

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования

**Кузбасский государственный технический университет
имени Т.Ф. Горбачева**

На правах рукописи

ШАХМАНОВ ВИТАЛИЙ НИКОЛАЕВИЧ

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ
ФАКТИЧЕСКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ
ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
д-р техн. наук, проф. Герике Б. Л.

Кемерово – 2016

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭФФЕКТИВНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ	12
1.1 Предварительные замечания	12
1.2 Условия эксплуатации	17
1.3 Структура парка ШВГП	21
1.4 Показатели использования ШВГП	24
1.5 Цель и задачи исследования	40
1.6 Основные итоги и выводы	41
ГЛАВА 2 УРАВНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ	42
2.1 Предварительные замечания	42
2.2 Вывод уравнения механических колебаний основных узлов вентиляторной установки	43
2.3 Интегральное уравнение прогиба вращающегося трансмис- сионного вала осевого вентилятора	48
2.4 Интегральное уравнение прогиба вала вентилятора (ротора).	49
2.5 Уравнения колебания ротора электродвигателя с установ- ленными в узлах колебаний подшипниками скольжения	52
2.6 Основные итоги и выводы	53
ГЛАВА 3 УРАВНЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ	55
3.1 Предварительные замечания	55
3.2 Механизм и особенности образования потерь давления в ра- бочих колесах ШВГП	57
3.3 Оценка потерь давления	59

3.4	Проявление срыва воздушного потока в динамических процессах	67
3.5	Основные итоги и выводы	69
ГЛАВА 4 ОЦЕНИВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ШВГП		71
4.1	Основные понятия и классификация методов оценки остаточного ресурса	71
4.2	Формализация остаточного ресурса оборудования	72
4.3	Экстраполяционные методы оценки технического состояния исследуемого оборудования.....	76
4.4	Оценка остаточного ресурса при незначительном числе измерений	82
4.5	Основные итоги и выводы	86
ГЛАВА 5 МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШВГП И ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА		88
5.1	Методика диагностирования центробежных вентиляторов главного проветривания по параметрам вибрации.....	88
5.2	Методика распознавания технического состояния ШВГП по параметрам вибрации	93
5.3	Распознавание технического состояния вентиляторов главного проветривания по параметрам вибрации.....	98
5.3.1	Результаты диагностирования вентилятора главного проветривания ВЦ-25 (технологическая позиция 1) по параметрам вибрации.....	100
5.3.2	Результаты диагностирования вентилятора главного проветривания ВЦ-25 (технологическая позиция 2) по параметрам вибрации.....	105
5.3.3	Результаты диагностирования вентилятора главного проветривания ВОКД-1,8 по параметрам вибрации.....	111
5.4	Направления дальнейших исследований.....	117

5.5	Основные итоги и выводы.....	117
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	119
	ЛИТЕРАТУРА	121
	ПРИЛОЖЕНИЯ	131

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В шахтах и рудниках, с увеличением глубины ведения работ и ростом выделений вредных примесей, а так же эволюцией вентиляционных сетей за период эксплуатации, возрастает необходимость увеличения покрытия требуемых режимов проветривания, что неизбежно ведет к возрастанию единичных мощностей шахтных вентиляторов главного проветривания (ШВГП) и изменению их компоновочных схем.

Развитие вентиляторостроения с 30-х годов XX века велось в ЦАГИ им. Н.Е. Жуковского, ВНИИГМ им. М.М. Фёдорова, в институтах «ДОН-ГИПРОУГЛЕМАШ» и ИГД СО АН СССР. Большой вклад в развитие вентиляторостроения внесли Ковалевская В.И., Пономарев Л.Т., Бабак Г.А., Раскин И.А., Левин Е.М., Гимельшейн Л.Я., Косарев Н.П., Носырев Б.А., Тимухин С.А., Петров Н.Н., Макаров В.Н. и др.

Принятые аэродинамические схемы и методы расчета вентиляторов главного проветривания за последнее время изменились (в сторону улучшения), однако вопросы надежности и безотказности работы, действующих ШВГП остаются до сих пор актуальными, несмотря на их резервирование.

Для расчета показателей надежности различных технических систем и устройств большую ценность представляют статистические материалы, характеризующие систему в условиях эксплуатации. На основе этих материалов представляется возможным установить виды отказов и обосновать математическую модель, отражающую изменение надежности оборудования во времени. Вопросами разработки методов определения надежности, классификации отказов, установления закономерностей распределения времени безотказной работы и времени восстановления, количественной оценки надежности и долговечности отдельных горных машин посвящены исследования многих российских ученых, среди которых можно выделить

работы Докукина А.В., Топчиева А.В., Меламеда З.М., Гетопанова В.Н., Солода В. И., Солода Г. И. Радкевича Я. М. и др.

В настоящее время наиболее приемлемыми и распространенными методами оценки показателей работоспособности сложных технических систем являются диагностические, которые на основе анализа изменения эксплуатационных параметров позволяют построить прогностические модели деградации оборудования.

Детальный анализ стандартов в области диагностики машинного оборудования показывает, что вибрация характеризует практически все изменения в ШВГП. Регистрируемый при этом виброакустический сигнал содержит практически всю информацию о фактическом состоянии взаимодействующих поверхностей и процессах, протекающих в контактирующих узлах и деталях. Поэтому установление взаимосвязи технического состояния отдельных узлов и агрегатов ШВГП и их вибрационными параметрами, необходимой для обоснования метода оценки их технического состояния, позволяющей повысить эффективность и безотказность работы ШВГП, является актуальной научной задачей.

Цель диссертационной работы: разработать методику и систему мониторинга и диагностики технического состояния ШВГП по параметрам механических колебаний.

Идея работы заключается в выявлении и использовании закономерностей функционирования ШВГП, проявляющихся в вибрационных процессах на его опорах, для разработки методики и системы оценок технического состояния.

Задачи исследования:

1. Выполнить анализ технического состояния и эффективности эксплуатации ШВГП на шахтах и рудниках Кузбасса.

2. Исследовать процессы возникновения механических колебаний в ШВГП и выявить их влияния на техническое состояние механического оборудования.
3. Разработать критерии и признаки неисправного состояния ШВГП, проявляющиеся в вибрационных процессах на опорных узлах.
4. Разработать методику вибродиагностики ШВГП на основе современных методов и средств и провести её промышленную апробацию.

Методы исследования включают:

- научный анализ литературных источников по проблематике исследований;
- методы математической статистики и корреляционного анализа при обработке статистического материала о состоянии парка ШВГП на шахтах и рудниках Кузбасса;
- методы математического моделирования и математической статистики при изучении процессов возникновения механических колебаний в ШВГП и построении прогностических моделей их деградации;
- пассивные методы экспериментальных исследований при мониторинге и построении прогноза изменчивости технического состояния агрегатов ШВГП.

Основные научные положения, защищаемые автором:

1. Низкая вероятность восстановления работоспособности механического оборудования ШВГП $P_{(t=24 \text{ час})} = 0,39$ стала лимитирующим фактором при повышении добычи угля на шахтах Кузбасса, что связывается:
 - с отсутствием системы контроля за техническим состоянием основных узлов и агрегатов ШВГП;
 - с конструктивными и технологическими дефектами изготовления, монтажа и технического обслуживания в условиях эксплуатации ШВГП;

- низкой ремонтпригодностью отдельных узлов и агрегатов ШВГП.
2. Диагностические признаки технического состояния ШВГП должны базироваться, для получения наиболее достоверного заключения, как на результатах моделирования рабочих процессов в агрегатах вентиляторной установки, так и на результатах комплексного анализа всей имеющейся экспериментальной информации о вибрационной активности опорных узлов.
 3. Прогностическая модель изменения технического состояния узлов и агрегатов ШВГП при незначительном числе диагностик, базируется на том, что вид закона наработки влияет только на время первой диагностики t_1 , а средняя скорость деградации \bar{V} сама является прогнозной. Такой подход повышает точность и достоверность оценки (прогноза) межконтрольных интервалов и остаточного ресурса объекта диагностики.
 4. Мониторинг технического состояния ШВГП позволяет учитывать изменение параметров вибрационной активности и определять уровень состояния подшипниковых опор в текущий момент времени, а также прогнозировать выход из строя агрегатов с заданным уровнем достоверности.

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждаются:

- представительным объемом статистической выборки (диагностическое обслуживание более 100 ШВГП различного типа на протяжении 8 лет);
- корректным использованием апробированных методов теоретической и прикладной механики, теории колебательных процессов, а также методов статистического прогнозирования;
- использованием современных методов измерения и анализа механических колебаний;

- высокой сходимостью полученных в диссертации теоретических и экспериментальных данных (относительная ошибка не превышает 15% при 95% доверительной вероятности);
- положительными результатами внедрения разработанной методики мониторинга технического состояния ШВГП на шахтах и рудниках Кузбасса.

Научная новизна результатов исследования заключается в следующем:

- установлена закономерность аварийности ШВГП различных типов от условий эксплуатации;
- разработаны модели механических колебаний агрегатов ШВГП, пригодные для идентификации параметров по экспериментальному материалу, полученному на эксплуатирующихся вентиляторах;
- разработана методика мониторинга технического состояния ШВГП различного типа по общему уровню вибрации V_e и спектральным маскам, базирующаяся на теоретико-вероятностном подходе и учитывающая вид технического обслуживания.

Практическая ценность работы заключается в том, что результаты исследований позволяют:

- определять влияние конструктивных параметров и режимов работы ШВГП различного типа на частотный состав механических колебаний, генерируемых в различных узлах и агрегатах вентиляторов;
- рекомендовать переход к системе профилактического технического обслуживания ШВГП на базе мониторинга фактического технического состояния по параметрам механических колебаний;
- повысить долговечность и безотказность эксплуатации ШВГП на основе достоверной экспериментальной информации о техническом состоянии каждого конкретного вентилятора, эксплуатирующегося в конкрет-

ных условиях, за счет использования теоретико-вероятностной модели прогнозирования изменения показателей эксплуатационной надёжности.

Личный вклад автора состоит:

- в обработке статистического материала по эксплуатационной надёжности ШВГП в условиях шахт и рудников Кузбасса;
- в проведении теоретических исследований и численных экспериментов, а так же в обработке и анализе результатов стендовых и натурных испытаний;
- в разработке методики функциональной диагностики ШВГП и выборе критериев оценки технического состояния основных узлов и агрегатов;
- в реализации методики мониторинга технического состояния ШВГП различного типа на шахтах и рудниках Кузбасса.

Реализация работы. Разработанная автором методика диагностики ШВГП по параметрам механических колебаний используется экспертными организациями КузГТУ, Прокопьевского филиала КузГТУ, ВостНИИ, НИЦ КузНИУИ при экспертных обследованиях горношахтного оборудования на шахтах и рудниках Кузбасса.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на Международной научно-практической конференции «Перспективы инновационного развития угольных регионов России» (Прокопьевск, 2011, 2014), на III Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии и экономика в машиностроении» (Юрга, 2012), на IV Всероссийской конференции «Безопасность и живучесть технических систем» (Красноярск, 2012), на Международной научно-практической конференции «Перспективы развития горно-транспортного оборудования» (Москва, 2013), на III и IV Международной научно-практической конференции «Современные тенденции и инновации в науке и производстве»

(Междуреченск, 2014, 2015), на XVI Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасности России: новые подходы к развитию угольной промышленности» (Кемерово, 2014).

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 12 научных работах, из них 4 – в изданиях, рекомендуемых ВАК РФ.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и двух приложений, изложенных на 133 страницах машинописного текста, включая 30 таблиц, содержит 60 рисунков и список литературы из 100 наименований.

1. АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭФФЕКТИВНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

1.1 Предварительные замечания

Для расчета показателей надежности различных технических систем и устройств большую ценность представляют статистические материалы, характеризующие систему в условиях эксплуатации. На основе этих материалов представляется возможность установить виды отказов и обосновать математическую модель, отражающую изменение надежности оборудования во времени.

Большой вклад в теорию надежности внесли российские ученые академики Н. Г. Бруевич, В. Г. Гнеденко, чл.-корр. В. Н. Сифоров и др.

Вопросами разработки методов определения надежности, классификации отказов, установления закономерностей распределения времени безотказной работы и времени восстановления, количественной оценки надежности и долговечности отдельных горных машин посвящены исследования многих российских ученых, среди которых можно выделить работы Докукина А. В. [1], Топчиева А. В. [2], Плюшова Н. Г. [3], Меламеда З. М. [4], Гетопанова В. Н. [5], Солода В. И. [6], Солода Г. И. [7], Радкевича Я. М. [8]. В последние 20 лет широким фронтом ведутся экспериментальные исследования, испытания, разработка методических и нормативных материалов, статистические исследования надежности шахтных стационарных установок. В этой области имеют приоритет многие научно-исследовательские и проектно-конструкторские организации: Донгипроуглемаш, ИГМ им. М. М. Федорова, МГИ, ИГД СО РАН, КузГТУ и др.

Наибольшее развитие вопросы надежности вентиляционных установок получили в работах Ковалевской В. И. [9-11], Гимельшейна Л. Я. [12, 79], Пономарева Л. Т. [13], Макарова В. Н. [14], Петрова Н. Н. [15], Бабак Г. А. [16].

В работе [9] приводится методика сбора и обработки статистического материала по отказам вентиляционных установок. Весь агрегат автор разделяет на элементы и узлы, надежность которых определяется по всей совокупности однотипных машин, за которыми было установлено наблюдение. Полезность этой работы с методологической точки зрения неоспорима, однако следует отметить, что констатация отказа не дает полной картины технического состояния всего агрегата и не может служить материалом для проведения целенаправленного ремонта по предотвращению подобных отказов. Приведенные эмпирические зависимости по определению показателей надежности вентиляционных установок могут быть использованы для оценки их общего технического состояния, не вскрывая причин деградации оборудования. В работе не приводятся рекомендаций по технической диагностике состояния установки в период ее эксплуатации. Здесь уместно использовать подходы для прогнозирования остаточного ресурса электромеханического оборудования, заложенные в трудах Герике Б. Л. [17], Проникова А. С. [18] и Краковского Ю. М. [19].

В работе [10] автор приводит анализ безотказной работы отдельных агрегатов ШВГП. За основной количественный критерий автор приняла вероятность безотказной работы $P(t)$, которая составила для гарантийного срока службы (1,5 года) вентилятора типа ВУПД $P(t) = 0,25$, а для вентиляторов типа ВОКД – $P(t) = 0,63$. При этом автор рекомендует принимать уровень вероятности безотказной работы для гарантийного срока эксплуатации осевых вентиляторов $P(t) = 0,90$ с учетом 100% резервирования. Это положение находит подтверждение и в работах других авторов. Так А. С. Проников в своей работе [18] сделал предложение об установлении классов надежности. Величина вероятности безотказной работы, регламентированная для каждого класса надежности, отнесена к гарантийному сроку службы изделия. Автором предлагается следующая классификация по вероятности безотказной работы (табл. 1.1).

Классы надежности [18]

Класс надежности	1	2	3	4	5
Вероятность безотказной работы	1...0,999	0,98...0,95	0,94...0,89	0,88...0,81	0,80...0,70

Вентиляционные установки автор работы [20] рекомендует относить ко 2 классу надежности, отказ которых вызывает длительный выход из строя стационарного оборудования, что влечет за собой значительный материальный ущерб. Какими же средствами поддерживать столь высокий уровень надежности автор не указывает.

В работе [11] авторы отмечают низкую надежность вентиляционных установок с осевыми вентиляторами и предлагают заменить их более надежными центробежными. Однако этот тезис остается благим пожеланием, поскольку в Кузбассе эксплуатируется свыше 36% ШВГП с осевыми вентиляторами. Это указывает на необходимость разработки мероприятий, позволяющих увеличить надежность действующих вентиляторов и параллельно вести разработку высоконадежного осевого вентилятора.

Следует отметить ряд работ [12, 13, 15, 21], в которых освещаются вопросы надежности вентиляционных установок, эксплуатирующихся на шахтах Кузбасса. Особенностью работы [13] является определение расчетным путем уровня безотказной работы вентиляционной установки из условия безотказного ведения горных работ и опасности загазовывания, хотя бы одной горной выработки шахтного поля, обслуживаемого данным вентилятором. Эта величина для автоматизированных ШВГП должна составлять $P[t=720 \text{ час}] = 0,93$.

В работе [21] рассматриваются вопросы повышения надежности схем автоматического управления вентиляторных установок методом дублирования элементов. При этом не вскрываются причины, приводящие к отказам, а констатируется ненадежность работы данного элемента по ста-

тистике отказов. Если учесть увеличение сложности схемы за счет многоэлементности и дополнительных затрат на приобретение и установку этих элементов, то вопрос об экономической целесообразности подобного усложнения схемы остается спорным.

Одной из наиболее полных работ по систематизации вопросов надежности ШВГП за последнее время является монография [12]. Авторы приводят данные, характеризующие эксплуатационную надежность вентиляторных установок и реверсивных устройств. Большое внимание авторами уделяется вопросу повышения надежности вентиляторных установок в зимний период работы. Технические решения вопросов, поставленных авторами в работе, заключаются в конструктивных изменениях переключателей потока воздуха, что позволит снизить поток отказов, вызываемого обмерзанием каналов. Наиболее интересным представляется материал по технической диагностике: алгоритм поиска и устранения отказов. Для реализации алгоритма поиска авторами предлагается следующий путь: остановка агрегата и тщательный осмотр всего агрегата с участием слесарей, т.е. на результаты поиска неисправностей накладывается субъективные факторы, зависящие от квалификационного уровня и опыта слесаря, производящего осмотр.

Авторами указывается еще один путь сокращения времени поиска неисправностей, а именно: использовать стратегию поиска «по параметру», сущность которой заключается в непрерывном измерении одного или нескольких параметров элемента и выдача рекомендаций на проведение ремонтов в момент, когда значения измеренного параметра достигает критической величины. Однако, по мнению авторов «реализовать этот метод на вентиляторных установках чрезвычайно сложно». Эта мысль авторов поиска неисправностей «по параметру» заслуживает внимания, т.к. можно подобрать такой параметр слежения, который было бы удобно контролировать и в то же время, который бы объективно характеризовал техническое состояние агрегата во временном интервале.

Одним из таких параметров, на наш взгляд, может служить вибрация механической системы ШВГП [22]. Рассматривая детально стандарты в области диагностики машинного оборудования, автор приводит результаты по контролю технического состояния на основе анализа различных параметров, характеризующих работу ШВГП, из которого следует, что вибрация характеризует практически все изменения в вентиляторе. Это же позднее подтверждается в работе [23] (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Таблица контроля технического состояния вентиляторов (ISO 13380: 2002)

Неисправность	Симптом или изменение параметра								
	Утечка газа/жидкости	Линейный размер	Мощность	Давление или вакуум	Скорость	Вибрация	Температура	Загрязнение масла	Утечка масла
Повреждение рабочего колеса		*	*	*	*	*	*	*	
Повреждение уплотнения	*	*		*	*			*	
Погрешность формы рабочего колеса			*	*	*	*	*		
Повреждение подшипников		*	*		*	*	*	*	*
Износ подшипников		*				*	*	*	
Погрешность монтажа						*			
Дисбаланс						*			
Несоосность валов		*				*			

Наблюдение за изменением общего уровня вибрации позволяет оценить техническое состояние ШВГП, а наблюдение за изменением амплитуды различных гармонических составляющих в отдельных точках измерений – оценить дефект и степень его опасности. Это положение получило

реализацию в некоторых областях отечественной промышленности. В работах [24, 25] приводятся методики диагностики надежности эксплуатации двигателей внутреннего сгорания на основе анализа частотного спектра колебаний системы. Значительную работу в этой области проводит Сибирский филиал ВИМ сельского хозяйства АН СССР, которым была разработана и внедрена аппаратура САД – система акустической диагностики технических устройств [26]. В последнее время все чаще прибегают к оценке технического состояния механизма по его вибрационному уровню [27, 28, 29]. Параметры колебательного процесса фактически характеризуют динамическую индивидуальность технической системы, поэтому, располагая достаточной информацией о вибрационных процессах достаточно легко предсказать поведение системы в различных условиях.

Диагностика машинных агрегатов по параметрам механических колебаний нашла широкое распространение за рубежом, о чем свидетельствует заимствование международных стандартов ISO [23] для внутрироссийского применения. Ознакомление с фирменными каталогами, патентными и периодическими материалами позволило выявить 24 зарубежных фирмы, осуществляющие разработку и серийный выпуск аппаратуры для непрерывного контроля вибрации различного роторного оборудования: 13 европейских, 8 американских, 3 японских [30].

Кроме вышеперечисленных имеется ряд работ, в которых в той или иной степени освещены вопросы расчета показателей надежности, долговечности и ремонтпригодности горно-шахтного оборудования. В силу того, что результаты этих работ не могут быть использованы для оценки надежности ШВГП, автор не приводит их анализ.

1.2 Условия эксплуатации

Для поддержания нормальных климатических и санитарно-гигиенических условий в горных выработках при подземной добыче полезных ископаемых подача свежего воздуха в подземные выработки осу-

ществляется вентиляционными установками главного проветривания, смонтированными на поверхности у герметически закрытого вентиляционного ствола или штольни [31]. Обеспечению угольной и горнорудной промышленности средствами проветривания уделяется большое внимание. На шахтах и рудниках России эксплуатируется около 1500 вентиляторов главного проветривания с общей производительностью свыше 100 000 м³/с и установленной мощностью электродвигателей свыше 1 млн кВт. Вентиляционные установки с осевыми вентиляторами на шахтах и рудниках Кузбасса составляют свыше 35%, остальные – мощные центробежные вентиляторы типа ВЦ. В связи с высокими требованиями, предъявляемыми к надежности системы вентиляции, главные вентиляторные установки должны состоять из двух самостоятельных агрегатов, один из которых – резервный.

Увеличение глубины разработок и внедрение более производительных систем и добычных комплексов ведет к значительному увеличению пыли и газообильности участков и шахт в целом, что повышает требования к бесперебойной работе системы проветривания. Уменьшение вероятности загазовывания может быть достигнуто снижением количества перерывов проветривания и их продолжительности. На это влияет количество отказов вентиляторной установки и время, необходимое для восстановления работоспособности вентиляторной установки.

Увеличение мощности вентиляторных установок, повышение требований к надежности систем проветривания в сложных горно-геологических условиях месторождений и автоматизация производственных процессов в угольной и горнорудной промышленности ставят в первую очередь вопрос о надежности вентиляторных установок главного проветривания. Недостаточная надежность ШВГП стала одним из сдерживающих факторов при повышении уровня автоматизации вентиляторных установок.

Низкий уровень автоматизации вентиляторных установок объясняется ненадежной работой вентиляторного агрегата, отсутствием автоматической системы контроля технического состояния. Особенно высокую надежность должны иметь цепи дистанционного контроля и управления, т.к. отказ любого элемента этого узла приводит к полной дезинформации, неуправляемости и неконтролируемости основного объекта, создающего безопасные условия труда горнорабочих.

