКСПЕРТНА СИСТЕМА ДІАГНОСТУВАННЯ БУРОВИХ УСТАНОВОК

8.1. Базова структура експертних систем

Експертні системи призначені для вирішення задач експертного оцінювання ситуацій у різних предметних галузях. Мета досліджень експертних систем складається в розробці програм, які при розв'язанні важко вирішуваних для користувача задач дозволяють одержувати результати, що не уступають щодо якості і ефективності рішенням, котрі виробляються для аналогічних задач професійним експертом [46, 53]. У більшості випадків експертні системи вирішують задачі, які важко формалізувати, або задачі, що взагалі не мають алгоритмічного вирішення. Саме до таких типів відноситься і більшість діагностичних задач. Стандартна базова структура експертної системи може бути представлена на структурою, показаною на рис. 8.1.

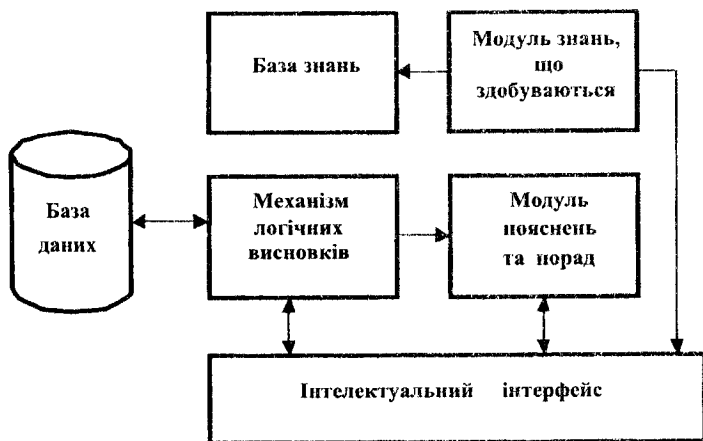


Рис. 8.1. Стандартна базова структура експертної системи

Зі структури видно, що в експертних системах потрібен механізм представлення знань в конкретній предметній галузі і керування ними (бази даних). На основі цих знань працює механізм логічних висновків. Для правильної передачі відповідей користувачеві служить користувацький інтерфейс. Модуль придбання знань зв'язує експерта і експертну систему. Нарешті, потрібний механізм, що не тільки здатний давати висновки, але і надавати різні коментарі до висновку та пояснювати його мотиви. В експертних системах існують два режими роботи: режим придбання знань і режим вирішення задач (режим консультації, режим використання експертної системи).

У режимі придбання знань експерт спілкується з експертною системою за посередництвом інженера знань, вводючи в систему продукції з галузі експертизи. Продукції, у більш загальній практиці, це правила, які представляються природною для користувача мовою. Об'єднання нововведної продукції з базою знань здійснюється модулем знань, що здобуваються. Для того щоб переконатися в достатності знань, тобто в тім, що процес налагодження задачі завершений, експерт дає системі тестові завдання. У разі, якщо результат, отриманий експертною системою, не задовольняє експерта, він за допомогою пояснювального компоненту одержує відомості про те, як був сформований результат. По закінченні налагодження система передається в експлуатацію.

У режимі рішення задач під час спілкування з експертною системою бере участь користувач, якого цікавить результат та спосіб його одержання. Дані про задачу користувача в користувальницькому інтерфейсі обробляються лінгвістичним процесором, що виконує дві дії:

– перетворює вхідні дані, подані обмеженою природною мовою, в представлення внутрішньою мовою експертної системи;

– перетворює повідомлення системи, виражені внутрішньою мовою, в повідомлення обмеженою природною мовою.

Інший елемент експертної системи – інтерпретатор, на основі вхідних даних, правил і загальних фактів про проблемну зону – формує рішення задачі. Якщо відповідь системи не зрозуміла користувачеві, то він може зажадати, щоб система пояснила, як відповідь була отримана.

Експертні системи бурових установок, як і будь-який складний об'єкт, визначаються такою сукупністю характеристик: призначення; проблемна зона; глибина аналізу проблемної зони; тип використовуваних методів і знань; клас системи; стадії існування; інструментальні засоби.

Призначення визначається такою сукупністю параметрів: мета створення (для навчання фахівців, для вирішення задач, для автоматизації рутинних задач, для тиражування знань експертів); основний користувач звичайно нефакхівець в галузі експертизи або фахівець.

Проблемна зона визначається сукупністю параметрів: предметна зона і задачі, розв'язувані в предметній зоні. Кожний з цих параметрів може розглядатися з погляду як кінцевого користувача, так і розроблювача експертної системи. З погляду користувача, предметну зону можна характеризувати описом зони в термінах користувача, що включає – найменування зони, перелік і взаємозв'язок підзон і т.п., а задачі, розв'язувані існуючими експертними системами – їх типом. Звичайно виділяють такі типи задач: інтерпретація символів або сигналів, тобто складання значеннєвого опису за вхідними даними; прогнозування-визначення наслідків ситуацій, що спостерігаються; діагностика бурової установки – визначення несправностей за симптомами; конструювання – розробка бурової установки з заданими властивостями при дотриманні встановлених обмежень; планування – визначення послідовності дій, що ведуть до бажаного стану бурової установки; спостереження – спостереження за станом бурової установки, що змінюється і порівняння його показників із встановленими або бажаними; керування – вплив на бурову установку для досягнення бажаного

поводження. З погляду розроблювача, виділяються статичні і динамічні зони. Предметна зона визначається статичною, якщо її вихідні дані, що описують, не змінюються в часі, точніше розглядаються, якщо не змінюються за період вирішення задачі. Статичність зони означає незмінність її вихідних даних, які описують її. При цьому похідні дані, тобто дані, одержувані при перетворенні вихідних, можуть і з'являтися заново, і змінюватися. Предметна зона визначається динамічною, якщо вихідні дані, що її описують, змінюються за час вирішення задачі. Крім того, предметні зони можна характеризувати такими аспектами: числом і складністю сутностей; їх атрибутів і значень атрибутів; зв'язністю сутностей і їх атрибутів; повнотою знань; точністю знань (знання точні або правдоподібні, причому правдоподібність відбивається деяким числом або висловом).