Исходя из условий эксплуатации установок главного проветривания и требований, предъявляемых к их работе, критериями для оценки надежности этих машин, по всей совокупности понятий, вкладываемых в понятие надежности, могут быть [18, 32]:

- вероятность безотказной работы $P(t)$;
- частота отказов $\omega(t)$;
- среднее время безотказной работы $T_{\text{ср}}$;
- среднее время восстановления работоспособного состояния $t_{\text{ср.в}}$.

Статистическая оценка вероятности безотказной работы в течение заданного интервала времени t определяется [33]

$$P(t) = \frac{N_0 - n(t)}{N_0}, \quad (1.1)$$

где N_0 – число испытываемых элементов;

$n(t)$ – число элементов, отказавших за время t .

Если вероятность отказа отнести к соответствующему интервалу времени, то получим новую количественную характеристику надежности – частоту отказов [34]

$$\omega(t) = \frac{n(t)}{N_0 \Delta t}, \quad (1.2)$$

где $\Delta t = t_2 - t_1$ – интервал времени наблюдений.

Чтобы приближенно оценить $\omega(t)$ из опыта, необходимо поставить под наблюдение большое число однородных объектов N_0 и зарегистрировать время работы каждого из них до момента отказа T . Полученные дан-

ные обработать методами математической статистики, т.е. построить гистограмму частот отказов.

Численное значение показателя надежности элемента можно выразить через среднюю наработку на отказ

$$T_{\text{ср}} = \int_0^{\infty} tf(t) dt. \quad (1.3)$$

К достоинствам принятых критериев следует отнести, прежде всего, то, что вероятность безотказной работы $P(t)$ характеризует надежность в функции времени. Статистическая аналогия вероятности безотказной работы может быть достаточно легко получена из опытных данных в любой момент времени для каждого из узлов машины. При наличии эмпирических функций надежности узлов можно вычислить и построить статистическую функцию распределения времени безотказной работы для машины в целом.

Частота отказов наиболее полно характеризует такое случайное явление, как время возникновения отказа.

Частота отказов может служить характеристикой надежности восстанавливаемых систем при том условии, что узел после отказа заменяется новым, что имеет место при эксплуатации ШВГП. В этом случае распределение времени до первого отказа, между первым и вторым отказами и т.д. подчиняется одному и тому же закону.

Среднее время безотказной работы является наиболее наглядной количественной характеристикой надежности [35]. Математическое ожидание времени безотказной работы машины от момента окончания $(k-1)$ восстановления до k -го отказа позволяет определить такие эксплуатационные параметры, как потребное количество запасных частей и межремонтные сроки.

Среднее время восстановления позволяет характеризовать машину с точки зрения ее ремонтпригодности. Среднее время восстановления – ма-

тематическое ожидание случайного процесса восстановления [34], может быть найдено путем обработки данных, полученных на действующих вентиляторных установках. Эта величина входит как один из компонентов в выражение для вычисления годовой стоимости эксплуатации, параметра, позволяющего сравнивать вентиляторы по их технико-экономическим показателям с учетом надежности и ремонтпригодности [36].

Выбор критериев надежности ШВГП predetermined методикой сбора и обработки статистических данных по отказам вентиляторных установок на угольных и горно-рудных предприятиях Кузбасса.

1.3 Структура парка ШВГП

Общее представление о структуре парка ШВГП дают сведения, приведенные в табл. 1. 3, 1.4 и 1.5.

Таблица 1.3

Структура парка установок главного проветривания с центробежными вентиляторами, эксплуатирующихся на шахтах и рудниках Кузбасса (по состоянию на 01.01.12)

Объединение	ВЦД-47,5Р	ВЦД-3,3	ВЦ-25	ВЦ-15	ВШЦ-16	УВЦГ-15
ОАО "Кузбассуголь"				6		
ОАО "СУЭК"		2	11	13	12	
г. Киселевск				15		
ОАО "Южкузбассуголь"	1			67	14	17
Итого	1	2	11	101	26	17

Таблица 1.4

Структура парка установок главного проветривания с осевыми вентиляторами, эксплуатирующихся на шахтах и рудниках Кузбасса (по состоянию на 01.01.12)

Объединение	ВОД-50	ВОД-40	ВОД-30	ВОД-21	ВОД-16	ВОД-11	ВОКД-3,6	ВОКД-3,0	ВОКД-2,4	ВОКД-1,8	ВУПД-2,8	ВУПД-2,4	ВУПДТ-2,4
ОАО "Кузбассуголь"		2					2				2		2
ОАО "СУЭК"	2	6	2	2	2		2	3		4		2	
ОАО "Сибирь-Уголь", г. Киселевск							6		6				
г. Киселевск		2		2			1		2				
ООО "Прокопьев-скуголь"	2	2	4			2	4	2		2	4		
ОАО "Южкузбассу-голь"	1	2	2	2			1	1	2				
ЗАО "Распадская"		4											
ОАО "Шахта им. Ленина"		1											
ОАО "Евразруда"			3	3			1		1				
Итого	5	19	11	9	2	2	17	6	11	6	6	2	2

Таблица 1.5

Структура парка установок главного проветривания с осевыми вентиляторами-спарками, эксплуатирующихся на шахтах Кузбасса (по состоянию на 02.04.2013)

ПРЕДПРИЯТИЕ		ТИП	МОЩНОСТЬ, кВт	КОЛ-ВО	ДАТА	
1.	Распадская угольная компания	шахта МУК-96	ВДК-8-№30	2x710	2	в работе с 05.2007
2.	Южкузбассуголь	шахта Ерунаковская-8	ВДК-12-№44	2x1600	2	в работе с 03.2007
3.	Южный Кузбасс	шахта Ольжерасская Новая	ВДК-8-№30	2x450	2	в монтаже с 11.2011
4.		шахта Сибиргинская	ВДК-8-№28	2x450	2	в работе с 05.2008
5.	Прокопьевскуголь	шахта Красногорская	ВДК-8-№32	2x560	2	в работе с 11.2009
6.		шахта Салек	ВК-8-№924	400	2	в перемонтаже.
7.		шахта Южная	ВДК-8-№31	2x630	2	в работе с 11.2008
8.		шахта Листвяжная	ВДК-12-№44	2x1250	2	в монтаже с 01.2012
9.	Промуглесбыт	шахта Колмогоровская-2	ВДК-8-№27	2x280	2	в работе с 08.2004
10.		шахта Разрез Инской	ВДК-8-№27	2x280	2	в поставке
11.	Северсталь	шахта Березовская	ВДК-10-№40	2x1600	2	в работе с 08.2006
12.	Сибуглемет	шахта Большевик	ВДК-10-№32	2x315	2	в работе с 03.2004
13.		шахта Талдинская-Южная	ВДК-8-№32	2x560	2	в работе с 03.2005
14.	Кузбассразрезуголь	Шахта Байкаимская	ВДК-8-№28	2x500	2	в работе с 05.2009
15.	филиал ОАО «Жокс»	Шахта им. С.Д. Тихова	ВДК-10-№38	2x1400	2	в поставке

1.4 Показатели использования ШВГП

Статистика отказов, являющаяся основой для определения количественных характеристик надежности, может быть получена либо путем проведения специальных испытаний, либо в результате анализа данных эксплуатации.

Для крупных стационарных машин, какими являются ШВГП, невозможно получить статистические данные путем проведения стендовых испытаний ввиду сложности и громоздкости стендов и их значительной энергоемкости.

Как показал опыт работы института «Донгипроуглемаш» [37], ИГМ им. М. М. Федорова [38] и других организаций, занимающихся вопросами надежности шахтных стационарных машин, статистические данные по условиям эксплуатации вентиляторных установок главного проветривания целесообразно получать путем сбора информации непосредственно на предприятиях, занимающихся их эксплуатацией и ремонтом. В основу сбора статистической информации по отказам ШВГП рудников нами была принята методика, разработанная институтом «Донгипроуглемаш» [38, 39].

При сборе данных по отказам шахтных вентиляторных установок регистрируются все отказы, как связанные с недостатками конструкции, дефектами изготовления, монтажа и наладки, так и те, которые являются следствием неправильной эксплуатации. Эти сведения могут быть получены, в основном, тремя путями.

1. На каждой вентиляторной установке ведется журнал ее работы, в котором фиксируется время пуска и остановки агрегата, указываются причины вынужденных простоев. Регистрируются виды ремонтных работ и их характер. По журналам сравнительно легко можно учесть машинное время и время восстановительных работ.
2. Во многих случаях ремонтные и наладочные работы ШВГП ведутся специализированными организациями. Взаимные расчеты предприятий

осуществляются на основе хоздоговорных обязательств с составлением актов приемки-сдачи выполненных работ. Акты и дефектные ведомости проведения ремонтных работ являются вторым источником сбора информации об отказах.

3. Протоколы испытаний вентиляторных установок служат третьим источником информации о надежности вентиляторов.

Статистические данные по эксплуатации и ремонту вентиляторных установок собраны за период с 1997 по 2012 год по всем объединениям Кузбасса.

Наблюдениями были охвачены 46 установок с осевыми и 12 с центробежными вентиляторами, от 5 до 16 вентиляторных установок каждого типа. Сведения из заполненных карт регистрации отказов комплектовались в сводные бланки. Было принято деление вентиляторной установки на ряд элементов, отказы которых приводят к значительным затратам времени на их восстановление. На основании предварительного анализа статистических данных к этим элементам были отнесены:

- вал вентилятора;
- опоры вала вентилятора;
- зубчатые муфты;
- промежуточный вал;
- электродвигатель;
- электрическая схема управления.

Для каждого из элементов фиксировались промежутки времени до первого отказа, интервалы времени между последующими отказами и затраты времени на восстановление отказавшего оборудования.

В связи со значительным объемом статистического материала была составлена картотека отказов механической и электрической систем, а также по элементам агрегата, что позволило значительно упростить обработку статистического материала, которая производилась по следующей

схеме: определялись критерии надежности элементов, затем узла, системы и установки в целом.

Расчеты выполнялись с учетом следующих допущений:

- отказы элементов являются событиями независимыми;
- элементы, отказ которых не ведет к отказу агрегата или отказы которых весьма маловероятны, не учитывались;
- рассмотренные элементы работают до первого отказа, т.е. восстанавливаемые элементы не накапливают остаточных дефектов.

Для установления эксплуатационной надежности исследуемых вентиляторных установок определялись следующие количественные характеристики надежности:

- вероятность безотказной работы $P(t)$ (рис. 1.1);
- коэффициент готовности K_G ;
- среднее время наработки на отказ T_{CP} (рис. 1.2);
- среднее время восстановления утраченной работоспособности $t_{CP.B.}$ (рис.1.3).

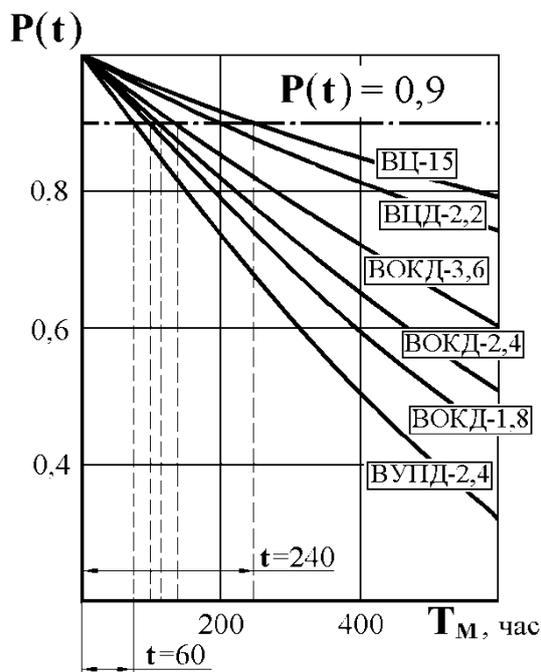


Рис. 1.1. Вероятность безотказной работы ШВГП

Количественные показатели надежности для вентиляторных установок главного проветривания в целом определились исходя из условий, что

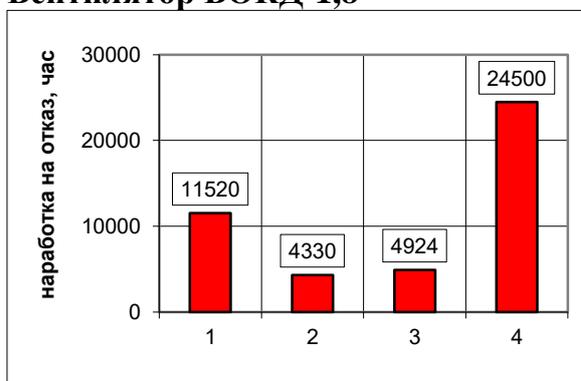
$$P_{\text{ВУ}} = \prod_i^k P_i, \quad (1.4)$$

где k – число элементов установки;

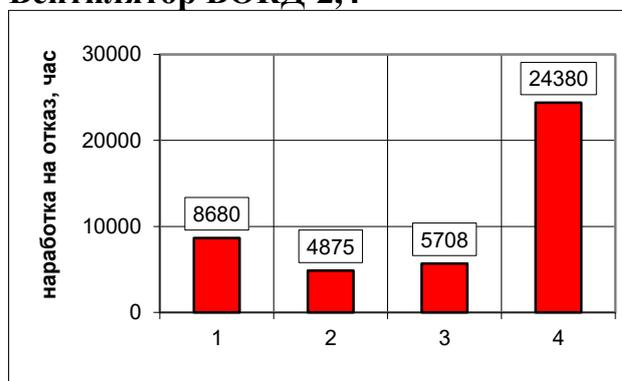
P_i – вероятность безотказной работы i -го элемента.

Суммарное время наработки (время работы всех установок за период наблюдения) составило 2 053 600 машино-часов, в течение которого зарегистрировано 2 048 отказов.

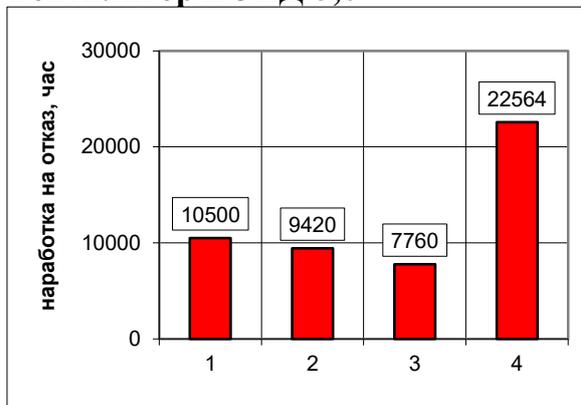
Вентилятор ВОКД-1,8



Вентилятор ВОКД-2,4



Вентилятор ВОКД-3,6



Вентилятор ВЦ-15

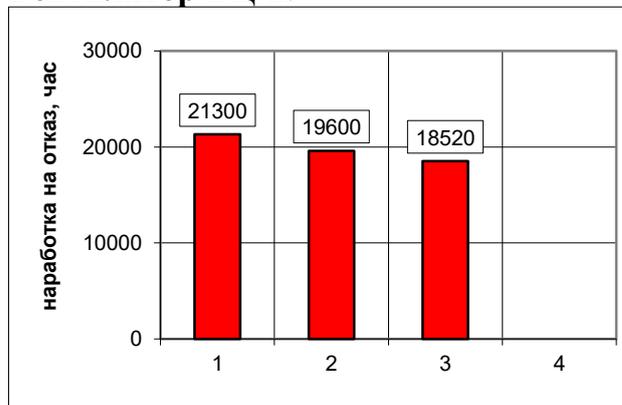
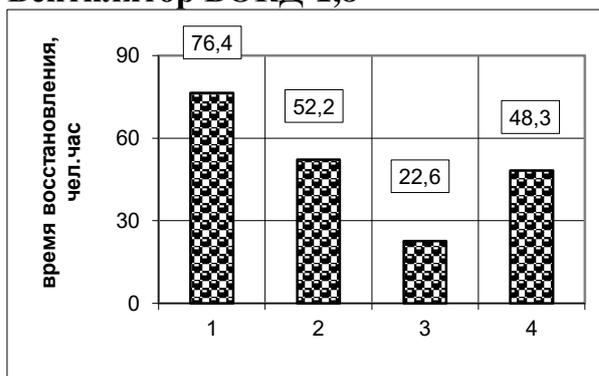


Рис. 1.2. Нарботка на отказ механического оборудования

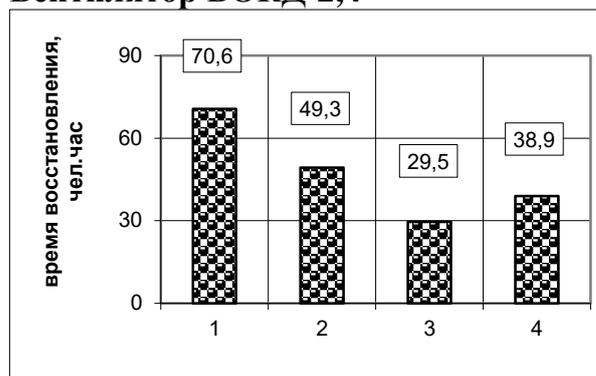
1 – ротор вентилятора; 2 – опоры ротора; 3 – зубчатые муфты;

4 – трансмиссионный вал

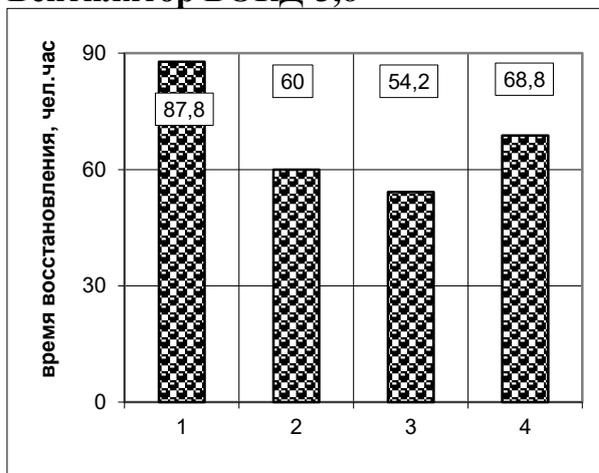
Вентилятор ВОКД-1,8



Вентилятор ВОКД-2,4



Вентилятор ВОКД-3,6



Вентилятор ВЦ-15

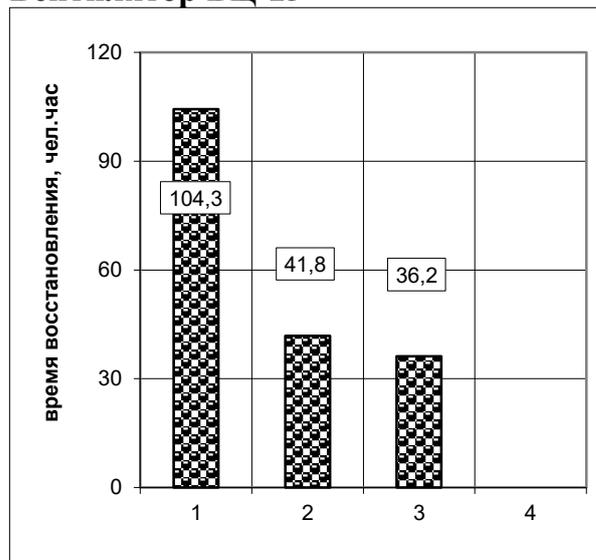


Рис. 1.3. Трудоемкость восстановления работоспособности

1 – ротор вентилятора; 2 – опоры ротора; 3 – зубчатые муфты;
4 – трансмиссионный вал

Из анализа результатов следует, что для поддержания вероятности безотказной работы $P(t)=0,9$, определяемой безопасностью ведения горных работ, необходимо проводить через каждые 60...240 часов эксплуатации профилактические осмотры и ремонты (рис. 1.1).

Наработка на отказ основных узлов вентиляторов, рассчитанная в соответствии с приведенной выше методикой, приведена в табл. 1.6 и 1.7.

В связи с особенностью проведения ремонтных работ на ШВГП, наработку на отказ основных узлов вентиляторов можно считать средним сроком их службы.

Таблица 1.6

Показатели надежности ШВП

Тип вентилятора	Объем выборки	Время эксплуатации T_m , маш-час	Время восстановления T_v , чел-час	Число отказов n	Наработка на отказ, T_m , маш-час	Среднее время восстановления ра- ботоспособности $t_{ср.в}$, чел-час	Коэффициент готовности K_g	Интенсивность потока отказов, $\lambda \cdot 10^{-3}$	Вероятность безотказной работы за 720 час, $P(t=720)$	Вид теоретического закона распределения $P(t)$	Достоверность соответствия теоретического закона распределения потока отказов экспериментальным данным	
											χ^2	$P(t)$
ВУПД-2,4	16	528000	33600	867	610	38,8	0,940	1,64	0,307	экспоненциальный	3,26	0,68
ВОКД-1,8	6	221900	7630	264	840	28,9	0,970	1,19	0,426		4,17	0,53
ВОКД-2,4	10	474000	16210	512	925	31,7	0,967	1,08	0,458		2,31	0,78
ВОКД-3,6	5	226200	7109	175	1294	40,6	0,984	0,78	0,571		3,14	0,69
ВЦ-15	7	367000	5333	114	3200	46,7	0,992	0,31	0,802		2,38	0,71
ВЦД-3,3	5	236500	5820	116	2040	50,2	0,987	0,49	0,706		3,09	0,87

**Фактический срок службы
основных элементов вентиляционных установок**

Тип вентилятора	Наработка на отказ, месяц						
	зубчатые муфты	подшипники	лопатки рабочих колес	вал вентилятора	трансмиссионный вал	рогор в сборе	агрегат в целом
ВУПД-2,4	4,85	4,30	6,10	22,75	19,80	11,40	0,87
ВОКД-1,8	6,84	6,00	8,92	24,60	34,10	16,00	1,17
ВОКД-2,4	7,92	6,76	7,04	24,90	33,50	12,05	1,28
ВОКД-3,6	10,75	13,10	10,81	28,10	31,30	14,60	1,80
ВЦ-15	25,70	27,10	13,70	21,48	-	29,60	4,45
ВЦД-3,3	19,20	19,30	16,20	19,60	-	14,70	2,84

В соответствии с ГОСТ 11004-84* [40] конструкция вентиляторов и в целом ШВГП должна обеспечивать срок их службы, равный 14 годам. Результаты статистического анализа отказов показали, что вероятность безотказной работы вентиляторных установок составляет для 18 месяцев эксплуатации $P(t=18 \text{ месяцев}) = 0,218$ [41].

Для того же времени вероятность безотказной работы вентиляторов типа ВОКД составляет $P(t=18 \text{ месяцев}) = 0,507$ (ВОКД-1,8), $P(t=18 \text{ месяцев}) = 0,510$ (ВОКД-2,4) и $P(t=18 \text{ месяцев}) = 0,560$ (ВОКД-3,6), что несомненно свидетельствует о более высокой надежности этих машин по сравнению с вентиляторами типа ВУПД.

В соответствии с [31] не реже 1 раза в 2 года должна производиться ревизия и наладка ШВГП специализированной бригадой. При этом должны устраняться замеченные дефекты монтажа и эксплуатации, заменяться детали и узлы, износ которых превосходит допустимую величину [42]. Благодаря этим мероприятиям вероятность безотказной работы вентиляторных установок повышается. Представляется правильным считать, в межремонтный период вероятность безотказной работы установки должна снижаться не более чем на 20% [10, 34], т.е. $P(t=24 \text{ месяца}) \geq 0,8$.

Для вентиляторов типа ВОКД, статистика отказов которых исследована в настоящей работе, величины вероятности безотказной работы вентиляторных установок значительно ниже 0,8 (табл. 1.8).

Таблица 1.8

Вероятность безотказной работы осевых вентиляторов

$P(t)$ \ Тип вентилятора	ВОКД-1,8	ВОКД-2,4	ВОКД-3,6
$P(t=12 \text{ месяцев})$	0,57...0,58	0,58...0,62	0,65...0,72
$P(t=24 \text{ месяца})$	0,39...0,43	0,46...0,49	0,51...0,58

Наиболее низкую надежность имеют вентиляторы ВОКД-1,8 и ВОКД-2,4. Среднее время безотказной работы основных узлов (зубчатых муфт и подшипников) этих вентиляторов составляет, соответственно, 6...7 месяцев и 8...9 месяцев.

Соответственно весьма мала вероятность безотказной работы этих узлов для интервала времени в 1 год - $P_{\text{ВОКД-1,8}}(t=12 \text{ месяцев}) = 0,57$, а $P_{\text{ВОКД-2,4}}(t=12 \text{ месяцев}) = 0,72$. Нельзя считать нормальным положением, при котором в течение 1 года работы выходят из строя зубчатые муфты и подшипники у 48% вентиляторов.

В течение 18 месяцев (гарантийный срок эксплуатации) приходится заменять зубчатые муфты у 54% вентиляторов ВОКД-1,8; у 38% вентиляторов ВОКД-2,4 и у 27% вентиляторов ВОКД-3,6 [41].

Причины низкой надежности обследованных машин можно сгруппировать следующим образом:

- компоновочные дефекты шахтных осевых вентиляторов;
- конструктивные недостатки и погрешности изготовления;
- некачественное обслуживание и эксплуатация.

В табл. 1.9 приведена статистика отказов вентиляторных установок, вызванных различными причинами.

Классификация отказов ШВГП

Причина отказов Тип вентилятора	компоновочные		конструктивные		обслуживание и эксплуатация	
	<i>n</i>	%	<i>n</i>	%	<i>n</i>	%
ВУПД-2,4	703	81	61	7	103	12
ВОКД-1,8	200	78	16	6	48	16
ВОКД-2,4	328	64	57	11	127	25
ВОКД-3,6	126	72	18	10	31	18

Основным компоновочным дефектом осевых вентиляторов является схема его монтажа, в которой привод находится со стороны всасывающего коллектора (рис. 1.4), а подводный канал имеет плавный изгиб в виде так называемой «гусиной шеи» [39, 87]. Такая схема монтажа вызывает следующие отказы вентиляционной установки:

- разрушение фундамента под приводом вентилятора;
- расцентровку валопровода вентиляторного агрегата;
- повышенную вибрацию электродвигателя и собственно вентилятора.

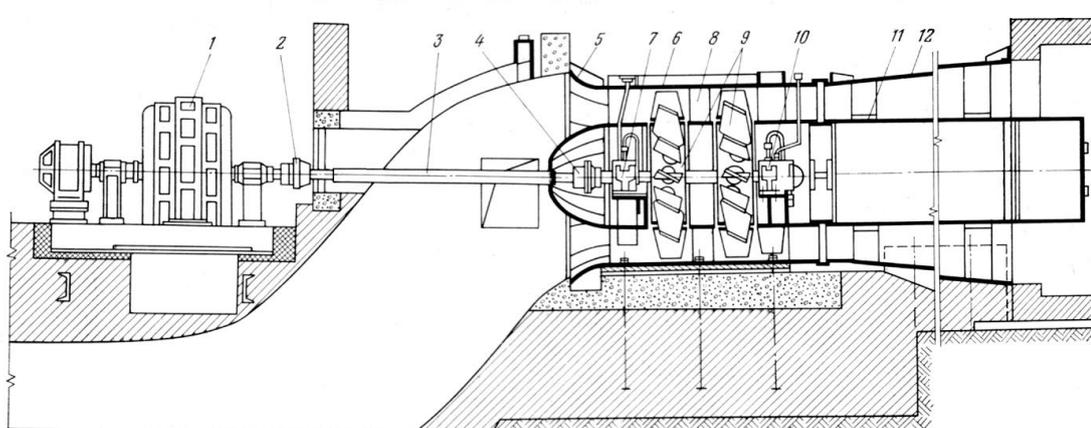


Рис. 1.4. Общая схема осевого вентилятора:

1 – электродвигатель; 2, 4 – соединительные муфты; 3 – промежуточный вал; 5 – коллектор; 6 – кожух; 7, 10 – подшипниковые опоры; 8 – спрямляющий аппарат; 9 – ротор; 11 – обечайка диффузора; 12 – внешний конус диффузора

Воздухоподводящий канал, располагаемый под приводным электродвигателем, ослабляет жесткость фундамента, делая его «подвесным». Аэродинамические колебания, возбуждаемые профильной решеткой вентилятора из-за нарушения поля скоростей воздушного потока на входе в конфузор, пе-

редаются на фундамент двигателя, на корпус собственно вентилятора и здание вентиляционной установки, ускоряя процесс их разрушения.

Наличие «гусиной шеи» требует значительной длины промежуточного вала, являющегося соединительным звеном между приводным электродвигателем и валом вентилятора. Передача крутящего момента осуществляется с помощью двух зубчатых муфт, которые, при значительной длине трансмиссионного вала ($L = 3,5 \dots 6,0$ м), практически не позволяют производить центровку с требуемым допуском [43]. Так, на шахте «Инская» (вентиляционный ствол с вентилятором ВОКД-3,6) после 20 дней эксплуатации вентилятор №1 вышел из строя из-за недопустимой вибрации, вызвавшей разрушение фундамента установки.

Расцентровка валопровода вентиляторного агрегата резко увеличивает интенсивность износа подшипников и зубчатых муфт. Так на ШВГП шурф №1 (ВОКД-2,4) шахта им. Кирова в течение 3 месяцев пять раз заменили баббитовые вкладыши подшипниковых опор двигателя, и только после качественной центровки нормализовалась работа установки.

Вредные последствия вызывает вибрация, возникающая от неравномерности поля скоростей воздушного потока при его воздействии на профильные решетки вентилятора. Вибрация аэродинамического характера, как правило, является высокочастотной и вызывает резонансные явления в лопатках рабочего колеса и спрямляющего (направляющего) аппарата. [42] Разрушение лопатки под действием резонансных колебаний начинается с появления трещин на хвостовике, которые, разрастаясь, приводит к поломке. Остальные лопатки разрушаются под воздействием механического удара от сломанной лопатки. Так на ШВГП шахты «Березовская (ВОД-40) трижды в течение года разрушались лопатки второй ступени, что приводило к выходу из строя вентилятора и деформации его корпуса, величина которой превышала величину допустимого зазора.

Главная опасность вибрационного воздействия высокочастотного характера представляет образование микротрещин, которые развиваясь, вызывают аварийный выход из строя вентиляционной установки на длительное

время. На рис. 1.5 показан типичный характер разрушения лопатки рабочего колеса под действием вибрации. Аналогичное действие оказывает вибрация аэродинамического характера на приводные электрические двигатели и возбуждители, вызывая разрушение обмоток, подшипников и соединительных муфт [45].

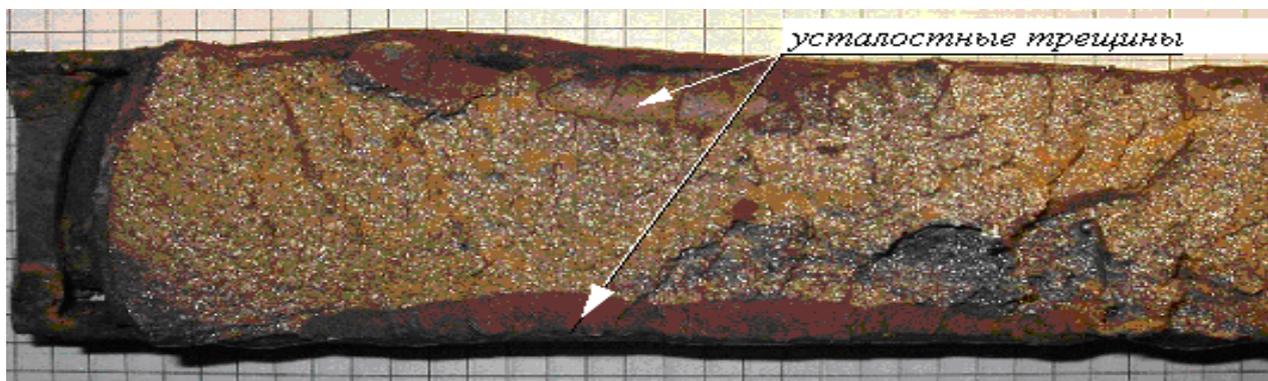


Рис. 1.5. Характер долома тела лопатки вентилятора ВОКД-3,6 под воздействием вибрации

Анализ статистики по отказам осевых вентиляторов показывает, что около 80% отказов являются результатом поломок и аварий, вызванных неудачной компоновочной схемой вентилятора (табл. 1.8).

К конструктивным недостаткам осевого вентилятора (серия К-06, К-84) следует отнести валопровод, состоящий из главного и трансмиссионного валов. Подшипниковые узлы главного вала расположены в труднодоступных для осмотра и ремонта местах. При этом подшипники практически обтекаются воздушным потоком шахтной атмосферы. Применяемые в подшипниковых узлах двухрядные сферические подшипники работают надежно и обеспечивают расчетную долговечность только при весьма тщательном их монтаже, обеспечивающим равномерное нагружение обоих рядов роликов подшипников [43]. Последнее достигается путем правильной выставки внутреннего и наружного колец подшипника, что может быть проверено по величинам радиальных зазоров между роликами и наружной обоймой. Поскольку конструкция подшипниковых узлов из-за глухой расточки не позволяет производить контроль правильности сборки, подшипники работают обычно со значительным перекосом. Другой причиной быстрого износа подшипников является несовершенство конструкции уплотнения, из-за чего на производ-

стве зачастую применяют консистентную смазку. По данным подшипниковой промышленности [46] износ подшипников при использовании консистентных смазок в 3...5 раза выше, чем при работе с жидкими маслами, вследствие того, что в маслах лучше оседают абразивные частицы.

Отмеченное особенно важно при работе подшипников шахтных вентиляторов, т.к. из шахтной воздушной струи в полость подшипников попадает абразивная породная пыль [47]. Необходимость применения жидкой смазки для подшипников рудничных осевых вентиляторов отмечается и в зарубежной технической литературе [48].

Существенным конструктивным недостатком подшипниковых опор является отсутствие виброизолирующих устройств. Поскольку местом формирования механических и аэродинамических колебаний является ротор вентилятора, то виброизоляционная развязка позволила бы предохранить элементы статора и фундамента от их вредного воздействия. Подобные конструктивные разработки можно видеть на зарубежных осевых ШВГП [49].

Крепление лопаток рабочих колес к ободу, выполненное в виде конусных затворов, работает сравнительно надежно, но отдельные лопатки после месяца эксплуатации вентилятора разворачиваются на $\pm (4...5)^\circ$ от начального положения, что также снижает долговечность подшипников за счет повышения уровня вибрации ротора [49, 88]. В тяжелых условиях работают также и трансмиссионные валы, представляющие собой зубчатые муфты с большой базой. Причиной преждевременного выхода из строя зубчатых муфт является, чаще всего, нарушение центровки валов, которая зачастую обуславливается просадкой фундамента приводного электродвигателя осевого ШВГП (это вызывает компоновочная схема осевого ШВГП). ГОСТом оговаривается допустимая для зубчатых муфт величину перекоса $30'$ (минут), что соответствует раскрытию торцевого зазора, равного 0,87 мм на каждые 100 мм диаметра [43]. Но можно утверждать, что для таких машин, как вентиляторы, которые имеют непрерывный длительный режим работы, оговоренная ГОСТом величина перекоса совершенно недопустима, т.к. при этом долговечность зубчатых муфт резко снижается [43].

Увеличению срока службы зубчатых муфт способствует строгое соблюдение режима смазки. Как бы точно ни были отцентрованы валы, все же имеется остаточный перекос, в результате которого происходит непрерывное относительное перемещение зубьев втулки и обоймы. Для уменьшения износа зубьев зона контакта должна быть непрерывно покрыта масляной пленкой, т.е. трение должно быть жидкостным [19, 50]. Многочисленными исследованиями и практикой эксплуатации установлено, что наименьший износ зубьев имеет место при применении жидких смазок [51]. Однако применение жидкой смазки в зубчатых муфтах осевых вентиляторов сдерживается низким качеством уплотнений. Применение уплотнений типа УМТ при относительном перекосе зубчатой втулки и муфты отходят от уплотняемой поверхности, в связи с чем, смазка вытекает через образующийся зазор. Примером короткого срока службы зубчатых муфт осевых вентиляторов может служить вентиляционная установка с вентилятором ВОКД-3,6 на шахте «Сычевская», где в течение пяти месяцев трижды меняли зубчатые муфты. За этот же период 5 раз отказывал возбудитель, при этом отмечался высокий уровень вибрации вентиляционной установки.

К недостаткам изготовления может быть отнесено то, что на заводах-изготовителях не производят балансировку рабочих колес и валов (сделать это крайне проблематично из-за присутствия в новых валах вентиляторов внутренних напряжений после термической и кузнечной обработки) [48].

Зубчатые муфты выпускаются так же без проведения какой-либо балансировки, поскольку до сих пор считается, что балансировку заменяет токарная обработка с допусками на размеры, контроль которых осуществляется ОТК.

Запасные части изготавливаются в РМЦ потребителей или, в лучшем случае, в ЦЭММ, что значительно снижает качество изготовления (см. табл. 1.10).

Срок службы зубчатых муфт осевых вентиляторов

Наименование предприятия-изготовителя	Тип муфты	Общее количество в эксплуатации в течение года	Средний срок службы, месяц
Каменский машзавод	М 2,4-03	6	11,4
ЦЭММ	М 2,4-03	18	3,8

Основной причиной низкой надежности зубчатых муфт местного производства является неудовлетворительная термообработка трущихся поверхностей из-за отсутствия в ЦЭММ необходимого оборудования.

Следует также отметить, что конструктивные недостатки и погрешности изготовления проявляются в период приработки машины после замены соответствующих узлов и элементов установки. Кроме того, значительно бóльшая частота отказов из-за конструктивных недостатков имеет место по истечении 12...18 месяцев, когда причиной поломки являются износ и усталость, вызванные конструктивными недостатками и погрешностью изготовления.

Анализируя статистику отказов ШВГП можно выделить три периода их эксплуатации:

- приработочный T_1 ;
- нормальной эксплуатации T_2 ;
- износный T_3 .

За первые 8 месяцев эксплуатации после ввода установки поток отказов растет, а наработка на отказ является величиной малой (см. рис. 4.1). Этот период называется приработочным, при котором проявляются недостатки строительно-монтажных работ, конструктивных недостатков элементов и узлов, а также погрешности изготовления. На этот период падают наиболее тяжелые и продолжительные аварии. Так, например, при запуске вентиляторной установки на шахте «Красный Углекоп» (ВЦ-15) вышел из строя ротор из-за значительной расцентровки ($\delta = 13$ мм) валов и недостаточной массы

фундамента под опорой №2 (со стороны приводного двигателя). При тщательном анализе аварии была вскрыта причина - неправильная технология возведения фундамента под опоры вентилятора. Запуск в эксплуатацию вентиляторной установки был задержан на 2 месяца.

Второй период характерен постоянной наработкой времени на отказ – период нормальной эксплуатации. Причем для различных шахт и рудников величина интенсивности отказов λ различна и зависит от культуры обслуживания вентиляторных установок службой главного механика. Анализируя статистику отказов этого периода по отдельным агрегатам, следует отметить, что после проведения средних и капитальных ремонтов отмечается некоторое возрастание интенсивности потока отказов, что подтверждает тезис о том, что любое ремонтное воздействие вызывает некоторое уменьшение вероятности безотказной работы $P(t)$ [18, 52].

Третий период эксплуатации характеризуется резким увеличением потока отказов. Рост интенсивности потока отказов и снижения времени наработки на отказ вызывается износными и усталостными разрушениями. При достижении этого времени необходимо производить средние и капитальные ремонты с заменой основных узлов и элементов установки. Для различных видов вентиляторов периодичность ремонтов различна и характеризуется сроком службы элементов (табл. 1.11).

Таблица 1.11

Сроки службы элементов осевых вентиляторов, месяц

Элемент Тип вентилятора	Лопатка рабочего колеса	Зубчатая муфта	Подшипники ротора	Вал венти- лятора	Ротор в сборе
ВУПД-2,4	6...7	4...5	4...6	12...24	12...24
ВОКД-1,8	9...10	6...8	6...8	24...30	16
ВОКД-2,4	7...10	7...9	6...8	24...30	12...24
ВОКД-3,6	10...12	10...12	12...16	28...40	14...20
Нормированный срок службы эле- мента	12...60	24...60	12...48	120	60

Одним из наиболее важных показателей качества ремонта является ремонтпригодность вентиляторной установки. Ремонтпригодность – это приспособленность к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов. Под устранением отказов понимается восстановление работоспособного состояния.

Показателями ремонтпригодности являются:

- среднее время восстановления;
- вероятность выполнения ремонта в заданное время;
- средняя стоимость технического обслуживания.

Анализ статистики отказов и затрат на их восстановление по элементам вентиляторных установок, приведенный в табл. 1.12, показывает, что наиболее трудоемкие работы по восстановлению работоспособности связаны с выходом из строя подшипниковых опор и зубчатых муфт, а также демонтаж ротора.

Таблица 1.12

Показатели ремонтпригодности элементов осевого вентилятора
(объем выборки $N = 10$ машин)

Показатели Элементы надежности	$\Sigma T_{\text{восст}}$, чел-час	n	$t_{\text{ср.восст}}$, чел-час	$P(t=24$ час)
Ротор вентилятора	3810	54	70,6	0,761
Подшипниковые опоры	4780	97	49,3	0,768
Зубчатые муфты	2450	83	29,5	0,873
Трансмиссионный вал	740	19	38,9	0,772
Механическая часть в целом	11780	253	46,5	0,394
Электропривод	2470	64	38,6	0,880
Система управления ВУ	1960	195	10,0	0,930
Электрическая часть в целом	4430	259	17,1	0,820
ШВГП в целом	16210	512	31,7	0,322

В таблице приняты следующие обозначения:

$\Sigma T_{\text{восст}}$ – суммарное время восстановления за период наблюдения;

n – число отказов;

$t_{\text{ср.восст}}$ – среднее время восстановления;

$P(t=24 \text{ час})$ – вероятность выполнения ремонта за 24 час (время отводящееся на профилактический ремонт вентилятора графиком ППР).

В общем для всех ШВГП, за которыми производились наблюдения, следует отметить их низкую надежность по сравнению с требуемой по правилам безопасного ведения горных работ [21], которая должна быть $P(t=720 \text{ час}) \geq 0,9$. Низкая вероятность безотказной работы вентиляторов является следствием технологических и конструктивных недостатков, а также неудачной схемой компоновки осевого вентилятора главного проветривания.

1.5 Цель и задачи исследования

На основании выполненного обзора можно сформулировать цель диссертационного исследования: разработать методику и систему мониторинга и диагностики технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса ШВГП по параметрам механических колебаний на основе выявленных закономерностей функционирования ШВГП, проявляющихся в вибрационных процессах на его опорах.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

1. Исследовать процессы возникновения механических колебаний в ШВГП и выявить их влияния на техническое состояние механического оборудования.
2. Разработать критерии и признаки неисправного состояния ШВГП, проявляющиеся в вибрационных процессах, формирующихся на опорных узлах вентиляторных установок.
3. Разработать методические основы диагностики ШВГП по параметрам механических колебаний и мониторинга их технического состояния.
4. Разработать методику вибродиагностики ШВГП на основе современных методов и средств и провести её промышленную апробацию.

1.6 Основные итоги и выводы

1. Повышение требований к надежности проветривания горных выработок при интенсификации технологических процессов выдвигает на первый план проблему надежности и эффективности ШВГП. Недостаточная надежность и эффективность стала одним из сдерживающих факторов при повышении добычи на горных предприятиях Кузбасса.
2. Анализ результатов обработки статистических данных по отказам показал низкую вероятность безотказной работы осевых ШВГП ($\leq 0,6$) по сравнению с допустимой вероятностью безотказной работы ($\geq 0,9$).

Основными причинами отказов являются:

- нерациональная схема компоновки агрегата осевого вентилятора;
 - отсутствие надлежащей системы контроля за техническим состоянием основных узлов и агрегатов шахтных вентиляторов главного проветривания;
 - конструктивные и технологические дефекты изготовления и монтажа в условиях эксплуатации агрегата;
 - низкая культура обслуживания;
 - низкая ремонтпригодность отдельных узлов и агрегатов вентиляционной установки.
3. В настоящей работе автором ставится задача разрешения следующих вопросов:
 - определение критериев и характеристик для количественной оценки технического состояния ШВГП, находящихся в эксплуатации;
 - создание методических основ системы мониторинга и диагностики технического состояния шахтных вентиляторов главного проветривания;
 - разработка методических основ для прогнозирования остаточного ресурса действующих ШВГП на основе мониторинга их технического состояния;
 - апробация в производственных условиях методики диагностики технического состояния.

2. УРАВНЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

2.1 Предварительные замечания

Параметры колебательного процесса фактически характеризуют динамическую индивидуальность технической системы. Если располагают достаточной информацией относительно этих характеристик системы, то удастся предсказать поведение системы в различных условиях. К параметрам вибрации, прежде всего, следует отнести амплитудно-частотную характеристику. Общий уровень вибрации установки представляет собой сумму форм колебаний отдельных элементов, составляющих динамическую систему. Имея индивидуальную вибрационную характеристику каждого узла и элемента конструкции, можно проводить анализ технического состояния всего агрегата. Из общего сигнала следует выделить форму колебания строго фиксированной частоты, сравнить этот сигнал с индивидуальной вибрационной характеристикой элемента и произвести оценку его технического состояния. То есть для постановки диагноза о техническом состоянии того или иного узла шахтного вентилятора главного проветривания необходимы карты распознавания предполагаемой неисправности.