Розв'язувані задачі, з погляду розроблювача експертної системи, також розділяються на статичні і динамічні. Експертна система вирішує статичну або динамічну задачу, якщо в процесі її рішення не змінюються або змінюються вихідні дані про поточний стан предметної зони. Переважна більшість створених експертних систем є статичними, вони вирішують статичні задачі, але вже починають з'являтися перші динамічні експертні системи, за якими – майбутнє.

8.2. Програмне забезпечення експертної системи діагностування бурової установки

У використовуваному програмуванні, орієнтованому на правила поведінки, формується множина правил типу “умова – дія”. *Умова* задає образ даних, при виникненні якого *дія* правила може бути виконана. Правила в заданій парадигмі відіграють таку ж роль, як і підпрограми в процедурній парадигмі. Однак, якщо в процедурній парадигмі поведіння задається детермінованою послідовністю процедур, що не залежить від значень цих даних, то в парадигмі, яка орієнтована на правила поведінки, послідовність дій задається не заздалегідь запропонованою послідовністю правил, а програмується на основі тих даних і їх значень, котрі в сучасний момент обробляються програмою експертної системи. Формування поведінки здійснюється за такою схемою. Умови правил зіставляються з поточними даними про стан бурового верстата, і ті правила, умови яких задовольняються значеннями поточних даних, стають претендентами на виконання. Потім за визначеним критерієм здійснюється вибір одного правила серед претендентів і виконання його, тобто виконання дії зазначеного в правій частині правила. Якщо система через інструментальні пристрої допускає рівнобіжну обробку, то всі правила – претенденти – можуть виконуватися одночасно. Таким чином, правила виконуються в порядку, який пропонується зразками даних, що, як правило, мало залежні один від одного. Отже, підхід, орієнтований на правила, зручний для опису поведінки експертної системи, він гнучко і різноманітно реагує на велику множину станів бурового верстата.

Після ініціалізації візуальних елементів керування діагностична програма очікує введення користувачем вхідних даних для аналізу. Після закінчення вве-

дення цих даних користувач повинний сповістити програму про це натисканням кнопки «Зробити аналіз». При цьому виконується предикат аналізу, що працює за алгоритмом, наведеним на блок-схемі рис. 8.2.

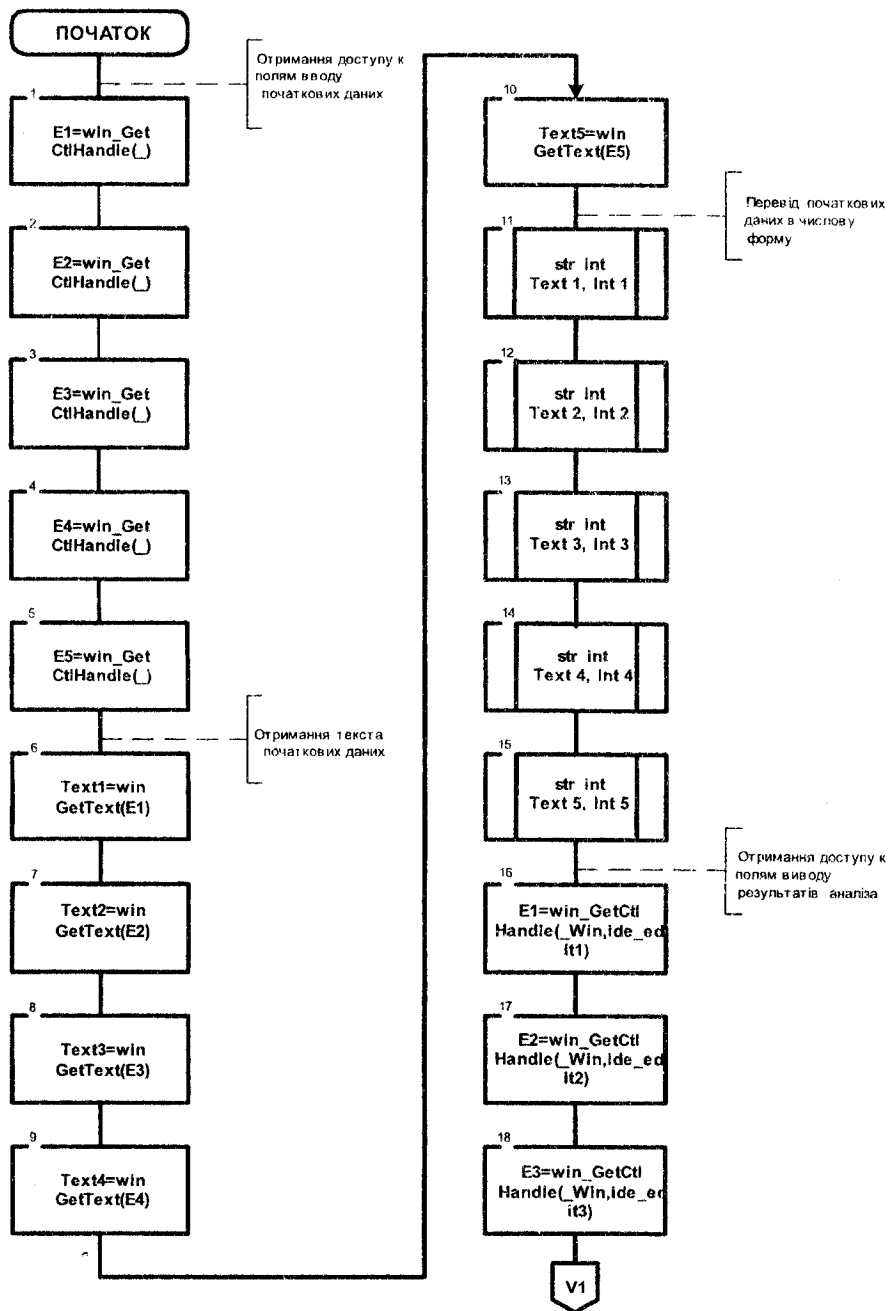
Обсяг знань, необхідних для будь-якого значного додатка експертних систем, звичайно дуже великий, тому для вибірки, відновлення і підтримки таких великих обсягів знань експертній системі необхідні інформаційно місткі моделі представлення знань. Крім того, вдала модель представлення може значно полегшити побудову логічного висновку. В експертних системах найбільш часто використовується представлення знань у вигляді продуктивних правил і фреймів.