В зарубежной периодической литературе последних лет, посвященных вопросам обнаружения дефектов работающих машин на ранних стадиях при помощи виброизмерительной аппаратуры, приводятся данные по диагностике состояния различных роторных машин, схемы распознавания дефектов, в которых указана причина вибрации и соответствующий ей характер [30, 51].

В соответствии с этими схемами наблюдение за изменением общего уровня вибрации позволяет оценить состояние машины, а наблюдение за изменением амплитуды различных гармонических составляющих в отдельных точках измерения – выявить причину дефекта, приведшего к повышению общего уровня вибрации, и оценить степень его опасности.

Проведение работ по диагностике вибрационного состояния вентиляторов является одним из видов исследований, направленных на повышение надежности их работы. Использование коллекторов/анализаторов данных на

основе быстрого преобразования Фурье (БПФ) позволяет производить частотный анализ колебательных процессов в любой точке измерения по выбору оператора, что открывает путь к раннему обнаружению неисправностей и к принятию обоснованных и своевременных решений о необходимости останова агрегата в ремонт или техническое обслуживание, к сокращению времени простоя вентилятора в ремонте [52].

Одним из наиболее сложных вопросов при реализации системы технической диагностики, является составление карт распознавания. Наиболее реальный путь при решении этой задачи заключается в определении амплитудно-частотной характеристики элементов вентиляторной установки расчетным путем. Амплитудно-частотная характеристика при этом примет идеализированный вид, т.к. теоретический расчет позволяет исключить внешние факторы воздействия на узлы других вибраций, возбуждаемых в вентиляторной установке.

В технической литературе известны методы расчета колебательных процессов технических систем [53-56]. Не останавливаясь на анализе всех методов расчета параметров вибрации, укажем метод А. Stodola [57], метод А. Н. Крылова (метод начального параметра) [58], приближенные методы расчета собственных частот поперечных колебаний роторов [59].

В настоящей работе реализуется метод интегральных уравнений [59]. Целью расчета параметров колебательного процесса является определение собственных и вынужденных форм колебаний элементов и узлов вентиляторного агрегата для установления технического диагноза системы в период эксплуатации.

2.2 Вывод уравнения механических колебаний основных узлов вентиляторной установки

Схему осевого вентилятора можно разделить условно на 4 узла, вызывающих вибрацию установки (рис. 2.1).

Это, прежде всего:

- ротор приводного двигателя, представляющего двухопорный вал с распределенной массой по его длине (позиция 1);

- зубчатые муфты с внутренним зацеплением (позиции 2 и 4);
- трансмиссионный вал (позиция 3);
- ротор вентилятора (двухпорный вал, на котором жестко закреплены два рабочих колеса с набором рабочих лопаток, позиция 5).

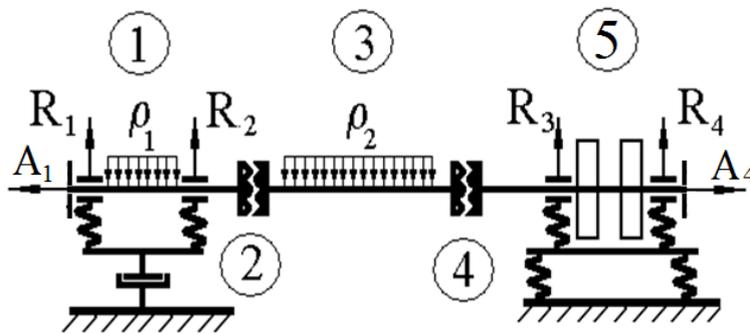


Рис. 2.1. Расчетная эквивалентная схема осевого шахтного вентилятора К-06, К-84.

Не следует, конечно, забывать о вредных последствиях, которые налагают на общий уровень вибрации всей установки фундамент, корпус вентилятора, элементы диффузора, вентиляционные воздухоподводящие и отводящие каналы и другие элементы динамической схемы. Все вышеперечисленные элементы могут оказывать лишь вторичное воздействие на колебательный режим всей установки. Вторичное воздействие, чаще всего, проявляется как дополнительные наложения на основную форму колебания. Однако в дальнейшем ограничимся рассмотрением механических колебаний только вращающихся элементов и возникновением вихрей при обтекании воздушным потоком лопастей, которые могут вызвать резонансные явления в рабочих лопатках.

Выделенные узлы динамической системы вентиляционной установки представляют собой вращающиеся элементы с различными внешними нагрузками, поэтому, с небольшим допущением, их можно принять за вращающийся вал с жестко насаженными на нем дисками (сосредоточенная нагрузка) или с массой, распределенной по всей длине вала [93]. Рассмотрим колебательную систему, представляющую собой вращающийся вал, к произвольному сечению которого приложены различные внешние периодические нагрузки (рис. 2.2).

$$\left. \begin{aligned} P(z, t) &= P(z) \sin k\omega t; \\ M(z, t) &= M(z) \sin k\omega t; \\ \rho(z, t) &= \rho(z) \sin k\omega t; \\ \mu(z, t) &= \mu(z) \sin k\omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Выражение (2.1) можно представить через обобщенную интенсивность, что упростит последующие рассуждения

$$\left. \begin{aligned} \rho(z, t) &= \rho_{\Sigma}(z) \sin k\omega t; \\ \mu(z, t) &= \mu_{\Sigma}(z) \sin k\omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

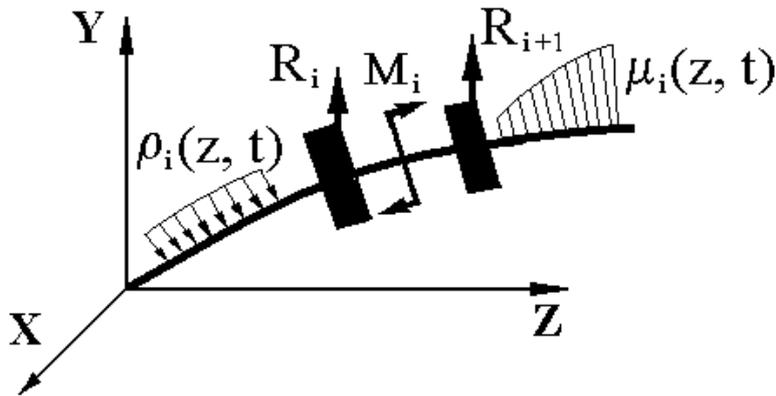


Рис. 2.2. К выводу уравнения колебаний вращающегося вала

Под действием этих нагрузок вращающийся вал будет совершать сложное движение – колебание относительно оси, проходящей через опоры. Скорость колебания системы равна круговой частоте действующих нагрузок $k\omega$, а интенсивность вибрации определяется жесткостными и массовыми характеристиками системы и амплитудой действующих сил и моментов, которые в проекции на оси X и Y будут равны

$$\left. \begin{aligned} \rho_{\Sigma x}(z) &= \rho_{\Sigma} \cos k\omega t; \\ \rho_{\Sigma y}(z) &= \rho_{\Sigma} \sin k\omega t; \\ \mu_{\Sigma x}(z) &= \mu_{\Sigma} \sin k\omega t; \\ \mu_{\Sigma y}(z) &= \mu_{\Sigma} \cos k\omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

Связь между изгибающим моментом и прогибом сечения определяется соотношением [55]

$$EI \frac{d^2 u}{dz^2} = M, \quad (2.4)$$

где: u – прогиб сечения в направлении оси Y ;

EI – жесткость сечения на изгиб, $\text{H}\cdot\text{м}^2$.

Дифференциальная зависимость между внешними нагрузками, действующими на балку, и внутренними силами может быть представлена выражением [69]

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z^2} = g + M^*, \quad (2.5)$$

где g, M^* – соответственно сила инерции и инерционный момент элемента, которые определяются по известным выражениям

$$\left. \begin{aligned} g &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \\ M^* &= M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial z}. \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

В уравнении (2.5) подставим значение g и M^* из (2.6), получим уравнение движения колеблющейся балки с учетом инерции поворота

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z^2} = -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial z}. \quad (2.7)$$

По аналогии выражения (2.7) запишем все поперечные нагрузки (2.3), действующие на вращающийся вал:

$$\left. \begin{aligned} EI \frac{\partial^4 x}{\partial t^2 \partial z^2} &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 y}{\partial t^2 \partial z} + \rho_{\Sigma x} - M_{\Sigma y}^* \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}; \\ EI \frac{\partial^4 y}{\partial t^2 \partial z^2} &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + M_{\Sigma}^* \frac{\partial^3 x}{\partial t^2 \partial z} + \rho_{\Sigma y} - M_{\Sigma x}^* \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Система дифференциальных уравнений (2.8) в общем виде является исходным уравнением вынужденных изгибных колебаний вращающегося вала, которое позволяет определить величину перерезывающего усилия $Q(z)$ и изгибающий момент $M(z)$ в текущем сечении:

$$Q(z) = (k\omega)^2 \left(\int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) + \int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i - M_{\Sigma}^*, \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} M(z) &= (k\omega)^2 \left[\int_0^z \left(\int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) dz \right. \\ &\quad \left. + \int_0^z \left(\int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i \right) dz - \int_0^z M^* dz - \sum_1^i M_i \varepsilon_i \right] \end{aligned} \quad (2.10)$$

где ρF – погонная масса, кг/м;

$k\omega$ – круговая частота колебаний, рад/с;

m_i – масса, кг;

P_i – сосредоточенные внешние силы, Н.

Определение перерезывающего усилия и изгибающего момента необходимо при производстве балансировки вращающихся систем. Нам же в большей мере интересует амплитудно-частотная характеристика колеблющейся системы. Такая характеристика может быть получена из уравнения (2.10) путем двойного интегрирования. При этом следует помнить, что распределенные моментные и инерционные нагрузки действуют лишь на величину общего уровня вибрации, а на характер изменения не оказывают влияния, поэтому для упрощения математических преобразований их не учитываем. Поэтому уравнение вынужденных колебаний под действием возмущающей нагрузки, после проведения несложных математических преобразований, можно записать

$$\begin{aligned} Y(z) = & (k\omega)^2 \iint_z \left[\left(\int_0^z \rho F_y dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) dz + \sum_1^i I_{\partial i} y_i \varepsilon_i \right] \frac{dz^2}{EI} \\ & + \iint_z \left[\left(\int_0^z \sum_1^i P_i \varepsilon_i \right) dz \right] \frac{dz^2}{EI} \\ & + \iint_z \left(\sum_1^i M_i \varepsilon_i \right) \frac{dz^2}{EI} + \frac{dy(0)}{dt} + y(0). \end{aligned} \quad (2.11)$$

Уравнение (2.11) представляет зависимость параметров колебательного процесса вращающейся системы от внешних динамических нагрузок. При этом следует отметить, что в него входят лишь геометрические и массовые параметры вращающейся системы. Динамическая схема вентиляторной установки, представляющая в настоящей работе предмет исследований, в основном состоит из вращающихся элементов, следовательно, частное решение уравнения (2.11) может быть использовано для анализа амплитудно-частотных характеристик. Ниже приводятся уравнения трансмиссионного

вала, ротора вентилятора, зубчатых муфт и ротора двигателя на подшипниках скольжения.

2.3 Интегральное уравнение прогиба вращающегося трансмиссионного вала осевого вентилятора

У шахтных осевых вентиляторов серии К-06 и К-84 промежуточный вал не имеет непосредственной опоры, а подвешивается на зубчатых муфтах со стороны приводного электродвигателя и ротора вентилятора [94]. Рассмотрим колебательную систему безопорного вращающегося вала, схема которого и внешние нагрузки на который приведены на рис. 2.3.

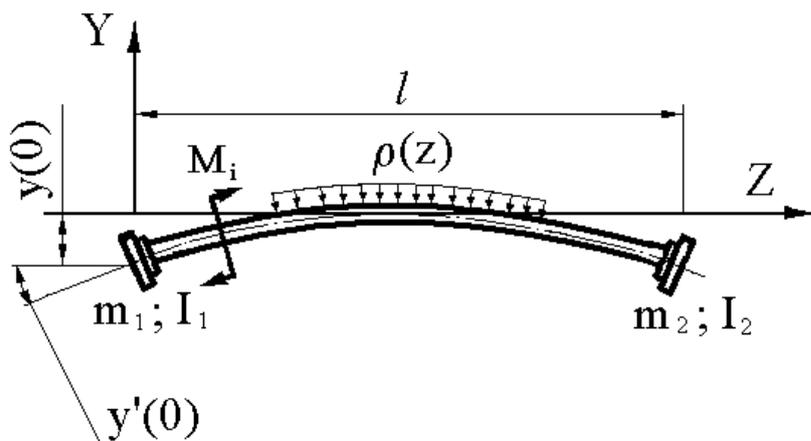


Рис. 2.3. К выводу уравнения колебаний трансмиссионного вала

В соответствие с формулой (2.10) изгибающий момент в текущем сечении Z системы будет равен

$$M(z) = (k\omega)^2 \left\{ \int_0^z \left[\int_0^z \rho F y dz + m_1 y_1 \varepsilon_1 + m_2 y_2 \varepsilon_2 + \int_0^z \left(\int_0^z \rho dz + P\varepsilon \right) dz \right] dz \right\} + M_{кр} \varepsilon. \quad (2.12)$$

В сокращенном виде можно записать

$$M(z) = (k\omega)^2 M_Y + M_0. \quad (2.13)$$

Для определения амплитуды прогиба вращающегося вала освобожденного от опор подставим значение $M(z)$ из (2.13) в основное уравнение изгиба вала (2.7) и дважды проинтегрируем

$$y(z) = \omega^2 \iint_z \frac{M_Y}{EI} dz^2 + \iint_z \frac{M_0}{EI} dz^2 + \frac{dy(0)}{dt} + y(0). \quad (2.14)$$

Амплитуда вибрации трансмиссионного вала зависит от геометрических параметров и от величины небаланса $y(0)$. Колебания происходят на частоте приложенных внешних нагрузок. Решение уравнения (2.14) позволяет определить максимальную точку прогиба вала и узловые точки, при которых $y(z)=0$.

2.4 Интегральное уравнение прогиба вала вентилятора (ротора)

Конструкционное исполнение вала осевого вентилятора заключается в следующем: на валу жестко крепятся два рабочих колеса с набором профильных лопаток, вал опирается на фундамент посредством подшипниковых опор. На величину амплитуды колебания могут оказывать влияние аэродинамические силы, возникающие от воздействия воздушного потока на рабочую лопатку вращающегося ротора. Консольная часть вылета вала от радиального подшипника до соединительной муфты может также влиять на форму колебания, однако ввиду незначительной массы по сравнению с массой вала и дисков рабочих колес, в расчете ими можно пренебречь, что позволит несколько упростить математические выкладки при определении уравнения прогиба вращающегося двухопорного вала от воздействия внешних нагрузок, приведенных на рис. 2.4.

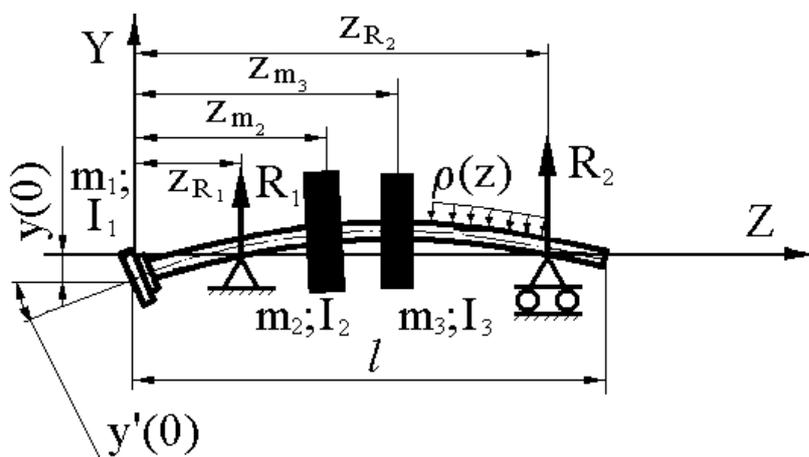


Рис. 2.4. Расчетная схема вала ротора вентилятора

В соответствии с формулой (2.10) изгибающий момент в текущем сечении z системы запишется:

$$\begin{aligned}
M(z) = & R_1(z - z_{R_1})\varepsilon_{R_1} + R_2(z - z_{R_2})\varepsilon_{R_2} \\
& + \omega^2 \int_0^z \left(\int_0^z \rho F dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) dz \\
& + \int_0^z \left(\int_0^z \rho dz + \sum_1^i P_i \varepsilon_i \right) dz - \sum_1^i M_i \varepsilon_i.
\end{aligned} \tag{2.15}$$

Если начало координатной оси совместить с подшипниковой опорой, то можно упростить выражение для амплитуды прогиба вала в сечении z . При этом примем во внимание, что R_1 и R_2 могут быть определены из условия равенства нулю $Q(z)$ и $M(z)$ в сечении $z=l$. С учетом вышесказанного интегральное уравнение двухопорного вала запишется:

$$y(z) = \omega^2 \left(\iint_0^z \frac{M_y}{EI} dz^2 - \int_0^l \int_0^z \frac{M_y}{EI} dz^2 \right) + \left(\iint_0^z \frac{M_0}{EI} dz^2 - \int_0^l \int_0^z \frac{M_0}{EI} dz^2 \right). \tag{2.16}$$

Следовательно, вынужденные колебания двухопорного жесткого вала совершаются с частотой приложенного усилия (оборотной). Амплитуда колебания пропорциональна приложенному усилию и геометрическим параметрам вращающейся системы. Узловыми точками колеблющейся системы являются точки опора вала. Уравнение (2.16) определяет величину прогиба вала в переменном сечении z для идеальной уравновешенной вращающейся системы с конечным числом приложенных внешних возмущающих усилий. При эксплуатации роторных агрегатов практически не существуют системы полностью уравновешенные, это связано с технологией изготовления и динамикой вращающихся масс. Тем более это относится к роторам шахтных вентиляторов, имеющим массу от 1000 до 2300 кг. Поэтому более актуальным является определение уравнения колебания вращающейся системы вследствие несбалансированности. В этом случае внешние нагрузки определяются по следующим выражениям

$$\left. \begin{aligned} g_x &= -m_{\Sigma} \frac{d^2 x_c}{dt^2}; \\ g_y &= -m_{\Sigma} \frac{d^2 y_c}{dt^2}; \\ M_x^* &= - \left(M_{\Sigma x}^* \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + M_{\Sigma z}^* \frac{dx}{dt} \right); \\ M_y^* &= - \left(M_{\Sigma y}^* \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + M_{\Sigma z}^* \frac{dy}{dt} \right), \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

где: x_c, y_c – координаты центра тяжести несбалансированной системы (рис. 2.5), которые определяются как

$$\left. \begin{aligned} x_c &= x + e \cos \omega t; \\ y_c &= y + e \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

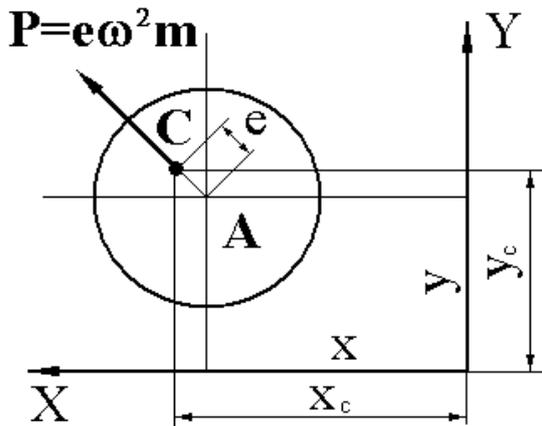


Рис. 2.5. Схема координатных осей вращающегося неуравновешенного ротора

Внеся в (2.17) значения координат x_c, y_c из (2.18) получим

$$\left. \begin{aligned} g_x &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \omega e \cos \omega t; \\ g_y &= -m_{\Sigma} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + e \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2.19)$$

С учетом внешних нагрузок из (2.19) выражение (2.7) можно записать в виде

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 u}{\partial t^2 \partial z^2} &= \omega^2 m_x \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{d(-\omega^2 m_{\Sigma y} dy/dt + \omega^2 m_{\Sigma x} dy/dt)}{dt} \\ &+ \omega^2 m_x e, \end{aligned} \quad (2.20)$$

т.е. выражение (2.20) является исходным дифференциальным уравнением колебаний неуравновешенной вращающейся системы. По аналогии (2.10) изгибающий момент, возникающий вследствие статической и динамической неуравновешенности, запишется в виде

$$M(z) = \omega^2 \int_0^z \left(\int_0^z \rho F dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i + \sum_1^i I_{\partial i} y_i \varepsilon_i \right) dz + \omega^2 \int_0^z \left(\int_0^z \rho F e dz + \sum_1^i m_i e_i \varepsilon_i \right) dz. \quad (2.21)$$

Интегральное уравнение вынужденных колебаний вращающегося двухопорного вала под действием несбалансированности запишется

$$y(z) = \omega^2 \left[\iint_0^z \frac{M_y}{EI} dz^2 + \iint_0^z \frac{M_0}{EI} dz^2 - \frac{z}{l} \left(\int_0^l \int_0^z \frac{M_y}{EI} dz^2 - \int_0^l \int_0^z \frac{M_0}{EI} dz^2 \right) \right]. \quad (2.22)$$

Таким образом, статическая несбалансированность в каком-либо сечении вала эквивалентна возмущающей сосредоточенной силе, приложенной к центру тяжести сечения вала при его колебаниях с частотой, равной угловой скорости его вращения.

2.5 Уравнения колебания ротора электродвигателя с установленными в узлах колебаний подшипниками скольжения

Такие валы применяются в электродвигателях шахтных вентиляторов. В отличие от других, такой вал обладает различной степенью внешнего сосредоточенного демпфирования, зависящей от рода применяемой жидкости, размеров поверхностей вала и подшипников. Вал в этом случае считается линейно-деформируемым, а демпферы – гидравлическими, у которых силу трения можно принять пропорциональной скорости колебаний. По аналогии с (2.8) для вращающейся системы, приведенной на рис. 2.6, уравнение колебаний запишется

$$EI \frac{d^4 u}{dt^4} = \omega^2 \left[\rho F y + \frac{d(\sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i)}{dt} \right] + \omega \sum_1^i \alpha_i y_i \varepsilon_i, \quad (2.23)$$

где α_i – коэффициент вязкого трения в сечении z .

Изгибающий момент вращающегося ротора на подшипниках скольжения можно записать

$$M(z) = \omega^2 \int_0^z \left(\int_0^z \rho F dz + \sum_1^i m_i y_i \varepsilon_i \right) dz - \omega \int_0^z \sum_1^i \alpha_i y_i \varepsilon_i dz. \quad (2.24)$$

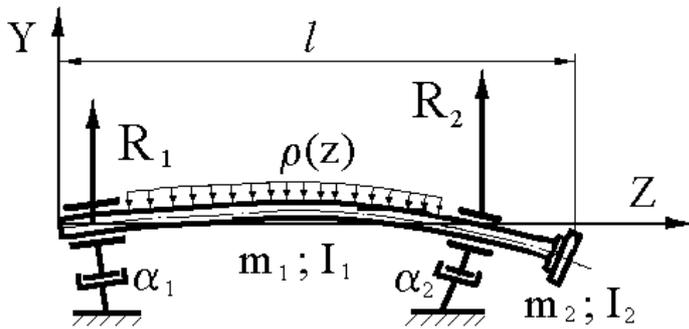


Рис. 2.6. Схема вала ротора приводного двигателя с опорами на подшипники скольжения

Уравнение для расчета амплитуды вынужденных колебаний системы запишется

$$y(z) = \omega^2 \iint_z \frac{M_y}{EI} dz^2 + \omega \iint_z \frac{M_{\alpha y}}{EI} dz^2 + \frac{dy(0)}{dt} + y(0), \quad (2.25)$$

где $M_{\alpha y}$ – изгибающий момент от трения масляного слоя в подшипниках скольжения вращающегося ротора.

Анализ уравнения (2.25) показывает, что наряду с оборотной частотой во вращающейся системе с гидравлическим демпфером присутствует форма колебаний с частотой на порядок ниже оборотной.

Таким образом, решение уравнений (2.14, 2.16, 2.22, 2.25) позволяет определить минимум и максимум прогиба вращающихся элементов, и при какой частоте проходит колебательный процесс, т.е. расчетным путем определить амплитудно-частотную характеристику вращающегося элемента вентиляторного агрегата. Причем минимальные значения соответствуют в точках измерения вибрации (в подшипниковых опорах) и они могут быть приняты за норматив. Это позволит составить карты распознавания для определения дефектов вращающихся систем.

2.6 Основные итоги и выводы

1. Для расчета амплитудно-частотных характеристик ШВГП принят метод интегральных уравнений, позволяющий определять собственные характеристики колебательного процесса от воздействия сосредоточенных сил и изгибающих моментов.

2. Построены математические модели изгибных колебаний основных узлов вентиляторной установки:
 - ротора вентилятора от действия сосредоточенной нагрузки, изгибающего момента и несбалансированных статических и динамических сил;
 - трансмиссионного вала шахтных осевых вентиляторов;
 - ротора синхронных электродвигателей, смонтированного на подшипниках скольжения, отличительной особенностью работы которых является наличие масляного клина, генерирующего субгармонические колебания.
3. Синтезированные модели механических колебаний были реализованы для идентификации дефектов в конкретных вентиляторных установках, эксплуатирующихся в реальных горнотехнических условиях.

3. УРАВНЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

3.1 Предварительные замечания

В межлопаточных каналах рабочего колеса вентилятора происходит не только передача энергии воздушному потоку, но и возникает основная часть ее потерь.

В первом приближении анализ взаимодействия рабочего колеса и воздушного потока можно свести к рассмотрению радиальной решетки профилей, т.е. заменить пространственное течение плоским.

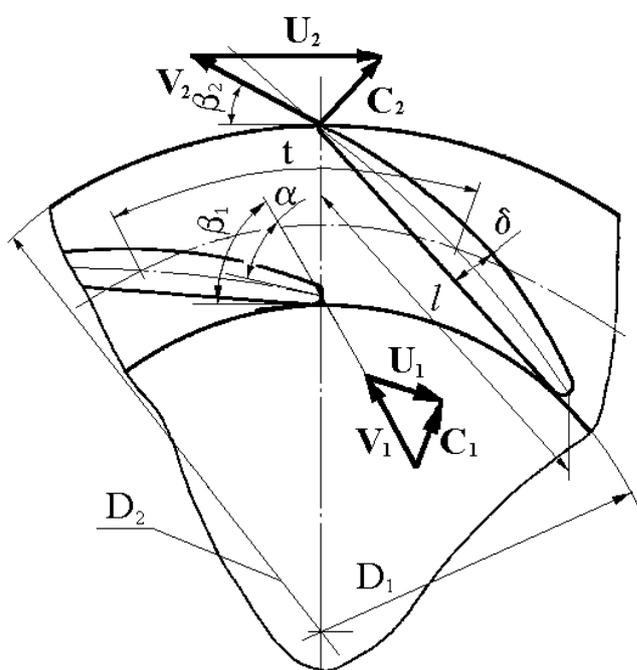


Рис. 3.1. Параметры круговой решетки профилей

Геометрические параметры решетки определяются формой профилей, их количеством n и расположением (рис. 3.1). Профиль характеризуется толщиной, средней линией, равноотстоящей от рабочей и тыльной линий профиля, внутренней хордой, соединяющей концы средней линии l , длиной средней линии. Положение профилей в решетке определяется углами установки профиля на входе в решетку $\beta_{1л}$ и выходе из нее $\beta_{2л}$, равным углам между касательными к окружностям диаметров D_1, D_2 расположения входной и выходной кромок профиля и его средней линией в соответствующих точках, средним шагом решетки t , определяемым

длиной дуги среднего радиуса, соединяющей смежные лопатки. Величина шага решетки, отнесенная к длине средней линии профиля, называется относительным шагом решетки $t_{cp}=t/l_n$, а обратное значение – ее густотой.

Для характеристики потока, обтекающего решетку, приняты следующие кинематические параметры:

- абсолютная, относительная и переносная скорости потока на входе в решетку C_1, V_1, U_1 ;
- угол входа потока в решетку β_1 , равный углу между вектором относительной скорости и касательной к окружности на входе;
- абсолютная, относительная и переносная скорости потока на выходе из решетки C_2, V_2, U_2 ;
- угол выхода потока из решетки β_2 ;
- угол отставания потока $\Delta\beta = (\beta_{2л} - \beta_2)$;
- угол атаки потока $\alpha = (\beta_{1л} - \beta_1)$.

Вследствие наличия вязкости скорость воздуха непосредственно на профилях решетки равна нулю. Возрастание скорости от нуля до ее наибольшего значения происходит в некотором слое, прилегающем к профилю. Таким образом, весь поток воздуха в канале решетки может быть условно представлен двумя областями:

- пограничный слой – область, в которой градиент скорости в направлении, перпендикулярном профилю, очень велик, и вязкость оказывает существенное влияние на характер течения. Профиль пограничного слоя зависит от ряда факторов и, прежде всего, от характера течения, числа Рейнольдса потока, степени турбулентности. Его толщина есть величина условная, принимаемая, как правило, равной расстоянию до точки потока, в которой скорость отличается от скорости в основной его части на 1%;
- ядро потока – остальное течение вне пограничного слоя.

В этой области градиент скорости в направлении, перпендикулярном линиям тока, не достигает больших значений, поэтому действие вязкости не

оказывает существенного влияния, и, следовательно, можно считать течение потенциальным.

3.2 Механизм и особенности образования потерь давления в рабочих колесах ШВГП

При обтекании решетки пограничный слой формируется как на рабочей, так и на тыльной поверхностях профилей. За выходной кромкой профиля оба эти слоя смыкаются и образуют область заторможенного и завихренного воздуха, называемую кильватерной зоной, где и сосредоточены все потери давления, возникающие в пограничном слое. Таким образом, рассматривая пограничный слой как поверхностный слой Прандтля [60, 89], представляющий собой распределенную вихревую пелену получаем, что интенсивность распределенных вихрей, определяемая влиянием вязкости, геометрическими параметрами решетки и кинематикой потока, характеризует результат их энергетического взаимодействия и потери давления.

Следует заметить, что оптимальный режим вентилятора, соответствующий максимальному к.п.д., не совпадает с режимом минимальных потерь давления, и для данного класса машин несколько смещен в область меньших расходов. Это объясняется тем, что к.п.д. зависит от относительных потерь давления, а для решеток с загнутыми назад профилями теоретическое давление с уменьшением расхода увеличивается. Причем увеличение давления в окрестности максимального к.п.д. происходит быстрее, чем рост его потерь.

Вследствие специфики работы шахтных ВГП кинематические параметры потока β_1 , C_1 , V_1 , α постоянно изменяются.

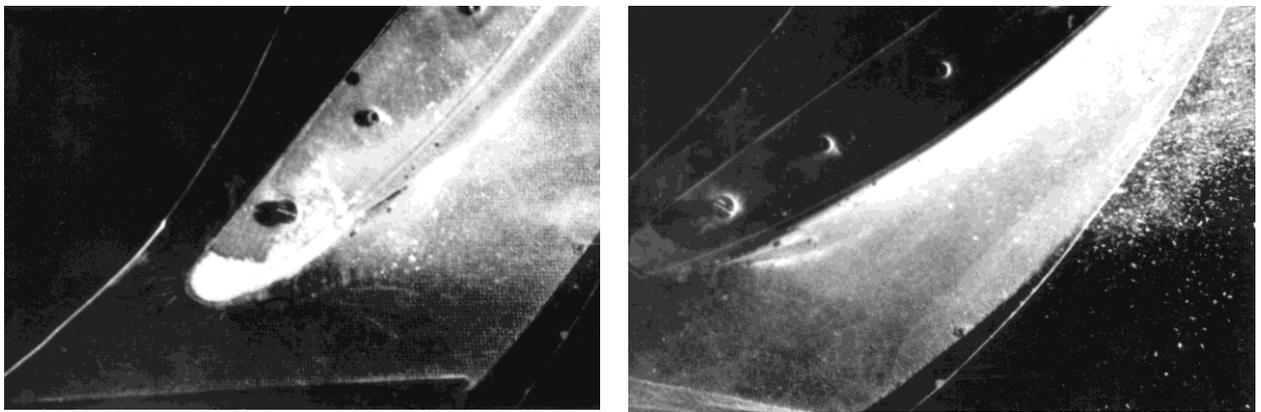
При уменьшении угла входа потока β_1 , на нерабочей поверхности профиля происходит значительное перераспределение давления, смещение зоны максимального разрежения в направлении к входному участку и, следовательно, увеличение зоны общей диффузорности, которая в сочетании с местной диффузорностью приводит к возникновению значительных градиентов давления, набуханию и отрыву пограничного слоя, интенсификации и расширению кильватерной зоны. В результате чего наблю-

дается рост потерь давления, причем кориолисова сила инерции усиливает данное явление [61]. Одновременно происходит увеличение угла отставания $\Delta\beta$ передней критической точки, как на рабочей, так и на тыльной поверхности профиля. При оптимальном угле атаки $\alpha_{\text{opt}} = - (15...20)^\circ$ и расположении передней критической точки только на тыльной поверхности профиля характерно соотношение $0,5 \leq \frac{\bar{l}}{\sqrt{1-D_1^2}} \leq 0,58$.

Реальное течение в рабочем колесе имеет пространственный характер и накладывает дополнительные особенности на процесс образования потерь давления.

Вследствие влияния вязкости, вращения и криволинейности межлопаточного канала в нем поперек основного возникает вторичное течение от действия кориолисовой и центробежных сил инерции. Это течение, увеличивая потери на трение, способствует перетеканию пограничного слоя с дисков на тыльную поверхность лопатки, вызывая его утолщение и тем самым возникновение отрывного вихреобразования. Именно этим объясняется быстрое расширение кильватерной зоны со стороны тыльной поверхности лопатки при увеличении угла атаки $\alpha > \alpha_{\text{opt}}$.

Для выявления качественной картины обтекания лопаток рабочего колеса вентилятора, анализа зон устойчивого замкнутого вихря и отрывного вихреобразования, характеризующих процесс потерь давления, была произведена визуализация течения в межлопаточном канале [69]. В связи с тем, что течение в рабочем колесе вентилятора является турбулентным, была применена визуализация потока с помощью хлопьевидного талька, обладающего большой парусностью, т.е. большим отношением площади миделевого сечения к массе. Это способствовало ослаблению влияния на частицы инерционных сил и расположения их вдоль линий тока.



а)

б)

Рис. 3.2. Картина течения в межлопаточном канале колеса при оптимальном режиме его работы (а) и срыве потока (б)

На рис. 3.2 а представлена фотография течения в межлопаточном канале рабочего колеса в окрестностях оптимального режима его работы. На снимке во входном участке межлопаточного канала на рабочей поверхности лопатки видна устойчивая замкнутая вихревая зона, возникновение которой, как показано выше [62], обусловлено противоположным влиянием местной диффузорности, кориолисовой и центробежной сил инерции и конфузорности потока на входе в межлопаточный канал при больших отрицательных углах атаки.

Вихревая зона (рис. 3.2 а) не смещается вниз по потоку, «не раскрывается», вследствие чего потери давления в рабочем колесе невелики.

На рис. 3.2 б представлена фотография течения, соответствующего режиму, при котором коэффициент подачи φ превышает его оптимальное значение φ_n , т.е. при большом отрицательном угле атаки. На снимке видны траектории движения частиц. Зона отрывного вихреобразования, формирующаяся в области входного участка, по мере приближения к выходу расширяется и в выходном сечении занимает, примерно, четвертую часть межлопаточного канала рабочего колеса, что обуславливает значительные потери.

3.3 Оценка потерь давления

В последнее время для оценки потерь давления в межлопаточных каналах рабочих колес распространение получил метод эквивалентного диффузора, основанный на использовании критериев течения в диффузорных ка-

налах и предложенный К. А. Ушаковым [63]. Согласно этому методу предполагается, что коэффициент потерь давления ξ в межлопаточном канале зависит от степени расширения $F_{2к}/F_1$ и угла раскрытия γ_3 круглого диффузора эквивалентного по площадям входного F_1 и выходного $F_{2к}$ сечений и длине межлопаточному каналу колеса. Степень диффузорности и угол раскрытия эквивалентного диффузора подсчитываются по площадям входа потока F_1 в межлопаточный канал с учетом угла атаки набегающего потока и выходного сечения межлопаточного канала $F_{2к}$ [63].

Исследования показывают, что рассмотренный метод эквивалентного диффузора характеризует потери давления в межлопаточном канале только при дросселированных режимах работы вентилятора, когда $\alpha > \alpha_{opt}$. Данный способ расчета γ_3 учитывает кинематическую диффузорность потока (см. рис. 3.2 б), в связи с чем рост потерь давления объясняется увеличением угла раскрытия эквивалентного диффузора. При углах атаки $\alpha < \alpha_{opt}$ имеет место кинематическая конфузорность потока на входе и по расчетам γ_3 уменьшается, в то время как фактически происходит рост потерь давления. Несоответствие между изменениями геометрических параметров эквивалентного диффузора и потерь давления в межлопаточном канале обусловлено тем, что рассмотренный метод расчета γ_3 не учитывает местную диффузорность, возникающую во входном участке канала и оказывающую большое влияние, особенно для шахтных вентиляторов, на процесс отрывного вихреобразования. При сравнительно большей длине лопаток l_l фактически образованный ими канал имеет малую относительную протяженность, в связи с чем характер течения в межлопаточных каналах таких колес определяется результатом взаимодействия процессов, свойственных как канальным течениям, так и обтеканию изолированных профилей.

Местная диффузорность, возникающая на поверхности лопатки во входном участке межлопаточного канала, вследствие отклонения параметров потока от их оптимальных значений, приводит к утолщению пограничного слоя из-за значительных положительных градиентов давления.

Неустойчивый малоэнергетический пограничный слой, испытывая одновременно противодавление, вызванное и общей диффузорностью межлопаточного канала, теряет скорость и отрывается от поверхности лопатки, образуя обширную зону отрывного вихреобразования.

Таким образом, зависимость угла раскрытия эквивалентного диффузора от параметров и подачи вентилятора должна учитывать не только геометрию межлопаточного канала и кинематическую диффузорность потока (см. рис. 3.2), но и местную его диффузорность, обусловленную рассогласованием углов входа лопаток $\beta_{1л}$ и потока β_1 .

С учетом сказанного угол раскрытия эквивалентного диффузора, суммарно учитывающий влияние различных процессов, протекающих в межлопаточном канале, на потери давления в нем будет выражен формулой (рис. 3.3)

$$\gamma_{\Sigma} = \gamma_k + \gamma_M. \quad (3.1)$$

Учитывая, что согласно [64] на входе возникает также местная диффузорность и степень ее отрицательного влияния на течение в проточной части рабочего колеса зависит от угла атаки потока, можно принять достаточно простое соотношение для расчета дополнительного угла раскрытия кругового диффузора, характеризующего влияние на потери давления местной диффузорности (рис.3.3 в)

$$\gamma_M = 2 \arctg \frac{|\operatorname{tg} \alpha / 2|}{\sqrt{\pi}}. \quad (3.2)$$

Уравнение (3.2) получено из условия взаимозависимости и равенства влияния местной диффузорности в радиальной и меридиальной плоскостях, что приводит к рассмотрению пирамидального диффузора с основанием в виде квадрата, со стороной равной $l_{\text{л}} \operatorname{tg}(\alpha/2)$.

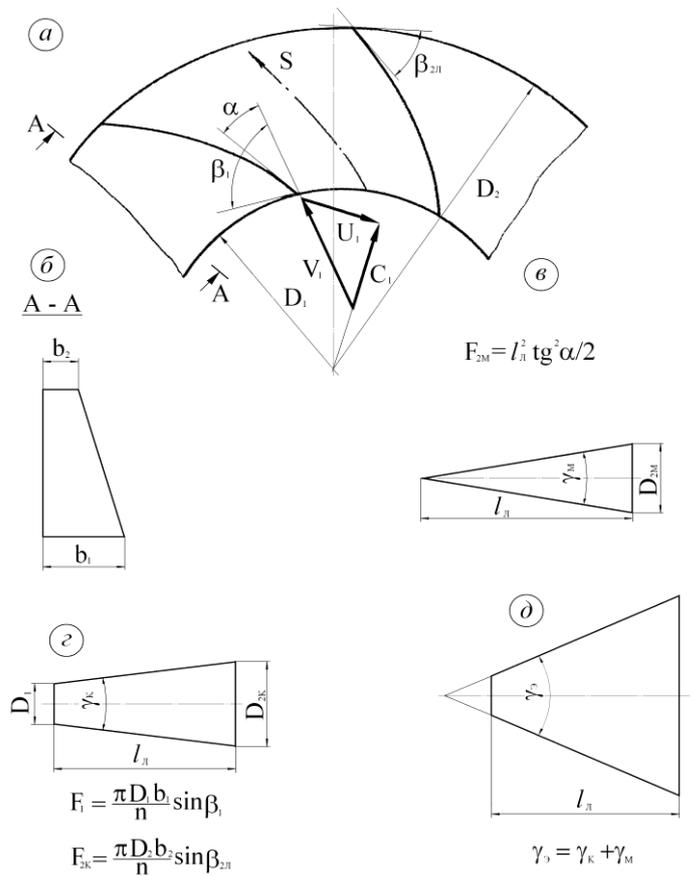


Рис. 3.3. Схема перехода от межлопаточного канала рабочего колеса центробежного вентилятора (а) к эквивалентному диффузору (д)

Тогда, согласно [1]

$$\gamma_s = 2 \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\bar{b}_1 \sin \beta_{2л}} - \sqrt{\bar{D}_1 \bar{b}_1 \sin \beta_1}}{\bar{l}_л \sqrt{n}} + 2 \operatorname{arctg} \frac{|\operatorname{tg} \alpha / 2|}{\sqrt{\pi}}, \quad (3.3)$$

где \bar{b}_1, \bar{b}_2 - относительная ширина рабочего колеса на входе лопатки и выходе соответственно (отношение численного значения геометрического параметра к диаметру D_2 соответствует его относительной величине);

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi \sqrt{\varepsilon}}{4 \bar{b}_1 \bar{D}_1 \left(\bar{D}_1 - \frac{n \bar{\delta}_1}{\pi \sin \beta_{1л}} \right) \eta_\varphi}; \quad (3.4)$$

ε - коэффициент, учитывающий неравномерность поля меридиальной скорости на входе в межлопаточный канал;

$\bar{\delta}_1$ - относительная толщина входной кромки профиля;

η_φ - объемный к.п.д. вентилятора.

Для подтверждения вышесказанного были проведены расчеты по полученной зависимости углов раскрытия эквивалентных диффузоров при различных режимах работы ВГП. Результаты расчета приведены в табл. 3.1.

Угол раскрытия эквивалентного диффузора
в зависимости от режима работы вентилятора

Режим работы вентилятора, φ/φ_n	0,35	0,65	1	1,33	1,6
γ_k	19,8	11,0	7,2	4,4	2,6
γ_m	1,8	7,2	10,2	14,4	18,6
γ_s	21,6	18,2	17,4	18,8	21,2

Из анализа результатов видно, что угол раскрытия эквивалентного диффузора, определенный по формуле (3.3) как сумма углов, характеризующих влияние на потери давления кинематической и местной диффузорности, достигает минимального значения в окрестности оптимального режима работы вентилятора, где потери в межлопаточных каналах рабочего колеса имеют наименьшее значение. При отклонении режима работы вентилятора от оптимального как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения углов атаки происходит рост потерь давления, что и характеризуется увеличением угла раскрытия эквивалентного диффузора γ_s .

Таким образом, уточненный угол раскрытия эквивалентного диффузора γ_s характеризует интенсивность процесса отрывного вихреобразования в межлопаточном канале рабочего колеса вентилятора.

При возникновении большой местной диффузорности возникает значительный градиент скорости в направлении движения, что приводит к появлению в пограничном слое области заторможенного потока или даже обратного течения. Указанная зона соответствует началу отрыва пограничного слоя и формированию вниз по потоку области интенсивного отрывного вихреобразования, приводящего к потере давления в межлопаточных каналах.

Рассмотрим поток, обтекающий под большим углом атаки систему, состоящую из проточной части рабочего колеса, толщины вытеснения пограничного слоя на поверхностях лопаток и зон отрывного вихреобразования в межлопаточных каналах. Данное течение можно считать потенциальным, следовательно, с достаточной степенью точности можно использовать при-

менительно к нему принцип суперпозиции, т.е. описать его сложением полей скоростей от вихреисточника и некоторой совокупности распределенных особенностей, источников и стоков, моделирующих систему. При равенстве мощностей источников и стоков будет иметь место безотрывное обтекание лопаток рабочего колеса, если же мощность источников больше мощности стоков, – реализуется отрывное течение.