Оскільки взагалі не всі знання строго визначені, то експертна система повинна мати статистичні засоби обробки різної міри довіри в заданих вираженнях фактів. Тому звичайно експертні системи виражають відносну довіру в факті за допомогою коефіцієнту довіри. Якщо його значення дорівнює 100, то це означає вищий (абсолютний) рівень впевненості, а рівний 0 коефіцієнт – саму низьку ймовірну визначеність.

Програмне забезпечення експертної системи може бути виконано на різних мовах програмування, але простіше використовувати спеціальні мови штучного інтелекту. У наведеному прикладі програмного забезпечення експертної системи діагностування бурових верстатів, виконаного за допомогою мови Visual Prolog, головний предикат програми ідентифікується `task_win_eh(Win,e_Control(idc_push_button,_CtrlType,_CtrlWin,_CtlInfo),0)` та викликається при натисканні користувачем кнопки «Зробити аналіз». Він містить у собі предикати аналізу даних, їхнього графічного і текстового представлення. Аналіз вихідних даних проводиться предикатом `proc1(X1,X2,X3,A1)`. Текст даного предиката такий:

```
proc1(X1,X2,X3,A1):-  
X3<X1, A1 = "показники нижче норми";  
X3=X1, A1 = "показники в нормі";  
X3>X2, A1 = "показники вище норми";  
X3=X2, A1 = "показники в нормі";  
A1 = "показники в нормі",  
!
```

Тут X1 – мінімальне припустиме значення діагностичного параметра, X2 – максимальне припустиме значення діагностичного параметра, X3 – текуче значення діагностичного параметра, A1 – результат аналізу. Інші предикати, використовувані в програмі, є стандартними. Блок-схема програмного забезпечення базової експертної системи діагностування технічного стану бурових верстатів по найбільш характерних типах відмов відображена на рис. 8.2. Лістинг програми наведений найбільш поширеною алгоритмічною мовою штучного інтелекту – Prolog.



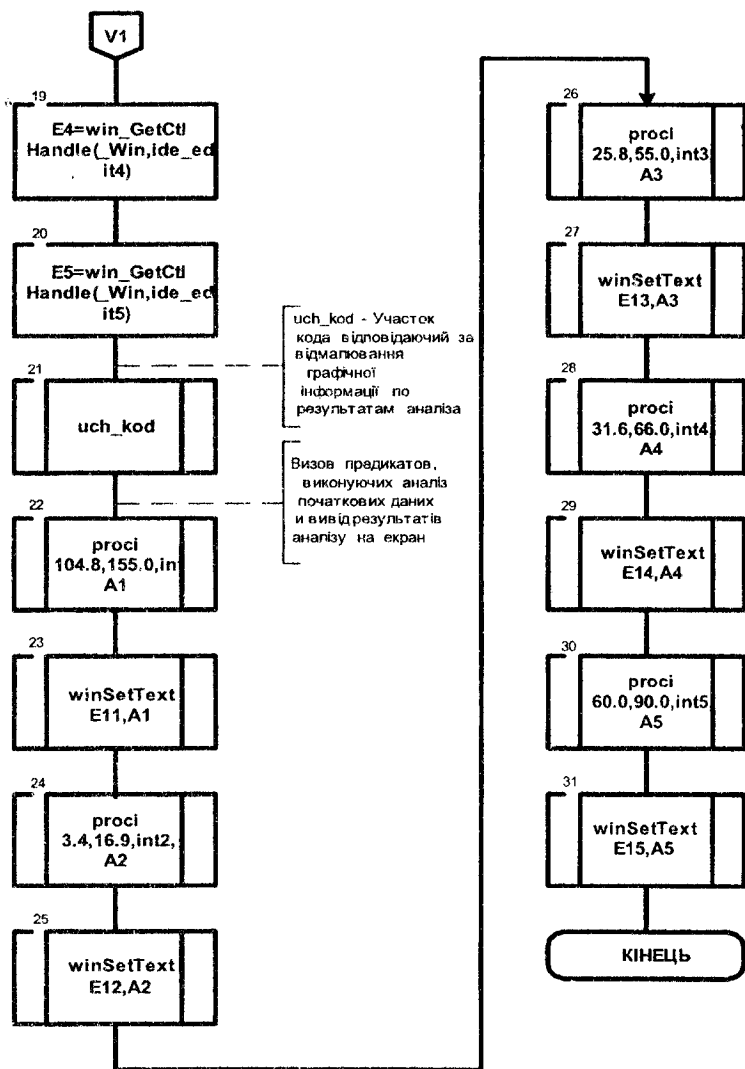


Рис. 8.2. Блок-схема програмного забезпечення експертної системи

Лістинг програми діагностування бурових верстатів

```

include "kurs.inc"
include "kurs.con"
include "hlptopic.con"
/*****/
domains
    x1,x2,x3 = real
    a1,a2 = string
/*****/
predicates
    procl(x1,x2,x3,a1)
/*****/
clauses
    procl(X1,X2,X3,A1):-
        X3<X1, A1 = "показники нижче норми";
        X3=X1, A1 = "показники в нормі";
        X3>X2, A1 = "показники вище норми";
        X3=X2, A1 = "показники в нормі";
        A1 = "показники в нормі",
        !.
%BEGIN Task Window
/*****/
*****
    Event handling for Task Window
*****/
predicates
    task_win_eh : EHANDLER
constants
%BEGIN Task Window, CreateParms, 14:03:01-11.11.2002, Code
automatically updated!
    task_win_Flags =
[wsf_SizeBorder,wsf_TitleBar,wsf_Close,wsf_Maximize,wsf_Minimize,wsf_Clip
Siblings]
    task_win_Menu = no_menu
    task_win_Title = "kurs"
    task_win_Help = idh_contents
%END Task Window, CreateParms
clauses
%BEGIN Task Window, e_Create
    task_win_eh(_Win,e_Create(_),0):-!,
%BEGIN Task Window, InitControls, 14:03:01-11.11.2002, Code
automatically updated!
    win_CreateControl(wc_GroupBox,rct(408,4,796,541),"Графіки результа-
тив аналізу",_Win,[],idc_graf),
    win_CreateControl(wc_Text,rct(16,52,172,88),"1. Хутро. швидкість
буравлення (м/ч)",_Win,[wsf_AlignLeft],idct_static_text),
    win_CreateControl(wc_Edit,rct(16,88,112,112),"",_Win,[wsf_Group,wsf
_TabStop,wsf_AlignLeft,wsf_AutoHScroll],idc_edit),
    win_CreateControl(wc_Text,rct(12,152,192,172),"2. Момент, що кру-
тить, (кгс-м)",_Win,[wsf_AlignLeft],idct_static_text1),

```

```

win_CreateControl(wc_Edit,rcf(14,173,110,197),"",_Win,[wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AlignLeft,wsf_AutoHScroll],idc_edit1),
win_CreateControl(wc_Text,rcf(12,252,138,284),"3. Тиск насоса (кгс/див2)",_Win,[wsf_AlignLeft],idct_static_text2),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(13,284,109,308),"",_Win,[wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AlignLeft,wsf_AutoHScroll],idc_edit2),
win_CreateControl(wc_Text,rcf(12,352,184,384),"4. Осьове навантаження (кгс)",_Win,[wsf_AlignLeft],idct_static_text3),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(13,385,109,409),"",_Win,[wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AlignLeft,wsf_AutoHScroll],idc_edit3),
win_CreateControl(wc_Text,rcf(12,452,147,484),"5. Подача промивання (л/хв)",_Win,[wsf_AlignLeft],idct_static_text4),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(14,484,110,508),"",_Win,[wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AlignLeft,wsf_AutoHScroll],idc_edit4),
win_CreateControl(wc_PushButton,rcf(12,512,151,535),"Виконати аналіз",_Win,[wsf_Group,wsf_TabStop],idc_push_button),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(220,448,392,536),"",_Win,[wsf_AlignLeft,wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AutoHScroll,wsf_MultiLine,wsf_ReadOnly],idc_task_window_6),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(220,348,392,436),"",_Win,[wsf_AlignLeft,wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AutoHScroll,wsf_MultiLine,wsf_ReadOnly],idc_task_window_5),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(220,248,392,336),"",_Win,[wsf_AlignLeft,wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AutoHScroll,wsf_MultiLine,wsf_ReadOnly],idc_task_window_4),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(220,148,392,236),"",_Win,[wsf_AlignLeft,wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AutoHScroll,wsf_MultiLine,wsf_ReadOnly],idc_task_window_3),
win_CreateControl(wc_Edit,rcf(220,48,392,136),"",_Win,[wsf_AlignLeft,wsf_Group,wsf_TabStop,wsf_AutoHScroll,wsf_MultiLine,wsf_ReadOnly],idc_edit9),
win_CreateControl(wc_GroupBox,rcf(208,4,397,540),"Результати аналізу",_Win,[],idc_результати_аналізу),
win_CreateControl(wc_GroupBox,rcf(5,4,197,541),"Вихідні дані",_Win,[],idc_вихідні_дані),
%END Task Window, InitControls
%BEGIN Task Window, ToolbarCreate, 14:03:01-11.11.2002, Code automatically updated!
%END Task Window, ToolbarCreate
win_Move(_Win,rcf(1,20,799,565)),
#ifdef use_message
msg_Create(100),
#endif
!.
%END Task Window, e_Create
%MARK Task Window, new events
%BEGIN Task Window, e_Size
task_win_eh(_Win,e_Size(_Width,_Height),0):-!,
#ifdef use_tbar
toolbar_Resize(_Win),
#endif
#ifdef use_message
msg_Resize(_Win),
#endif
!.
%END Task Window, e_Size

%END_WIN Task Window