Согласно Л. Прандтлю [65] «...движение тела вызывает во всей области жидкости, за исключением кильватерной зоны, такое же течение, как источник». Тогда из теоремы импульсов и закона сохранения энергии следует, что гидравлическая мощность источников, моделирующих систему, равна потерям энергии в рабочем колесе

$$N_u = \Delta W_k. \quad (3.5)$$

Учитывая, что давление соответствует энергии единицы объема и, выражая гидравлическую мощность источников через скорость течения и расход, получим

$$\rho Q_u V_1^2 = Q \Delta P = Q \zeta_{sk} \frac{\rho V_1^2}{2}, \quad (3.6)$$

откуда

$$\varphi_u = 0,5 \zeta_{sk} \varphi, \quad (3.7)$$

где ζ_{sk} - статический коэффициент потерь давления в проточной части рабочего колеса;

$\varphi_u = \frac{4Q_u}{\pi D_2^2 u_2}$ - коэффициент расхода (мощности) источников;

$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2}$ - коэффициент подачи вентилятора.

Очевидно, что половина мощности источников необходима для реализации внешнего течения и половина – течения, ограниченного профилем лопаток. В действительности же поток внутри лопаток отсутствует, поэтому потребная для безотрывного обтекания мощность стоков, размещенных на лопатках в зонах отрывного вихреобразования, будет равна половине мощности источников, моделирующих отрывное обтекание. Данное утверждение получило экспериментальное подтверждение в опытах ПО устранению отрыва потока при обтекании кругового цилиндра путем отсоса пограничного слоя [66].

Принимая постоянной константу Бернулли, получаем возможность представить его в виде одной функции для всей области течения [67]. Для этого воспользуемся принципом суперпозиции и методом особых точек С. А. Чаплыгина, из которого следует, что все особые точки течения должны находить соответствующее отражение в функции комплексного потенциала и скорости течения [68].

Предварительно рассмотрим течение в неподвижной круговой решетке, комплексный потенциал которого можно представить в виде трех составляющих:

- потенциала течения, соответствующего расположенному в центре решетки профилям источнику с расходом q

$$\begin{aligned}\chi_q &= \frac{q}{2\pi n} \ln \frac{(\tau + a)(\tau + 1/a)}{(\tau - a)(\tau - 1/a)} = \\ &= \frac{q}{2\pi n} \ln \frac{(1 + a^2 + 2a \cos V)(1 + 1/a^2 + 2 \cos V/a^2)}{(1 + a^2 - 2a \cos V)(1 + 1/a^2 - 2 \cos V/a^2)};\end{aligned}\quad (3.8)$$

- потенциала течения, соответствующего расположенному в центре решетки профилям вихрю с интенсивностью Γ

$$\begin{aligned}\chi_\Gamma &= \frac{\Gamma}{2\pi i n} \ln \frac{(\tau + a)(\tau + 1/a)}{(\tau - a)(\tau - 1/a)} = \\ &= \frac{\Gamma}{\pi n} \operatorname{arctg} \frac{2a^2 \sin V}{a^2 - 1} - \frac{i\Gamma}{4\pi n} \ln \frac{(1 + a^2 + 2a \cos V)(1 + 1/a^2 + 2 \cos V/a^2)}{(1 + a^2 - 2a \cos V)(1 + 1/a^2 - 2 \cos V/a^2)};\end{aligned}\quad (3.9)$$

- потенциала циркуляционного течения вокруг профилей с интенсивностью G

$$\begin{aligned}\chi_G &= \frac{G}{2\pi i} \ln \frac{(\tau - 1/a)}{(\tau - a)} = \\ &= \frac{G}{2\pi} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{\sin V}{\cos V - 1/a} \right) - \operatorname{arctg} \left(\frac{\sin V}{\cos V - a} \right) \right] \\ &\quad - \frac{iG}{4\pi} \ln \frac{(1 + 1/a^2 - 2 \cos V/a^2)}{(1 + a^2 - 2a \cos V)}.\end{aligned}\quad (3.10)$$

Данной совокупности соответствует потенциал

$$\begin{aligned}
\chi_Y &= \frac{q_Y}{\pi n} \ln[\tau - \exp iV_Y] - \frac{q_Y}{2\pi n} \ln(\tau - a)(\tau - 1/a) = \\
&= \frac{q_Y}{\pi n} \ln \frac{\tau - \exp iV_Y}{\sqrt{(\tau - a)(\tau - 1/a)}} = \\
&= \frac{q_Y}{4\pi n} \ln \frac{[1 - \cos(V_Y - V)]^2}{(1 + a^2 - 2a \cos V)(1 + 1/a^2 - 2 \cos V/a^2)}.
\end{aligned} \tag{3.11}$$

Для выбора единственного решения задачи используем гипотезу Жуковского – Чаплыгина о сходе потока с острой задней кромки профиля. Производная $\frac{dz}{dt}$ в этой точке обращается в нуль и для того, чтобы скорость в ней не обращалась в бесконечность, её значение в соответствующей точке плоскости τ должно равняться нулю. Поскольку только абсолютное течение во вращающейся радиальной решетке является потенциальным, необходимо к течению в неподвижной решетке добавить поток вытеснения, скорость которого на единичной окружности может быть определена с помощью интеграла Пуассона [65, 67] и в задней критической точке представлена в виде

$$V_{B3} = \frac{2\omega \sin \beta_{\pi}}{\pi n} \int_0^{2\pi} Q^2(\gamma) \frac{a^2 \cos(\gamma + \beta_{\pi}) - \cos(\gamma - \beta_{\pi})}{(a^2 - 1)^2 - 4a^2 \cos^2 \gamma} \operatorname{ctg} \frac{V_3 - \gamma}{2} d\gamma. \tag{3.12}$$

Скорость течения на единичной окружности найдем, дифференцируя по V действительные части потенциалов (3.8) – (3.11). Приравнивая ее нулю в задней критической точке с учетом (3.12), получим для циркуляции вокруг профиля вращающейся радиальной решетки

$$\begin{aligned}
G &= \frac{q_Y \sin(V_Y - V_3)(a^2 - 2a \cos V_3 + 1)}{n(a^2 - 1)[1 - \cos(V_4 - V_3)]} + \frac{a \sin V_3}{(a^2 - 1)} - \\
&\quad - \frac{4a[q(a^2 + 1) \sin V_3 + \Gamma(a^2 - 1) \cos V_3]}{n(a^2 + 2a \cos V_3 + 1)(a^2 - 1)} - \\
&\quad - \frac{2\pi(a^2 - 2a \cos V_3 + 1)}{(a^2 - 1)} V_{B3}.
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Учитывая, что коэффициент теоретического давления, создаваемого решеткой, связан с циркуляцией вокруг профиля соотношением

$$\Psi_T = \frac{4nG}{\pi\omega D_2^2}, \quad (3.14)$$

а выражения для радиальной составляющей скорости имеет вид

$$\bar{c}_{2r} = \frac{2q}{\pi\omega D_2^2}, \quad (3.15)$$

то из (3.13) получим уравнение идеальной аэродинамической характеристики вращающейся радиальной решетки профилей в виде логарифмических спиралей

$$\Psi_T = \Psi_{T0} - \kappa_\beta \bar{c}_{2r} - \kappa_\Gamma \bar{\Gamma} + \kappa_q \bar{q}_\gamma, \quad (3.16)$$

где Ψ_{T0} – коэффициент теоретического давления при нулевой подаче

$$\Psi_{T0} = \frac{16a \sin \beta_\lambda (a^2 - 2a \cos V_3 + 1)}{\pi(a^2 - 1)D_2^2} \int_0^{2\pi} Q^2(\gamma) \frac{\cos(\gamma - \beta_\lambda) - a^2 \cos(\gamma + \beta_\lambda)}{(a^2 + 1)^2 - 4a^2 \cos^2 \gamma} \operatorname{ctg} \frac{V_3 - \gamma}{2} d\gamma;$$

κ_β – коэффициент, характеризующий снижение давления от подачи и равный тангенсу угла наклона характеристики при $\bar{\Gamma} = 0$

$$\kappa_\beta = \frac{8a \sin V_3}{(a^2 + 2a \cos V_3 + 1)};$$

κ_Γ – коэффициент влияния закручивания потока входным направляющим аппаратом на теоретическое давление

$$\kappa_\Gamma = \frac{8a \cos V_3}{(a^2 + 2a \cos V_3 + 1)}.$$

3.4 Проявление срыва воздушного потока в динамических процессах

Орбита вибрации (рис. 3.4), снятая на опорах ротора ШВГП, свидетельствует о возникновении автоколебаний в системе «вал – опорные подшипники». Это служит информативным критерием для выявления изменения жесткости системы «опора – вал вентилятора», связанным с изменением положения тел качения в подшипниковом узле.

Возможными причинами такой работы вентилятора главного проветривания, что подтвердилось в дальнейшем при дефектации узлов, являются аэродинамические неустойчивости типа вращающегося срыва. Гц

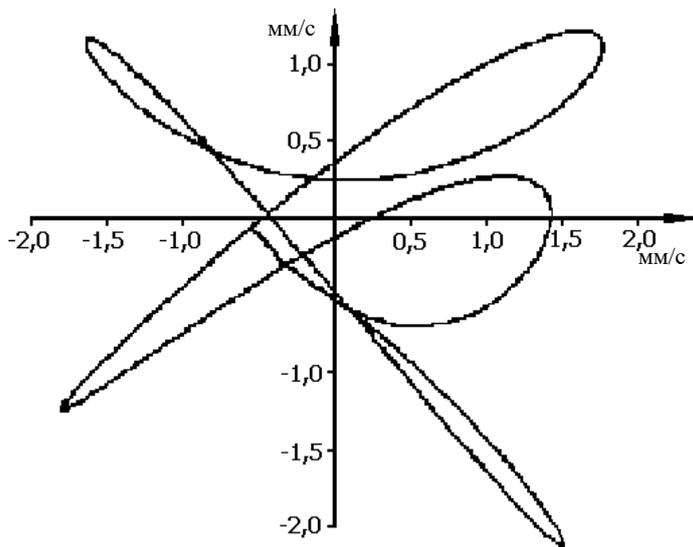


Рис. 3.4. Орбита вибрации ротора ШВГП при срыве потока мм/с

На рис. 3.5 представлена фотография течения, соответствующего режиму, при котором коэффициент подачи ϕ превышает его оптимальное значение ϕ_n . На снимке во входном участке межлопаточного канала на рабочей поверхности лопатки видна устойчивая замкнутая вихревая зона, возникновение которой обусловлено противоположным влиянием кориолисовой и центробежной сил инерции, а также местной диффузорности и конфузорности потока. Зона отрывного вихреобразования, формирующаяся в области входного участка, по мере приближения к выходу расширяется и в выходном сечении занимает примерно четвертую часть межлопаточного канала рабочего колеса, что обуславливает значительные потери напора.

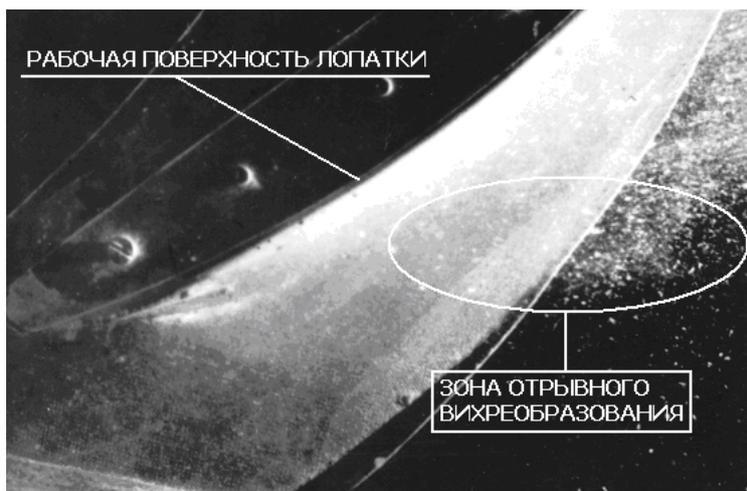


Рис. 3.5. Картина течения при срыве воздушного потока

Движение «вихрей» вдоль оси вентилятора может служить источником низкочастотной и сверхнизкочастотной вибрации, которая вызывает динамические перегрузки в опорных подшипниках, приводящие к деградации опорных узлов и даже их разрушению [70, 71]. Неустойчивые орбиты низкоча-

стотных компонент вибрации в этом случае являются косвенными признаками развивающегося дефекта сепаратора (рис. 3.6), поскольку его износ приводит к загрязнению смазочного материала продуктами износа и нарушению условий смазки. При этом происходит постепенная деградация подшипниковых узлов, а временной интервал до появления первых признаков усталостных повреждений зависит от частоты вращения, нагрузки, эффективности смазки и чистоты смазочного материала.



Рис. 3.6. Износ и разрушение сепаратора

3.5 Основные итоги и выводы

1. Поток воздуха в канале решетки может быть представлен двумя областями: пограничным слоем, в котором градиент скорости в направлении, перпендикулярном профилю, очень велик, и вязкость оказывает существенное влияние на характер течения, и ядром потока.
2. Для выявления качественной картины обтекания лопаток рабочего колеса вентилятора была произведена визуализация течения в межлопаточном канале и установлено, что зона отрывного вихреобразования формируется в области входного участка лопатки и в выходном сечении канала занимает четвертую часть сечения, что обуславливает значительные потери давления.
3. Разработана математическая модель для оценки потерь давления в межлопаточных каналах рабочих колес на основе критериев течения воздуха

в диффузорных каналах. Результаты моделирования показывают, что угол раскрытия эквивалентного диффузора достигает минимального значения в окрестности оптимального режима работы вентилятора, где потери в межлопаточных каналах рабочего колеса имеют наименьшее значение.

4. Орбита вибрации, снятая на опорах ротора вентилятора главного проветривания, свидетельствует о возникновении автоколебаний в системе «ротор – опорные подшипники». Причиной возникновения автоколебаний в системе являются аэродинамические неустойчивости типа вращающегося срыва.
5. Движение «вихрей» вдоль оси вентилятора может служить источником низкочастотной и сверхнизкочастотной вибрации, которая вызывает динамические перегрузки в опорных подшипниках, приводящие к деградации опорных узлов и даже их разрушению.

4. ОЦЕНИВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ШВГП

4.1 Основные понятия и классификация методов оценки остаточного ресурса

Показатель надежности – характеристика одного или нескольких свойств, составляющих надежность объекта. Например, гамма-процентный ресурс – суммарная наработка, в течение которой объект не достигает предельного состояния с вероятностью, выраженной в процентах.

Ресурсы различных единиц однотипного оборудования имеют разброс даже при одинаковой технологии изготовления и близких условиях эксплуатации, поэтому существующие методы расчета устанавливают, как правило, заниженные значения их нормативного срока службы. В связи с этим, после нормативного срока службы у большинства единиц оборудования остаточный ресурс существует и необходимо уметь его определять.

Необходимость определения остаточного ресурса возникает при продлении срока службы оборудования за пределы нормативного срока, а также при планировании периодичности контроля технического состояния оборудования, с целью обеспечения безопасности его эксплуатации.

Как правило, при оценке остаточного ресурса используются упрощенные подходы, не учитывающие случайный характер процессов деградации параметров технического состояния оборудования, и не оценивающие достоверность прогноза.

Более точные методы прогнозирования остаточного ресурса безопасной эксплуатации основаны на определении закономерностей развития дефектов и повреждений, статистической обработки данных, экстраполяции трендов до предельно допустимых значений и вероятностной оценке значений показателей. Методы оценки и прогнозирования ресурса оборудования делят на четыре группы [72]: детерминированные, экспертные, физико-статистические и фактографические.

В детерминированных методах используют аналитические зависимости, связывающие время до разрушения объекта с характеристиками эксплуатацион-

ных нагрузок и параметрами физико-химических процессов. Однако эти методы не учитывают случайный характер нагрузок и изменений в материалах.

Экспертные методы предполагают наличие квалифицированных специалистов разных профилей, проводящих экспертизу.

Физико-статистические методы при оценке ресурса учитывают как влияние разнообразных физико-химических факторов, способствующих развитию деградационных процессов, так и действующих эксплуатационных нагрузок.

Из известных фактографических методов, базирующихся на данных об объекте прогнозирования и его прошлом развитии, для прогнозирования остаточного ресурса оборудования в основном используются две группы:

- статистические, основанные на статистической обработке данных об отказах и ресурсах аналогов;
- экстраполяционные, основанные на анализе тренда параметров технического состояния исследуемого оборудования.

Если имеется информация о конкретном объекте, то второй подход предпочтительнее.

Если по параметру технического состояния нет ретроспективных данных (стратегия обслуживания по фактическому состоянию еще не используется) [73], то рекомендуется накапливать и обрабатывать данные по аналогам (оборудование одного типа и работающего в близких условиях). Данное направление и называют статистическим.

4.2 Формализация остаточного ресурса оборудования

Пусть X – наработка объекта от начала эксплуатации до перехода в предельное состояние. Тогда функция распределения для наработки (вероятность того, что до времени x произойдет отказ), равна

$$F(x) = \text{Вер}(X < x);$$

вероятность безотказной работы (вероятность того, что до времени x не произойдет отказ)

$$P(x) = \text{Вер}(X > x) = 1 - F(x); \quad (4.1)$$

средняя наработка

$$x = \int_0^{\infty} P(x) dx. \quad (4.2)$$

Остаточный ресурс при условии, что до времени t объект не достиг предельного состояния

$$Y_t = X - t. \quad (4.3)$$

Закон распределения для остаточного ресурса (4.3)

$$\text{Вер}(Y_t < y) = F_t(y) = \frac{F(t+y) - F(t)}{P(t)}, \quad (4.4)$$

где $P(t)$ определяется формулой (4.1). Тогда вероятность безотказной работы для остаточного ресурса

$$P_t(y) = 1 - F_t(y) = \frac{P(t+y)}{P(t)}. \quad (4.5)$$

Зная (4.4) или (4.5) можно найти средний остаточный ресурс

$$\bar{y} = \int_0^{\infty} P_t(y) dy \quad (4.6)$$

или «гамма-процентный остаточный ресурс» для вероятности γ , решая уравнение относительно y

$$P_t(y) = \gamma. \quad (4.7)$$

Рекомендуемое значение для вероятности $\gamma = (0,90 \dots 0,95)$. «Гамма-процентный ресурс» является частным случаем «гамма-процентного остаточного ресурса» (4.7) при $t = 0$ [$P_t(y) = P(x)$].

Под интенсивностью отказов элемента, имеющего функцию распределения наработки $F(x)$, понимают отношение

$$\lambda(x) = \frac{f(x)}{P(x)}, \quad (4.8)$$

где $f(x) = \frac{dF}{dx}$ – плотность распределения вероятностей.

Вероятность $\lambda(t < X < t + \Delta t / X) = X(t) \Delta t + o(\Delta t)$, следовательно, величина $X(t) \Delta t$ есть вероятность отказа элемента на интервале $(t, t + \Delta t)$, при условии, что он про-

работал безотказно до момента t . Плотность $f(t)$ характеризует безусловную вероятность отказа на интервале $(t, t+\Delta t)$.

Законы наработки, для которых интенсивность отказов (4.8) монотонно возрастает, относятся к классу с возрастающей интенсивностью отказов (ВФИ). Зная интенсивность отказов (4.8), можно найти функцию распределения наработки

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \int_0^t \lambda(x) dx \right], \quad (4.9)$$

накопленную интенсивность отказов

$$\Lambda(t) = \int_0^t \lambda(x) dx = \ln P(t), \quad (4.10)$$

вероятность безотказной работы для остаточного ресурса

$$P_t(y) = \exp \left[- \int_t^{t+y} \lambda(x) dx \right]. \quad (4.11)$$

На рис. 4.1 приведен типичный график интенсивности отказов для сложной системы.

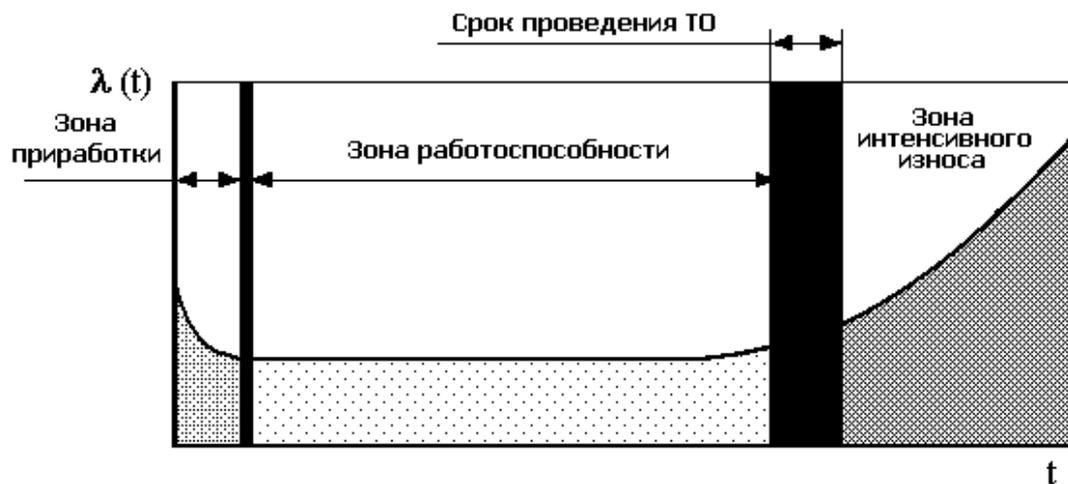


Рис. 4.1. Типичный график интенсивности отказов

Если функция распределения наработки $F(t)$ является возрастающей функцией, то «гамма-процентный остаточный ресурс» является убывающей функцией.

Проблема вычисления (4.6) и решение уравнения (4.7) заключается в обосновании функции распределения для наработки $F(x)$ и определении ее параметров.

Пусть закон для наработки является показательным¹. Найдем основные показатели надежности (4.1...4.8):

$$f(t) = \lambda \exp(-\lambda t), t > 0;$$

$$F(t) = 1 - \exp(-\lambda t); P(t) = \exp(-\lambda t);$$

$$\lambda(t) = \lambda \exp(-\lambda t) / \exp(-\lambda t) = \lambda = const;$$

$$P_i(y) = \exp[-\lambda(t+y)] / \exp(-\lambda t) = \exp(-\lambda y) = P(y);$$

$$\bar{t} = \bar{y}_t = 1/\lambda.$$

Нетрудно видеть, что для показательного закона интенсивность отказов есть константа, вероятность безотказной работы ресурса равна вероятности безотказной работы остаточного ресурса и, как следствие, среднее значение для наработки равно среднему остаточному ресурсу (свойство отсутствия последствия для показательного закона).

Обозначим через T_{ij} – момент времени, когда происходит смена технического состояния по j -му параметру технического состояния (ПТС). Тогда время нахождения в i -ом состоянии для j -го ПТС $t_{ij} = T_{ij} - T_{i-1,j}$, а время наработки

$$t_j = \sum_1^{I-1} t_{ij}, \quad (4.12)$$

где I - число классов технического состояния. Учитывая, что оборудование это совокупность J ПТС, наработка для этого объекта

$$t = \min t_j, \quad j = 1 \dots J, \quad (4.13)$$

где t_j определяется по формуле (4.12).