```

/*-----*/
-----*/

```
task_win_eh( Win, e_Control( idc_push_button, CtrlType, CtrlWin, _CtlInfo), 0 ) :-!,
```

```
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Поля введення вихідних даних
```

```
    E1 = win_GetCtlHandle( Win, idc_edit),  
    E2 = win_GetCtlHandle( Win, idc_edit1),  
    E3 = win_GetCtlHandle( Win, idc_edit2),  
    E4 = win_GetCtlHandle( Win, idc_edit3),  
    E5 = win_GetCtlHandle( Win, idc_edit4),
```

```
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Текст вихідних даних
```

```
    Text1 = win_GetText( E1),  
    Text2 = win_GetText( E2),  
    Text3 = win_GetText( E3),  
    Text4 = win_GetText( E4),  
    Text5 = win_GetText( E5),
```

```
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Переклад вихідних даних з тексту в число-
```

```
ву форму
```

```
    str_int( Text1, Int1),  
    str_int( Text2, Int2),  
    str_int( Text3, Int3),  
    str_int( Text4, Int4),  
    str_int( Text5, Int5),
```

```
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Поля висновку результатів аналізу
```

```
    E11 = win_GetCtlHandle( Win, idc_edit9),  
    E12 = win_GetCtlHandle( Win, idc_task_window_3),  
    E13 = win_GetCtlHandle( Win, idc_task_window_4),  
    E14 = win_GetCtlHandle( Win, idc_task_window_5),  
    E15 = win_GetCtlHandle( Win, idc_task_window_6),
```

```
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Графічне представлення результатів аналізу
```

```
    SX=440,    EX=780,    Y1=120,    Y2=220,    Y3=320,    Y4=420,  
    Y5=520,    PW = 2,
```

```
    BlackPen = pen(PW ,ps_Solid, 0x00000000),
```

```
    win_SetPen( Win, BlackPen),
```

```
    draw_Line( Win, pnt( SX, 40), pnt( SX, 520) ),
```

```
    draw_Line( Win, pnt( SX, Y1), pnt( EX, Y1) ),
```

```
    draw_Line( Win, pnt( SX, Y2), pnt( EX, Y2) ), draw_Line( Win, pnt( SX, Y3), pnt
```

```
( EX, Y3) ),
```

```
    draw_Line( Win, pnt( SX, Y4), pnt( EX, Y4) ), draw_Line( Win, pnt( SX, Y5), pnt
```

```
( EX, Y5) ),
```

```
    TX=SX-23, NX=EX-40,
```

```
    P11=104.8+SX,    P12=155.0+SX,
```

```
    draw_Text( Win, TX, Y1, "0.0"), draw_Text( Win, NX, 135, "м/ч"),
```

```
    draw_Text( Win, P11, 135, "104.8"), draw_Text( Win, P12, 135, "155.0"),
```

```
    P21=3.4*10+SX,    P22=16.9*10+SX,
```

```
    draw_Text( Win, TX, Y2, "0.0"), draw_Text( Win, NX, 235, "кгс-м"),
```

```
    draw_Text( Win, P21, 235, "3.4"), draw_Text( Win, P22, 235, "16.9"),
```

```
    P31=25.5*3+SX,    P32=55.0*3+SX,
```

```
    draw_Text( Win, TX, Y3, "0.0"), draw_Text( Win, NX, 335, "кгс/див2"),
```

```
    draw_Text( Win, P31, 335, "25.5"), draw_Text( Win, P32, 335, "55.0"),
```

```
    P41=31.6*3+SX,    P42=66.0*3+SX,
```

```
    draw_Text( Win, TX, Y4, "0.0"), draw_Text( Win, NX, 435, "кгс"),
```

```
    draw_Text( Win, P41, 435, "31.6"), draw_Text( Win, P42, 435, "66.0"),
```

```
    P51=60.0*3+SX,    P52=90.0*3+SX,
```

```
    draw_Text( Win, TX, Y5, "0.0"), draw_Text( Win, NX, 535, "л/хв"),
```

```
    draw_Text( Win, P51, 535, "60.0"), draw_Text( Win, P52, 535, "90.0"),
```

```
    SmBlackPen = pen(1, ps_Solid, 0x00000000),
```

```

win_SetPen( Win,SmBlackPen),

YellowBr= brush(2,color_Yellow),win_SetBrush(_Win,YellowBr),
draw_Rect( Win,rct(441,68,P11,119)),
draw_Rect(_Win,rct(441,168,P21,219)),
draw_Rect(_Win,rct(441,258,P31,319)),
draw_Rect(_Win,rct(441,368,P41,419)),
draw_Rect(_Win,rct(441,468,P51,519)),

GreenBr= brush(2,color_Green),win_SetBrush(_Win,GreenBr),
draw_Rect(_Win,rct(P11,68,P12,119)),draw_Rect(_Win,rct(P21,168,P22,
219)),
draw_Rect(_Win,rct(P31,258,P32,319)),
draw_Rect(_Win,rct(P41,368,P42,419)),
draw_Rect(_Win,rct(P51,468,P52,519)),

RedBr= brush(2,color_Red),win_SetBrush(_Win,RedBr),

draw_Rect(_Win,rct(P12,68,771,119)),
draw_Rect(_Win,rct(P22,168,771,219)),
draw_Rect(_Win,rct(P32,258,771,319)),
draw_Rect(_Win,rct(P42,368,771,419)),
draw_Rect(_Win,rct(P52,468,771,519)),

BlackBr= brush(2,color_Black), win_SetBrush(_Win,BlackBr),
I1=Int1+SX, draw_Rect(_Win,rct(441,80,I1,110)),
I2=Int2*10+SX, draw_Rect(_Win,rct(441,180,I2,210)),
I3=Int3*3+SX, draw_Rect(_Win,rct(441,280,I3,310)),
I4=Int4*3+SX, draw_Rect(_Win,rct(441,380,I4,410)),
I5=Int5*3+SX, draw_Rect(_Win,rct(441,480,I5,510)),
%%%%%%%%%%%%%% Висновок результатів аналізу
procl(104.8,155.0,Int1,A1),win_SetText(E11,A1),
procl(3.4,16.9,Int2,A2),win_SetText(E12,A2),
procl(25.8,55.0,Int3,A3),win_SetText(E13,A3),
procl(31.5,66.0,Int4,A4),win_SetText(E14,A4),
procl(60.0,90.0,Int5,A5),win_SetText(E15,A5),
!.,
/*****
*****
Invoking on-line Help
*****/
project_ShowHelpContext (HelpTopic) :-
vpi_ShowHelpContext ("kurs.hlp", HelpTopic).
/*****
*****
Main Goal
*****/
goal
ifdef use_mdi
vpi_SetAttrVal(attr_win_mdi,b_true),
endif
ifdef ws_win
ifdef use_3dctrl
vpi_SetAttrVal(attr_win_3dcontrols,b_true),
endif
endif
endif

```

```

vpi_Init(task_win_Flags,task_win_ch,task_win_Menu,"kurs",task_win_Title).
%BEGIN_DLG About dialog
/*****
****
Creation and event handling for dialog: About dialog
****
****/
constants
%BEGIN About dialog, CreateParms, 13:43:36-11.11.2002, Code
automatically updated!
  dlg_about_dialog_ResID = idd_dlg_about
  dlg_about_dialog_DlgType = wd_Modal
  dlg_about_dialog_Help = idh_contents
%END About dialog, CreateParms
predicates
  dlg_about_dialog_eh : EHANDLER
clauses
  dlg_about_dialog_Create(Parent):-
    win_CreateResDialog(Parent,dlg_about_dialog_DlgType,dlg_about_dialo
g_ResID,dlg_about_dialog_eh,0).
  %BEGIN About dialog, idc_ok_CtrlInfo

dlg_about_dialog_eh(_Win,e_Control(idc_ok,_CtrlType,_CtrlWin,_CtrlInfo),0
):-!,
  win_Destroy(_Win),
  !.
%END About dialog, idc_ok_CtrlInfo
%MARK About dialog, new events
  dlg_about_dialog_eh(_,_,_):-!,fail.
%END_DLG About dialog

```

Інтерфейс програмного забезпечення експертної системи бурового верстата в режимі очікування введення даних представлений на рис. 8.3, а в режимі аналізу даних після визначення поточного стану бурового верстата за основними аварійно небезпечними параметрами «Мех. швидкість буріння», «Крутильний момент», «Тиск насоса», «Осьове навантаження» і «Подача промивання» на рис. 8.4. Тут ідентифікуються три рівні визначення за кожним із заданих діагностичних параметрів: «Нижче норми», «Норма» і «Вище норми». З урахуванням імовірно значимих діапазонів кожного рівня по виділених діагностичних параметрах чисельно і графічно відображаються поточні значення параметрів і виводяться результати аналізу базової експертної системи, які можуть бути використані обслуговуючим персоналом у режимі порадики або автоматизованою системою для формування відповідних керуючих впливів.

Розглядувана експертна система може за необхідності нарощуватись структурно і програмно. Зважаючи на реальну стохастичну різницю кожної конкретної бурової установки від всіх інших, раціонально вводити в експертну систему стохастично-адаптивні навчальні алгоритми для більш достовірного визначення індивідуальних особливостей.

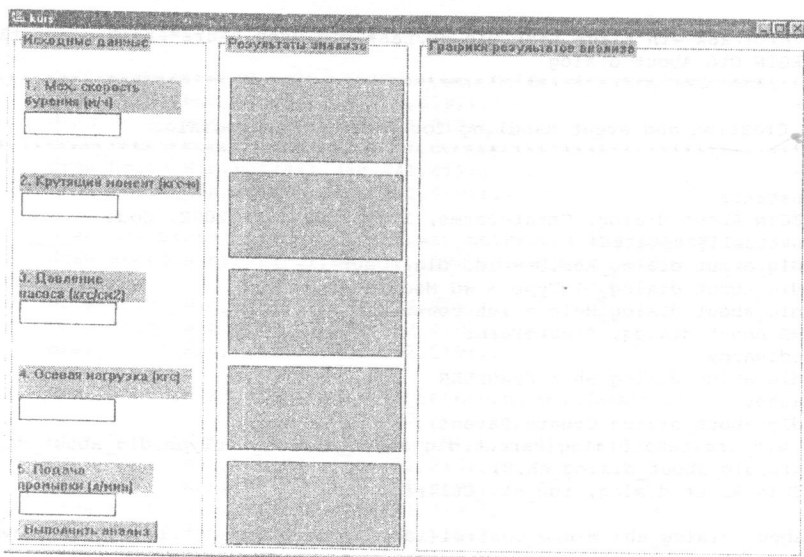


Рис. 8.3. Интерфейс программного обеспечения экспертной системы в режиме очікування введення даних

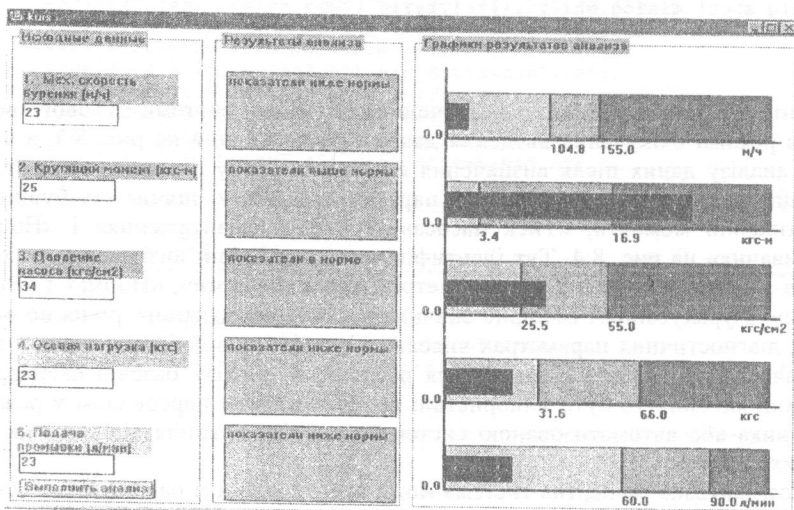


Рис. 8.4. Интерфейс программного обеспечения экспертной системы в режиме аналізу даних

Надана програма головним чином призначена для ілюстрації основних алгоритмів, що складають інструментарій експертних систем. У завершеному вигляді вона повинна правильно реагувати на різного роду помилки та надавати різнобічну допомогу користувачу. Урахування останніх умов призвело б до суттєвого збільшення обсягу програмного забезпечення системи, що утруднило б сприймання основних конструктивних елементів її структури.

Взагалі існують два базових варіанти використання експертних систем, які відповідають соціологічним концепціям явної та прихованої функцій. Явна функція експертної системи повинна забезпечувати за допомогою комп'ютерних технологій компетентність (спеціальні знання) людини-експерта. Крім функцій діагностування, експертні системи можуть встановлювати, наприклад, структури бурових машин та механізмів, виконувати допоміжні завдання, такі, як априорне визначення місця добування корисних копалин та ін. Вони достатньо зручні у роботі, крім цього, можуть за необхідності пояснити свої дії або думку таким способом, як це могла б виконати людина-експерт. І, нарешті, подібно людині, вони можуть і навчити кого-небудь проведенню професійної експертизи.

Інша функція експертної системи – прихована – вона повинна протидіяти отриманню прихованої інформації відносно своєї побудови. При цьому використання спеціалізованого програмного забезпечення дозволяє значно розширити зони їх застосування.

Спеціальна властивість експертних систем – це властивість адаптивності, яка означає, що поведінка програмного забезпечення, яке реалізує систему, змінюється протягом деякого часу. Ця умова виконується, якщо початкова інформація (знання) буде закладена у систему правил, які далі можуть бути легко змінені користувачем, або шляхом побудови нових знань у результаті аналізу вхідної інформації при обмеженому втручанні користувача. І в першому, і в другому розумінні в основному експертні системи є адаптивними.

Мета більшості сучасних експертних систем – це здійснення загальної експертизи у широкій зоні шляхом визначення різниці між знаннями, котрі вони використовують, і буровими машинами та механізмами, які маніпулюють цими знаннями. У ході зміни природи специфічного знання така система одержує потім спроможність виконувати свої маніпуляції, щоб стати експертом у новій галузі. Наприклад, експертна система, яка побудована для здійснення діагностики бурових машин типу УКБ або ЗИФ, при заміні типу знань може використовуватися для діагностування самохідних бурових установок (УРБ).