¹ При нормальной эксплуатации в зоне работоспособности (рис. 4.1) интенсивность отказов постоянна. Это означает, что функция наработки имеет показательный закон.

Если функция распределения времени наработки для j -го ПТС не зависит от j и имеет вид $F_x(t)$, то закон для величины (4.13)

$$F(t) = 1 - [1 - F_x(t)]^J. \quad (4.14)$$

При определенных условиях (функция $F_x(t)$ должна быть ограничена слева) функцию распределения (4.14) можно аппроксимировать распределением Вейбулла. Этот факт является теоретическим обоснованием значительного распространения этого распределения в теории надежности [74].

Зная закон для наработки с точностью до значений параметров, можно оценить вероятность безотказной работы (4.1), вероятность безотказной работы для остаточного ресурса (4.5) и другие показатели надежности.

Как уже отмечалось, сложность применения вероятностного подхода при оценке показателей надежности заключается в трудности определения закона наработки и его параметров для конкретной единицы оборудования, вследствие невозможности получения необходимых экспериментальных данных.

4.3 Экстраполяционные методы оценки технического состояния исследуемого оборудования

При определении закона для наработки используется два основных подхода:

- исходя из статистических данных, постулируется и обосновывается закон для наработки. Здесь, как правило, используются типовые законы, рассмотренные в предыдущем параграфе;
- обосновывается модель изменения параметра технического состояния, исходя из которой, аналитически выводится закон для наработки. В этом параграфе мы рассмотрим именно этот подход.

Учитывая влияние множества внешних и внутренних факторов на скорость изменения параметра технического состояния, функция $y(t)$, описывающая изменение параметра технического состояния во времени, является случайным процессом. В общем случае эта функция является вектором, компоненты которого образуют множество параметров технического состояния, но мы, не теряя общности, будем считать эту функцию одномерной.

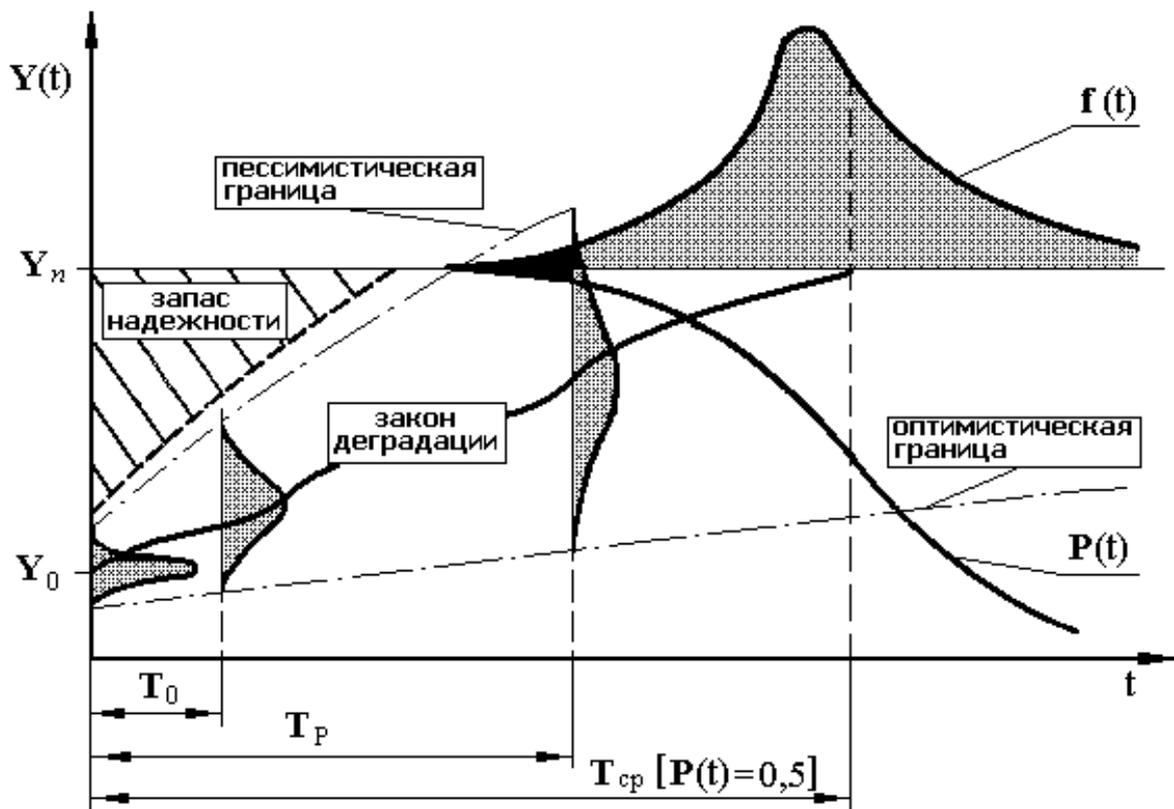


Рис. 4.2. Модель параметрического отказа

На рис. 4.2 показано, что величина $Y(t)$, изменяясь во времени от некоторого начального значения Y_0 , достигает своего предельного значения Y_n в момент $t_i, i = 1, 2, \dots [18]$. Время t_i , в течение которого параметр изменяется от Y_0 до Y_n , является средней наработкой объекта по конкретному ПТС. Данный график характеризует модель параметрического отказа.

В общем случае рассматривают два множества значений $Y(t)$: соответствующих работоспособному состоянию объекта и неработоспособному. Возникает следующая задача: зная модель изменения $Y(t)$, найти функцию распределения наработки $F(t) = 1 - P(t)$.

Рассмотрим несколько широко используемых моделей.

Распределение Бирнбаума-Саундерса

Пусть задан обычный процесс восстановления $X_i, i = 1, 2, \dots$ с моментами восстановления

$$T_k = \sum_i^k X_i. \tag{4.15}$$

Считаем, что X_i - интервалы времени, в течение которых накапливаются изменения определяющего параметра на величину Y_i , а T_k - те моменты, в которые происходят скачкообразные увеличения определяющего параметра. Тогда значение параметра

$$Y(t) = \sum_i^{N(t)} Y_i, \quad (4.16)$$

где $N(t)$ - число скачков за время t , $N(t) = \max(k: T_k \leq t)$.

Показано [77, 78], что если пары (X_i, Y_i) независимы и одинаково распределены, то при $t \rightarrow \infty$ величина $Y(t)$ для модели (4.16) стремится к нормальному закону с параметрами $[At, \sqrt{Ct}]$, где

$$A = \frac{M(Y)}{M(X)};$$

$$C = \frac{M(Y^2)}{M(X)} + \frac{M^2(Y)M(X^2)}{M^3} - 2 \frac{M(Y)M(XY)}{M^2(X)};$$

M – оператор математического ожидания.

В этом случае время наработки T имеет распределение Бирнбаума-Саундерса. Ниже приведены функция распределения, вероятность безотказной работы и плотность распределения вероятностей для этого распределения

$$F(t) = \Phi \left[\frac{\beta t - \alpha}{\sqrt{t}} \right] \quad (4.17)$$

$$P(t) = \Phi \left[\frac{\alpha - \beta t}{\sqrt{t}} \right] \text{ при } t > 0,$$

где $\Phi(x)$ - интеграл вероятности;

$$f(t) = \left[\frac{\beta t + \alpha}{2\sqrt{2\pi t^3}} \right] \exp \left[-\frac{(\alpha - \beta t)^2}{2t} \right], \text{ при } t > 0.$$

Интенсивность отказов ограничена, так как $\lim_{t \rightarrow \infty} \lambda(t) = \beta^2/2$ при $t \rightarrow \infty$.

Математическое ожидание, дисперсия и коэффициент вариации равны

$$\bar{t} = \frac{\alpha}{\beta} + \frac{1}{2\beta^2}; \quad (4.18)$$

$$D_t = \frac{\alpha}{\beta^3} + \frac{5}{4\beta^4};$$

$$v_t = \frac{\sqrt{D_t}}{\bar{t}}.$$

Отсюда оценки по методу моментов

$$\tilde{\beta} = \frac{\tilde{t} + (\tilde{t}^2 + 3\tilde{D}_t)^{0,5}}{2\tilde{D}_t}, \quad (4.19)$$

$$\tilde{\alpha} = \tilde{\beta}\tilde{t} - \frac{1}{2\tilde{\beta}}$$

где \tilde{t}, \tilde{D}_t , - оценки математического ожидания и дисперсии.

Для распределения Бирнбаума-Саундерса «гамма-процентный ресурс»

$P(t) = \gamma$

$$T_\gamma = \left[\frac{2\alpha\beta + z_q^2 + z_q(4\alpha\beta + z_q^2)^{0,5}}{2\beta^2} \right]^{0,5}, \quad (4.20)$$

где z_q – квантиль нормированного нормального закона при $q = 1 - \gamma$.

Обратное Гауссовское распределение

Показано, что обратное Гауссовское распределение моделирует время достижения уровня Y_n процессом деградации определяющего параметра $Y(t)$, который аппроксимируется винеровским процессом со сносом

$$Y(t) = Y_0 + \mu t - \sigma G_t, \quad \mu > 0, \quad (4.21)$$

где процесс $G_t \rightarrow N(0, \sqrt{t})$ и является однородным с независимыми приращениями: $\alpha = \frac{Y_n - Y_0}{\sigma}$, $\beta = \frac{\mu}{\sigma}$.

Ниже приведены функция распределения, плотность распределения вероятностей и вероятность безотказной работы для этого распределения

$$F(t) = \Phi \left[\frac{\beta t - \alpha}{\sqrt{t}} \right] + \exp(2\alpha\beta) \Phi \left[\frac{\alpha - \beta t}{\sqrt{t}} \right], \quad \text{при } t > 0, \quad (4.22)$$

где $\Phi(x)$ – интеграл вероятности;

$$f(t) = \frac{\alpha}{\sqrt{2\pi t^3}} \exp - \frac{(\alpha - \beta t)^2}{2t}, \text{ при } t > 0, \quad (4.23)$$

$$P(t) = \Phi \left[\frac{\alpha - \beta t}{\sqrt{t}} \right] - \exp(-2\alpha\beta) \Phi \left[- \frac{\alpha - \beta t}{\sqrt{t}} \right], \text{ при } t > 0. \quad (4.24)$$

Интенсивность отказов ограничена, так как

$$\lim \lambda(t) = \frac{\beta^2}{2} \text{ при } t \rightarrow \infty.$$

Математическое ожидание, дисперсия и коэффициент вариации равны

$$\bar{t} = \frac{\alpha}{\beta}, D_t = \frac{\alpha}{\beta^3}, \nu_t = \frac{1}{\sqrt{\alpha\beta}}. \quad (4.25)$$

Отсюда оценки по методу моментов

$$\tilde{\beta} = \frac{\tilde{t}}{\tilde{D}_t}, \quad \tilde{\alpha} = \tilde{\beta}\tilde{t}, \quad (4.26)$$

где \tilde{D}_t, \tilde{t} - оценки математического ожидания и дисперсии.

При определении «гамма-процентного ресурса», возникают вычислительные трудности при достаточно больших значениях параметра $\lambda = \alpha\beta$. Исследуем это уравнение.

Пусть c есть предельное значение аргумента $x = \frac{\alpha + \beta t}{\sqrt{t}}$. В этом случае функция распределения имеет вид (4.22), а уравнение $P(t) = \gamma$ имеет решение (4.24). Условие $\frac{\alpha + \beta t}{\sqrt{t}} > c$ эквивалентно неравенству

$$\beta^2 t^2 - (c^2 - 2\alpha\beta)t + \alpha > 0.$$

Корни этого уравнения равны

$$t_{1,2} = \frac{c^2 - 2\alpha\beta \pm c\sqrt{c^2 - 4\alpha\beta}}{2\beta^2}. \quad (4.27)$$

Тогда при $\alpha\beta > \frac{c^2}{4}$ независимо от t , обратное Гауссовское распределение эквивалентно распределению Бирнбаума-Саундерса (функции распределения обоих распределений совпадают). На рис. 4.3 в области A условие (4.27) выполняется (перечисленные распределения совпадают), а в области B - нет (рекомендуются для параметра c значения от 30 до 40). Но в области B эти распределения

могут совпадать в зависимости от значения времени t (4.27), (для значений меньших t_1 и больших t_2).

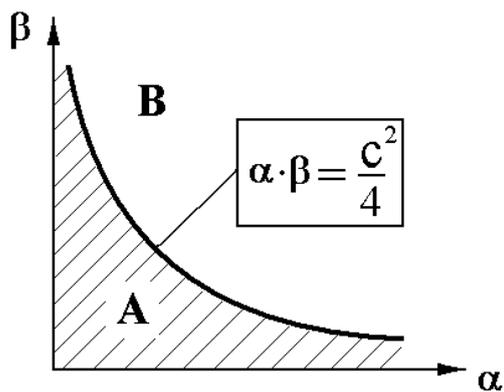


Рис. 4.3. Области параметров обратного Гауссовского распределения

Полное совпадение этих распределений наблюдается при маленьких коэффициентах вариации (при $c = 40$ меньше $\nu < 0,05$).

α- распределение

Рассмотрим процесс

$$V_t = V_0 + X_t, \quad (4.28)$$

где V_t - значение определяющего параметра в момент времени t ; V_0 - его значение в начальный момент времени; X_t - вероятностный процесс, описывающий изменение параметра.

Предположим, что

$$X_t = Zt, \quad (4.29)$$

где Z - случайная величина, описывающая среднюю скорость изменения параметра. Процесс (4.29) с учетом (4.28) называется веерной функцией. Если величина Z имеет усеченный нормальный закон, то наработка T будет иметь α-распределение [21] с плотностью

$$f(t) = \frac{k\alpha}{\sqrt{2\pi}t^2} \exp - \frac{(\alpha/t - \beta)^2}{2}, \quad (4.30)$$

где $\alpha = \Delta/\sigma_z$ - относительный запас по долговечности; $\beta = m_z/\sigma_z$ - коэффициент однородности скорости изменения параметра; $\Delta = V_n - V_0$; V_n - значение регулируемого параметра, по достижению которого мы фиксируем отказ; m_z, σ_z - параметры усеченного нормального закона; константа усечения

$$k = \left[\Phi \left(\frac{\alpha}{a} - \beta \right) - \Phi \left(\frac{\alpha}{b} - \beta \right) \right]^{-1}, \quad (4.31)$$

где $\Phi(x)$ - интеграл вероятности.

Для верной функции время наработки

$$T = \frac{\Delta}{Z}, \quad (4.32)$$

где $\Delta = V_n - V_0$.

Аппроксимация процесса V_t верной функцией помимо α -распределения имеет различные модификации:

- 1) две границы допуска;
- 2) случайное значение уровня;
- 3) случайная величина начального значения;
- 4) величина Z имеет распределение, отличное от усеченного нормального закона и ряд других.

4.4 Оценка остаточного ресурса при незначительном числе измерений

Обозначим, как и ранее, закон распределения наработки $F(t)$. Квантиль для вероятности q определим из уравнения

$$F(t) = q. \quad (4.33)$$

Здесь вероятность $q = 1 - \gamma$, где γ - вероятность, определяющая «гамма-процентный ресурс», поэтому решение уравнения (4.33) есть определение «гамма-процентного ресурса».

На практике при оценке остаточного ресурса при малом числе измерений используется очень простой подход [72, 79]. Остаточный ресурс определяется по формуле

$$t = \frac{|U_n - U_0|}{V_{\text{cp}}}. \quad (4.34)$$

где U_n, U_0 - предельное и начальное значение параметра;

V_{cp} - средняя скорость изменения параметра.

Учитывая графики, приведенные на рис. 4.1 и рис. 4.2, изменение определяющих параметров носит нелинейный характер, поэтому описание его одной, хотя и средней скоростью, не всегда обосновано.

В качестве защиты подхода (4.34) укажем следующее. Необходимость определения остаточного ресурса возникает при продлении срока службы оборудования за пределы нормативного срока, а также при планировании периодичности контроля технического состояния оборудования, с целью обеспечения безопасности его эксплуатации. Подход (4.34) ориентирован на первую задачу, поэтому и использует простую модель.

Здесь мы рассмотрим подход, ориентированный на вторую задачу, в котором предложено:

1. Ввести коэффициент h , учитывающий неравномерность изменения скорости параметра, формула (4.36).
2. Исходя из расчетного и фактического значения параметра в i -й диагностике и средней фактической скорости на прошедшем интервале, прогнозировать среднюю скорость на следующий интервал диагностики, формула (4.35).
3. Время первой диагностики t_1 может быть определено четырьмя способами:

а) $t_1 = h \frac{|U_n - U_0|}{V_{cp}}$, где V_{cp} - заданная средняя скорость, коэффициент $h=0,5$;

б) зная параметры закона для наработки $F(t)$ решить уравнение (4.33), где рекомендуемое значение $\gamma = 0,90-0,95$ ($q = 0,05 \dots 0,1$);

в) t_1 просто назначается, исходя из предыдущего опыта эксплуатации;

г) определить оптимальное значение по критерию интенсивности эксплуатационных затрат (смотри 5.1).

Мы рассмотрим два практически важных случая: монотонное изменение параметра, когда параметр во времени не уменьшается (или не возрастает), и немонотонное изменение, когда возможны возрастания и уменьшения с сохранением тенденции (тренда). При монотонном изменении параметра мы реко-

мендуем предпочтение отдать распределению Бирнбаума-Саундерса, а при не-монотонном – обратному Гауссовскому закону.

При вероятностно-физическом подходе и незначительном числе диагностик прогнозирование остаточного ресурса предлагается осуществлять по следующей схеме [96]:

1. Определяется, по формуле (4.33), «гамма-процентный ресурс» t_1 для вероятности $q = 1 - \gamma$. При этом предполагается, что диагност знает значения параметров закона $F(t)$. Если оценки параметров еще не найдены, то значение t_1 может быть определено приближенно, исходя из опыта эксплуатации (можно через среднюю скорость).

2. В момент времени $T_1 = t_1$ осуществляется первая диагностика параметра, определяется его фактическое значение U_1 и рассчитывается уточненная средняя скорость изменения на первом отрезке времени $V_1^y = \frac{|U_n - U_0|}{t_1}$, где U_0 - начальное значение. Следующий интервал $t_2 = h \frac{|U_n - U_0|}{V_2}$, где $V_2 = V_1^y$; U_n - предотказное значение контролируемого параметра; h - коэффициент, учитывающий неравномерность изменения скорости параметра. Его значение рекомендуется $h = 0,6 \dots 0,8$.

3. Для каждого последующего момента диагностики T_i прогнозируется средняя скорость изменения параметра – V_{i+1} . $T_i = \sum t_k, k = 1, 2, \dots, i$ - суммарная наработка в момент i -ой диагностики. В качестве прогнозируемой скорости рекомендуется следующее значение

$$V_{i+1} = V_1^y \frac{U_i}{U_i^p}, \quad (4.35)$$

где U_i - последнее измеренное значение параметра в момент T_i ;

$V_i^y = \frac{|U_i - U_{i-1}|}{t_i}$ - уточненное значение скорости на предыдущем интервале;

$U_i^p = U_{i-1} + V_i t_i$ - расчетное значение параметра в момент T_i ;

t_i - предыдущий интервал.

Значение (4.35) прогнозное, т.к. если $U_i^p > U_i$, то $V_{i+1} < V_i^y$, а если $U_i^p < U_i$, то $V_{i+1} > V_i^y$.

4. Определяется $(i+1)$ -й межконтрольный период до следующей диагностики

$$t_1 = h \frac{|U_n - U_i|}{V_{i+1}}, \quad (4.36)$$

где U_n - предотказное значение контролируемого параметра;

U_i - последнее измеренное значение параметра;

h - коэффициент, учитывающий неравномерность изменения скорости параметра.

Если значение t_{i+1} окажется меньше заданного значения t_z , то $(i+1)$ -й период эксплуатации не проводится и по данному элементу необходим ремонт.

5. Для наработки T_{i+1} оценивается вероятность безотказной работы

$$P(T_{i+1}) = 1 - F(T_{i+1}). \quad (4.37)$$

Дополнительно оценивается вероятность безотказной работы для остаточного ресурса (вероятность того, что параметр не изменится до предотказного значения в момент T_{i+1} при условии $U_i < U_n$ в момент времени T_i)

$$P_0\left(\frac{T_{i+1}}{U_i} < U_n\right) = \frac{1 - F(T_{i+1})}{1 - F(T_i)}. \quad (4.38)$$

Желательно, чтобы эта вероятность не была меньше 0,8...0,9.

6. Пункты 3, 4, 5 повторяются до тех пор, пока на i -м шаге не выполнится неравенство $U_i > U_n$, что свидетельствует о том, что по данному ПТС необходим ремонт. Дополнительно, как мы уже отмечали, возможен выход из этого цикла по условию $t_{i+1} < t_z$. Суммарная наработка (остаточный ресурс)

$$T = \begin{cases} \sum_{k=1}^i t_k + \frac{t_{i+1}}{h}, & \text{если } t_{i+1} < t_z \\ \sum_{k=1}^i t_k + \frac{t_i |U_n - U_{i-1}|}{|U_i - U_{i-1}|}, & \text{если } U_i > U_n \end{cases}. \quad (4.39)$$

Формула (4.36) может использоваться при определении межконтрольных интервалов, а формула (4.39) – для создания выборок, необходимых при опреде-

лении оценок математического ожидания и дисперсии (при этом величина T должна быть увеличена с учетом упреждающих допусков на диагностические параметры). Оценки параметров для распределений Бирнбаума-Саундерса и обратного Гауссовского можно найти по формулам (4.20, 4.24).

Преимущество предложенного подхода заключается в том, что закон для наработки $F(t)$ влияет лишь на время первой диагностики t_i (и то не всегда, так как здесь предлагается четыре варианта выбора этого времени) и на оценки вероятностей (4.37, 4.38). Дополнительно средняя скорость изменения параметра (4.35) зависит от многих факторов и является прогнозной. Все это повышает точность и достоверность оценки (прогноза) межконтрольных интервалов (4.35) и остаточного ресурса (4.39).

4.5 Основные итоги и выводы

1. Из известных методов оценки фактического ресурса эксплуатирующегося оборудования (детерминированных, экспертных, физико-статистических и фактографических), базирующихся на данных об объекте, для прогнозирования остаточного ресурса вентиляторов главного проветривания наиболее подходящими являются экстраполяционные, основанные на анализе тренда параметров технического состояния исследуемого оборудования. Сложность применения вероятностного подхода при оценке показателей надежности заключается в трудности определения закона наработки и его параметров для конкретной единицы оборудования, вследствие невозможности получения необходимых экспериментальных данных.
2. Для выбора экстраполяционного метода необходимо обосновать, на основе экспериментального материала, модель изменения предельного технического состояния вентилятора главного проветривания, которая может служить законом для наработки. Аппроксимация процесса деградации механической системы вентиляторов, с точки зрения простоты построения и интерпретации результатов, наиболее предпочтительна верной функцией (4.36, 4.35), которая, помимо α -распределения, имеет различные модификации: две границы допуска; случайное значение уровня; случайное значение начального

значения.