Необхідно відзначити, що спеціальні властивості експертних систем засновані на правилах логічного виводу. У відміню від звичайних програмних засобів, які реалізовані на операторах, що виконуються, як правило, послідовно, експертні системи складаються з наборів логічних правил, котрі не виконуються послідовно, а спрацьовують тільки так і тоді, коли виконуються відповідні умови.

Контрольні запитання та завдання

1. Наведіть стандартну базову структуру експертної системи діагностування бурових установок.
2. Сукупність яких характеристик визначають експертні системи діагностування бурових установок?
3. Якою сукупністю параметрів визначається проблемна зона експертних систем діагностування?
4. Які основні задачі розв'язуються за допомогою сучасних експертних систем діагностування?
5. Для чого служить інтерфейс користувача сучасних експертних систем?
6. Якою сукупністю параметрів визначаються призначення?
7. Які предметні зони виділяються з погляду розроблювача експертних систем діагностування?
8. З погляду розроблювача експертної системи на які типи розділяються розв'язувані задачі?
9. Що означає характеристика статичність зони?
10. Як характеризуються сукупність параметрів, що визначають призначення?
11. Що значить визначення – статичні та динамічні розв'язувані задачі?
12. Як характеризуються сукупність параметрів, що визначають проблемну зону?
13. Який складний об'єкт визначаються сукупністю характеристик призначення?
14. На які дві дії розподіляються лінгвістичним процесором дані, що обробляються в користувацькому інтерфейсі?
15. Хто бере участь у режимі рішення задач під час спілкування з експертною системою?
16. Хто бере участь у режимі придбання знань при спілкуванні з експертною системою за посередництвом інженера знань, вводячи в систему продукції з галузі експертизи?
17. Що зв'язує модуль придбання знань в експертній системі?
18. На основі яких знань працює механізм логічних висновків в експертних системах?

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ І РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Абдуллаев Н.Д., Петров Ю.П. Теория и методы проектирования оптимальных регуляторов. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.
2. Авакумов В.Г. Постановка и решение энергетических задач исследования операций. – К.: Вища школа, 1983. – 240 с.
3. Алифов А.А., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источником энергии. – М.: Наука, 1985. – 327 с.
4. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. – М.: Наука, 1981. – 568 с.
5. Баскаков С.И. Радиотехнические цепи и сигналы: Учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 448 с.
6. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
7. Богаенко И.Н., Донченко В.И., Савченко Ю.Г. и др. Контроль и диагностирование оборудования прокатного производства – К.: Техніка, 1982 – 152 с.
8. Бондарев В.Н., Трестер Г., Чернега В.С. Цифровая обработка сигналов: методы и средства: Учебн. пособие для вузов. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 1999. – 398 с.
9. Бреннер В.А., Каралюс А.А., Палев П.П., Солод В.И. Динамика проходческих комбайнов. – М.: Машиностроение, 1977. – 224 с.
10. Венцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и её инженерные приложения. – М.: Наука, 1991. – 385 с.
11. Вейц В.Д., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – Л.: Машгиз, 1959. – 288 с.
12. Волков А.С., Долгов Б.П. Вращательное бурение разведочных скважин. – М.: Недра, 1982. – 342 с.
13. Волков А.С., Ермакова В.И. Буровые геологоразведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.
14. Воздвиженский Б.И., Волков С.А., Волков А.С. Колонковое бурение – М.: Недра, 1982. – 360 с.
15. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
16. Гихман И.И., Скороход А.В., Ядренко М.И. Теория вероятностей и математическая статистика. – К.: Высш шк., Головное изд-во, 1988. – 439 с.
17. Горное и буровое оборудование / Н.С. Родионов, Г.А. Ганзен, А.Н. Кирсанов, М.Н. Теслинов. – М.: Недра, 1982. – 342 с.
18. Давыдов П.С. Техническая диагностика радиоэлектронных устройств и систем. – М.: Радио и связь, 1988. – 256 с.
19. Дисперсионная идентификация / Под редакцией Н.С. Райбмана. – М.: Наука, 1981. – 336 с.
20. Докунин А.В., Красников Ю.Д., Хурчин З.Я. Статистическая динамика горных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 239 с.
21. Дудля Н.А. Автоматизация и механизация процессов разведочного бурения. – Днепронетровск: ДГИ, 1977. – 114 с.

22. Дудля Н.А. Основы проектирования буровых машин и механизмов. – Днепропетровск: ДГИ, 1978. – 86 с.
23. Дудля Н.А. Буровые машины и механизмы. – К.: Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1985. – 176 с.
24. Дудля Н.А. Автоматизация и механизация производственных процессов при разведочном бурении. – К.: Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 184 с.
25. Дудля Н.А. Проектирование буровых машин и механизмов. – К.: Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1990. – 272 с.
26. Дудля М.А. Автоматизация процесів буріння свердловин: Підручник. – К.: Вища шк., 1996. – 256 с.
27. Дудля М.А. Проектування бурових машин і механізмів: Підручник. – К.: Вища шк.: 1994. – 335 с.
28. Иванов-Смоленский А.В. Электрические машины. – М.: Энергия, 1980. – 928 с.
29. Кардыш В.Г. Оборудование для поискового бурения. – Л.: Недра, 1986. – 144 с.
30. Кардыш В.Г. Станки для алмазного поискового бурения. – Л.: Недра, 1978. – 113 с.
31. Кардыш В.Г. Повышение эффективности работы буровых станков. – М.: Недра, 1980. – 184 с.
32. Квартальный Б.В. Динамика электропривода с упругими связями. – Л.: Энергия, 1966 – 87 с.
33. Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1981. – 448 с.
34. Киселев А.Т., Крусир И.Н. Вращательно-ударное бурение геологоразведочных скважин. – М.: Недра, 1982. – 103 с.
35. Калинин А.Г., Ошкордин О.В., Питерский В.М., Соловьев Н.В. Разведочное бурение. – М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. – 748 с.
36. Климов Е.Н. Основы технической диагностики судовых энергетических установок. – М.: Транспорт, 1980. – 152 с.
37. Козловский Е.А., Дьяков А.Д., Петров П.А. Механизация и оптимизация процессов бурения разведочных скважин. – М.: Недра, 1980. – 349 с.
38. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1980. – 294 с.
39. Коломоец А.В., Ветров А.К. Современные методы предупреждения и ликвидации аварий в разведочном бурении. – М.: Недра, 1977. – 200 с.
40. Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях: В 2-х томах. Пер. с франц. – М.: Мир, 1983. – Т.1. 312 с.
41. Марюта А.Н. Теория моделирования колебаний рабочих органов механизмов и её приложения. – Днепропетровск: Изд-во ДГУ, 1991. – 196 с.
42. Мещеряков Л.И. Основы формирования импульсных энергоинформационных сигналов // Гірничя електромеханіка та автоматика Збірник наукових праць. – 2002. – № 69. – С. 100-108.
43. Матросов В.М. К основам проектирования бурового оборудования. – Томск.: Изд-во Том. ун-та, 1973. – 64 с.

44. Марамзин А.В., Блинов Г.А., Галиопа А.А. Технические средства для алмазного бурения. – М.: Недра, 1982. – 335 с.
45. Мозгалевский А.В. Гаскаров Д.В. Техническая диагностика. – М.: Высшая школа, 1976. – 206 с.
46. Нейлор К. Как построить свою экспертную систему: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 286 с.
47. Поляков Г.Д., Булгаков В.С., Лашилин Е.С. Подъемные устройства геологоразведочных буровых установок. – М.: Недра, 1976. – 263 с.
48. Ребрик Б.М. Справочник по бурению инженерно-геологических скважин. – М.: Недра, 1983. – 288 с.
49. Романенко В.Д., Игнатенко Б.В. Адаптивное управление технологическими процессами на базе микроЭВМ: Учеб. пособие. – К.: Выща шк., 1990. – 334 с.
50. Седов В.А., Потапов В.М., Головченко А.Б. Справочник механика геологоразведчика – К.: Техніка, 1985. – 119 с.
51. Сергиенко И.А., Зиненко В.П., Базанов Л.Д. Параметры и основные конструктивные особенности буровых машин и механизмов. – М.: МГРИ, 1975. – 118 с.
52. Сейдж С.П., Уайт Ч.С. Оптимальное управление системами: Пер. с англ.; Под ред. Б.Р. Левина. – М.: Радио и связь, 1982. – 392 с.
53. Сойер Б., Фостер Д.А. Программирование экспертных систем на Паскале: Пер. с англ.; Предисловие В.П. Иванникова. – М.: Финансы и статистика, 1990. – 191 с.
54. Техника и технология высокоскоростного бурения / Г.А. Блинов, Л.Г. Буркин, О.А. Володин и др. – М.: Недра, 1982. – 408 с.
55. Технология и техника разведочного бурения / Ф.А. Шамшев, С.Н. Тараканов, Б.Б. Кудряшов и др. – М.: Недра, 1983. – 565 с.
56. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок, т. 1,2. – Л.: Судостроение, 1969. – 266, 376 с.
57. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
58. Файбисович В.А. Определение параметров электрических систем. – М.: Энергоиздат, 1982. – 120 с.
59. Юшков А.С. Бурение скважин в угольных шахтах. – К.: Техніка, 1982. – 143 с.
60. Bruel and Kjaer Application Note 106-81 / Analysis Techniques for Gearbox Diagnosis Using the High Resolution FFT Analyzer, 8 p.
61. Bruel and Kjaer Application Note 18-212 / Efficient Machine Monitoring Using an FFT Analyzer and Desktop Calculator, 9 p.
62. Kushner H. Introduction to Stochastic Control. Holt, New York, 1971.
63. Landau I.D. Adaptive Control. The model reference approach. – N.Y., Basel. Marcel Dekker, 1979. – 406 p.
64. Lindorff D.C., Carrol R.L. Survey of adaptive techniques. Automatica, 1974, vol. 10, №4, p. 353-379
65. Mechanical Vibration and Shock Measurement, Broch J.T., Bruel and Kjaer, 1980, 370 p.

Навчальне видання

Дудля Микола Андрійович
Мещеряков Леонід Іванович

ДІАГНОСТИКА ТА ПРОЕКТУВАННЯ БУРОВИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

(Навчальний посібник)

Редактор С.П.Іванов

Редакційно-видавничий комплекс

Підписано до друку 02.02.2004. Формат 30 x 42/4.

Папір Rollux. Ризографія. Умовн. друк. арк. 18,3.

Обл.-вид. арк. 18,3. Тираж 250 прим. Зам. № **201**.

Національний гірничий університет
49027, м.Дніпропетровськ, просп. К.Маркса,19.

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 277.



Професор ДУДЛЯ МИКОЛА АНДРІЙОВИЧ.

Після закінчення в 1962 р. Дніпропетровського гірничого інституту працював у геологорозвідувальних експедиціях об'єднання "Луганськгеологія", а з 1967 р. займається науково-педагогічною працею. Наукова діяльність присвячена розробці техніки та технології буріння геологорозвідувальних свердловин та охороні навколишнього середовища.

Автор 22 підручників та монографій, 170 наукових публікацій і 5 патентів. Заслужений працівник нафтової та газової промисловості Польщі, його нагороджено "Золотою відзнакою" цього відомства, а також медаллю Міністерства освіти Польщі "За успіхи у навчанні та вихованні молоді".

Академік Польської академії інженерних наук, чл.-кор Української екологічної академії наук.



Доцент МЕЩЕРЯКОВ ЛЕОНІД ІВАНОВИЧ.

Після закінчення в 1971 р. Дніпропетровського інженерно-будівельного інституту і служби в армії займається науково-педагогічною працею. Наукова діяльність присвячена розробці оптимальних, адаптивних і експертних систем діагностування та керування гірничими електромеханічними системами.

Автор 50 наукових праць і 3 патентів.