3. При экстраполяционном подходе к оценке остаточного ресурса и незначительном числе диагностик, что характерно для вентиляторов главного проветривания, разработан алгоритм прогнозирования остаточного ресурса, особенностью которого является то, что вид закона наработки влияет только на время первой диагностики t_i на оценки вероятностей (4.36, 4.37), а средняя скорость деградации (4.35) сама является прогнозной. Такой подход повышает точность и достоверность оценки (прогноза) межконтрольных интервалов (4.36) и остаточного ресурса (4.39).

5. МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШВГП И ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

5.1 Методика диагностирования центробежных вентиляторов главного проветривания по параметрам вибрации

Вибродиагностический контроль проводится для получения объективной информации о фактическом техническом состоянии механического оборудования вентилятора главного проветривания (ВГП): приводного электродвигателя, соединительных муфт, промежуточного вала, ротора вентилятора с рабочими колесами и подшипниковых узлов. Вибродиагностика механического оборудования ВГП производится при его работе под нагрузкой в стационарном режиме, а также в режимах разгона и свободного выбега [80].

Для вибродиагностического контроля должна применяться аппаратура, которая состоит из измерительного преобразователя (датчика), усилительного преобразователя и показывающего прибора и соответствует следующим требованиям:

- измерительный преобразователь должен быть избирательным по направлению измерений (коэффициент искажения не более 5 %);
- соотношение массы измерительного преобразователя и местной колеблющейся массы объекта исследования не должно превышать 10 %;
- предел погрешности измерительно-регистрирующего тракта не должен превышать 10% (в частотном диапазоне 10... 1000 Гц не должен превышать 2 %);
- частотный диапазон должен охватывать все частотные компоненты, имеющие решающее значение для оценки интенсивности вибрации (не уже, чем 10... 1000 Гц, предпочтительно 1... 10000 Гц);
- динамический диапазон должен охватывать все возможные значения амплитуд отдельных компонент (не уже, чем 0...20 мм/с);
- показывающий (регистрирующий) прибор должен иметь квадратическую характеристику для отображения СКЗ виброскорости;
- иметь возможность узкополосного анализа спектра вибронагруженности

аппаратурным или алгоритмическим (на основе быстрого преобразования Фурье) методами;

- иметь возможность накапливать информацию об измеренных процессах для дальнейшей передачи в персональный компьютер или отображения ее на твердых копиях;
- климатическое исполнение должно соответствовать условиям проведения измерений.

Параметры механических колебаний при виброобследовании ВГП должны измеряться на всех подшипниковых опорах в трех ортогональных направлениях: вертикальном, горизонтальном (поперечном) и осевом по отношению к геометрической оси вала вентилятора. Для выявления дефектов электромагнитного происхождения рекомендуется проводить измерения механических колебаний в тангенциальном и радиальном направлениях на корпусе электрической машины [81].

Вертикальная компонента вибрации должна измеряться на верхней части крышки подшипника.

Горизонтальная компонента вибрации должна измеряться напротив середины подшипника на верхней крышке в непосредственной близости к горизонтальному разъему.

Осевая компонента вибрации должна измеряться на верхней части крышки подшипника в непосредственной близости к горизонтальному разъему.

Если верхняя крышка подшипника не имеет жесткой связи с подшипником или имеются другие конструктивные особенности, препятствующие установке датчиков в точках, указанных выше, допускается проводить измерения параметров вибрации в других точках корпуса подшипника, жестко связанных с подшипником и не имеющих резонансов в диапазоне частот 10...1000 Гц.

При измерении вибрации агрегатов, работающих в установившемся режиме, время осреднения результатов измерения каждой из компонент на каждой контрольной точке должно быть не менее 30 с. Число

отсчетов результата измерения среднего квадратического значения (СКЗ) виброскорости – не менее трех.

Для проведения сравнительного анализа рекомендуется синхронное измерение временных реализаций механических колебаний в нескольких контрольных точках, что позволяет получить информацию о сдвиге фаз колебаний и дает возможность выявления дефектов различных узлов оборудования, связанных между собой механическими или электрическими связями.

Предельные значения виброскорости для агрегатов разной мощности				
Уровень вибрации корпуса в полосе 10-1000 Гц, мм/с	Небольшие машины мощностью до 15 кВт	Средние машины мощностью от 15 до 75 кВт	Большие машины с вращающимися массами, смонтированные на жестких и тяжелых фундаментах.	Турбоустановки
28	Red	Red	Red	Red
18	Red	Red	Red	Red
11	Red	Red	Red	Yellow
7	Red	Red	Yellow	Yellow
4.50	Red	Yellow	Yellow	Blue
2.80	Yellow	Yellow	Blue	Blue
1.80	Yellow	Blue	Blue	Green
1.12	Blue	Blue	Green	Green
0.71	Blue	Green	Green	Green
0.45	Green	Green	Green	Green
0.28	Green	Green	Green	Green

Условные обозначения	
Green	Состояние агрегата хорошее
Blue	Состояние агрегата допустимое
Yellow	Состояние агрегата удовлетворительное
Red	Состояние агрегата недопустимое

Рис. 5.1. Нормы вибрации по ГОСТ ИСО 10816-1-97 (Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях) [100]

При оценке интенсивности вибрации в качестве нормируемого параметра вибрации устанавливается среднее квадратическое значение (СКЗ) виброскорости в рабочей полосе частот 10...1000 Гц. Если вибрационные процессы представлены сложными колебаниями в диапазоне от 2 до 10 Гц или от 1 до 10 кГц (шире, чем рекомендовано ISO 2372 и ГОСТ 10816-1-97, см. рис. 5.1), то вводится дополнительное условие по ограничению размаха колебаний $2S$ и амплитуде виброускорения a (рис. 5.2).

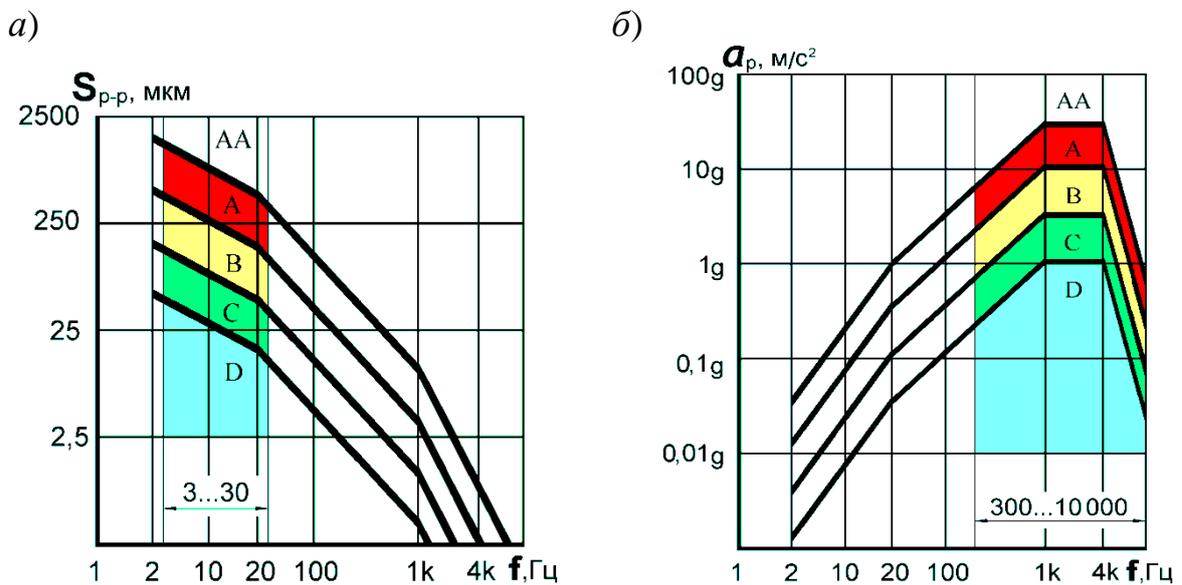


Рис. 5.2. Диаграмма Блейка для оценки низкочастотной вибрации (а) и высокочастотной вибрации (б) на корпусах подшипников качения

Техническое состояние ВГП оценивается по наибольшему значению одной из измеренных компонент вибрации.

Приемка ВГП из монтажа и ремонта допускается, если вертикальная и горизонтальная составляющие интенсивности вибрации на опорах не превышают 1,8 мм/с, а осевая компонента – не более 2,8 мм/с (оценка технического состояния «хорошо»). При наличии составляющих в частотном диапазоне от 2 до 10 Гц размах радиальных колебаний не должен превышать 0,65 мм, а осевых – 0,1 мм.

Длительная эксплуатация ВГП допускается при величине радиальных составляющих интенсивности вибрации подшипниковых опор, не превышающих 4,5 мм/с, и осевой – 7,1 мм/с (оценка уровня технического состояния «удовлетворительно»). При наличии составляющих в частотном диапазоне от 2 до 10 Гц длительная эксплуатация допускается при величине размаха радиальных колебаний, не превышающей 0,1 мм, а осевых – 0,25 мм.

Не допускается длительная работа ВГП при интенсивности радиальной составляющей интенсивности вибрации хотя бы одного подшипникового узла свыше 7,1 мм/с, а осевой – 11,2 мм/с (оценка уровня технического состояния «допустимо»). Дополнительным условием яв-

ляется ограничение размаха радиальных колебаний величиной 0,25 мм, а осевых – 0,40 мм. При превышении этого нормативного значения необходимо планировать остановку ВГП для проведения ремонтных работ в целях устранения причин повышенной вибрации.

Не допускается работа ВГП при интенсивности радиальной составляющей интенсивности вибрации хотя бы одного подшипникового узла свыше 11,2 мм/с, а осевой – 18 мм/с (оценка уровня технического состояния «недопустимо»). При наличии низкочастотных составляющих (в диапазоне 2...10 Гц) не допускается эксплуатация при величине размаха радиальных колебаний более 0,40 мм, а осевых – 0,63 мм.

Для отдельных составляющих вибрации вводятся две границы: «предупреждение» и «тревога» (рис. 5.3, 5.4), которые построены для доверительных вероятностей 0,8 и 0,95, соответственно [82].

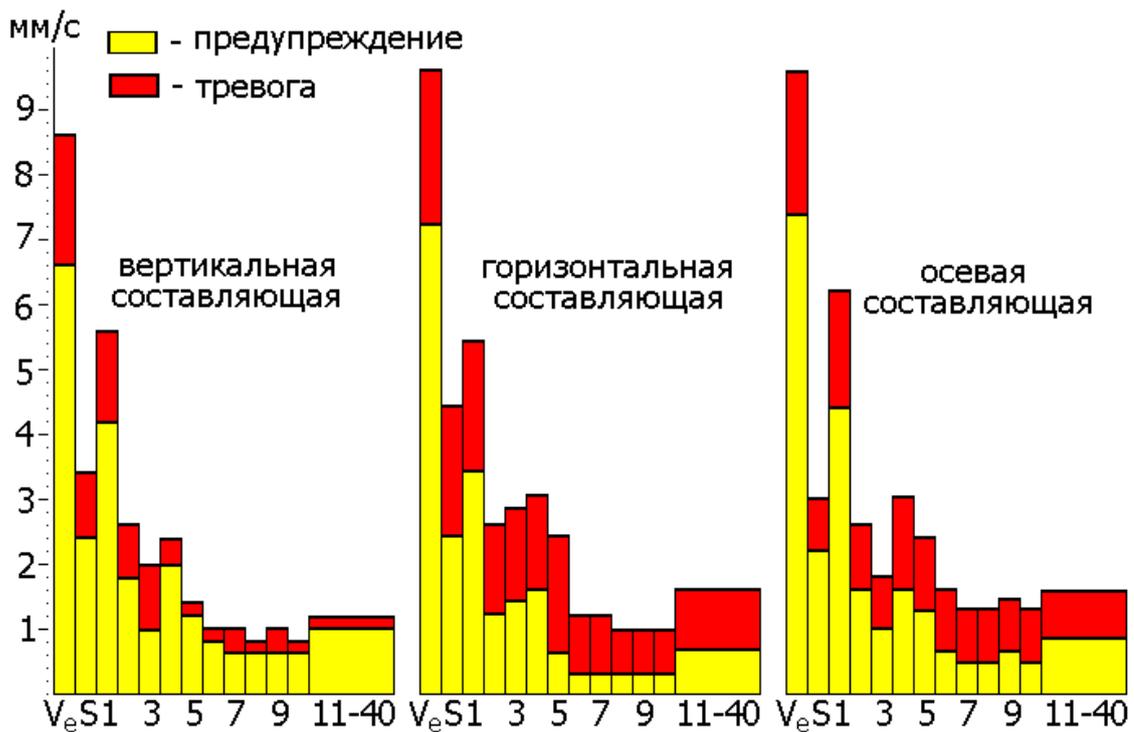


Рис. 5.3. Центробежные вентиляторы

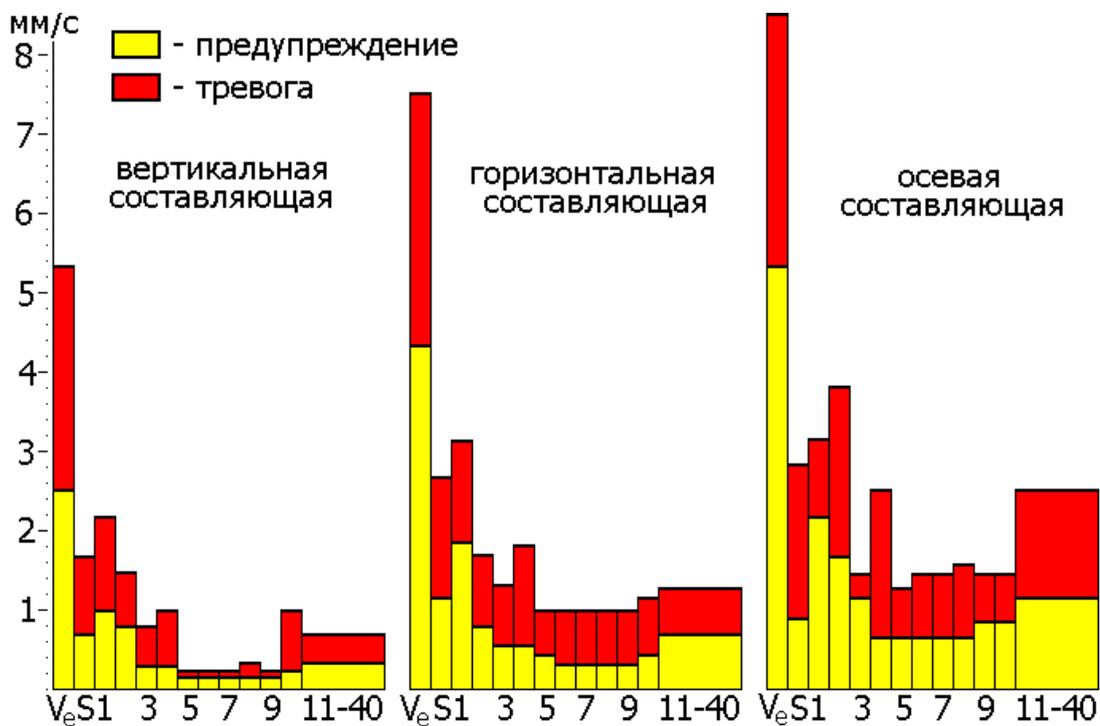


Рис. 5.4. Приводные электродвигатели

Здесь по оси абсцисс отложены порядковые номера оборотной частоты вращения ротора (S1, S3, S5...) и общий уровень СКЗ виброскорости V_e .

5.2 Методика распознавания технического состояния ШВГП по параметрам вибрации

В наиболее общем виде постановка задачи распознавания может быть сформулирована в следующем виде [83].

Если исходное множество распознаваемых технических состояний подразделено на классы, т.е. составлен алфавит классов $W = \{W_1, \dots, W_m\}$, определен рабочий словарь признаков $U = \{u_1, \dots, u_n\}$ и составлено описание каждого класса состояний W_i ($i=1 \dots, m$), на языке этих признаков u_j ($j=1 \dots n$), т.е. составлены функциональные зависимости вида $W = p_i(u_1 \dots, u_n)$, то сведения, заключенные в этих зависимостях, представляют собой априорную информацию системы распознавания. Здесь $p_i(u)$ – условная плотность распределения признаков внутри i -го класса.

Если в результате проведения обучающих экспериментов установлено, что для распознаваемого состояния признаки приняли значения $u_1 = u_1^0, \dots, u_i = u_i^0, \dots, u_n = u_n^0$, то требуется установить, к какому классу отно-

сится неизвестное, подлежащее распознаванию состояние. Решение задачи распознавания осуществляется на основе сопоставления апостериорной информации с априорным описанием классов на языке диагностических признаков при помощи алгоритмов распознавания. При этом признаки распознаваемых состояний могут быть представлены как детерминированные, вероятностные, логические или структурные.

Детерминированные признаки – это признаки, принимающие конкретные числовые значения, которые могут рассматриваться в качестве координат точки в признаковом пространстве, соответствующей данному состоянию.

Вероятностные признаки – признаки, случайные значения которых распределены по всем классам состояний. Признаки распознаваемых состояний следует рассматривать как вероятностные и в случае, если измерение их числовых значений проводится с ошибками.

Логические признаки можно рассматривать как элементарные высказывания, принимающие два значения истинности («да», «нет», или «истина», «ложь»), с полной определенностью. К логическим признакам относятся признаки, не имеющие количественного выражения. Они представляют собой суждения качественного характера типа наличия или отсутствия некоторых свойств или некоторых элементов у распознаваемых объектов или явлений.

Структурные (лингвистические, синтаксические) - признаки представляют собой производные элементы (символы) структуры распознаваемого явления. Иначе эти элементы (константы) называют терминалами. Каждое распознаваемое состояние может рассматриваться как цепочка терминалов или как предложение. Если предложение, описывающее распознаваемое состояние, относится к языку данного класса, то это состояние и принимается принадлежащим к такому классу.

Алгоритмы распознавания основываются на сравнении той или иной меры близости или меры сходства распознаваемого состояния с каждым классом. При этом, если выбранная мера близости L признаков U данного состояния w с признаками какого-либо класса W_g ($g = 1, \dots, m$) превышает меру

близости с признаками других классов, то принимается решение о принадлежности этого состояния классу W_g .

Меры близости. В алгоритмах, базирующихся на использовании детерминированных признаков, для распознавания используют метрические меры близости или сходства. Вообще выбор метрики произволен, необходимо лишь, чтобы она удовлетворяла обычным аксиомам расстояний:

$$d(a, b) = d(b, a); d(a, c) \leq d(a, b) + d(b, c); d(b, c) \geq 0; d(a, b) = 0, \text{ когда } a = b.$$

Если две точки в признаковом пространстве заданы векторами $U_i = \{u_{i1}, \dots, u_{in}\}$ и $U_j = \{u_{j1}, \dots, u_{jn}\}$, то расстояние d_{ij} между ними можно определить с помощью одного из общеупотребительных показателей расстояния (метрики), приведенных ниже:

расстояние по Хэммингу

$$d_{ij} = \sum_{k=1}^n |u_{ik} - u_{jk}|; \quad (5.1)$$

Евклидово расстояние

$$d_{ij} = \left[\sum_{k=1}^n (u_{ik} - u_{jk})^2 \right]^{0,5}; \quad (5.2)$$

квадрат расстояния

$$d_{ij} = \sum_{k=1}^n (u_{ik} - u_{jk})^2; \quad (5.3)$$

обобщенное расстояние

$$d_{ij} = \left[\sum_{k=1}^n |u_{ik} - u_{jk}|^v \right]^{\frac{\mu}{v}}. \quad (5.4)$$

Когда класс характеризуется перечнем входящих в него элементов, построение системы распознавания образов может быть основано на принципе принадлежности к такому перечню. При этом реализация процесса автоматического распознавания осуществляется посредством сравнения с эталоном

каждого класса, хранящимся в памяти системы. Под эталоном понимается некий усредненный образ класса. При наличии обучающей выборки из l членов класса состояний с диагнозом W_i в качестве эталонного вектора признаков данного диагноза (центра кластера) можно принять вектор

$$V_i = U_i^0 = \left\{ \frac{1}{l} \sum_{k=1}^l u_{k1}; \frac{1}{l} \sum_{k=1}^l u_{k2}; \dots; \frac{1}{l} \sum_{k=1}^l u_{kn} \right\}. \quad (5.5)$$

Выражение (5.5) определяет эталон как центр тяжести области диагноза [84]. Распознавание состояния, заданного вектором U_i осуществляется оценкой расстояний до каждого из эталонов V_j (рис. 5.5) и отнесением к соответствующему классу состояний W_j в соответствии с правилом:

$$w \in W_j, \text{ если } d_{ij} = \min d_{ij} \quad (k = 1 \dots m). \quad (5.6)$$

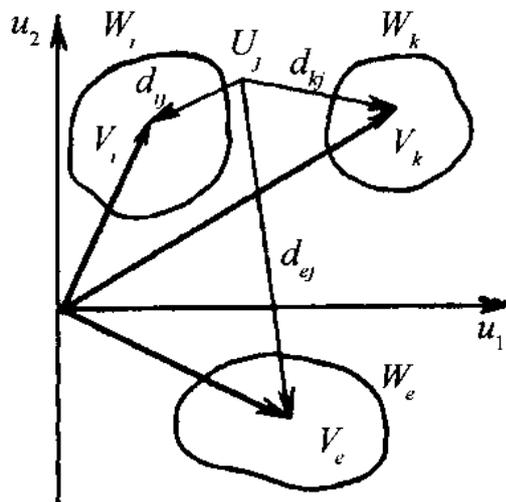


Рис. 5.5. Распознавание изображения $U_j(U_{j1}, U_{j2})$ в двумерном признаковом пространстве по минимуму расстояния $d_{qj} = d(V_q, U_j)$ до эталонов $V_q(u_{q1}, u_{q2})$, $q = 1, 2, \dots, i, k, l \dots$

Для уменьшения вероятности ошибки распознавания вводится некоторый порог, например, радиус сферы ρ_j , в которую должна попадать точка в признаковом пространстве для отнесения ее к j -му классу. Правило распознавания для изотропного однородного пространства признаков формулируется при этом следующим образом:

$$w \in W_j, \text{ если } |U_i - V_j| < \rho_j.$$

В практических задачах область диагноза W_j с радиусом ρ_j , принимается такой, чтобы она включала с некоторым запасом все точки обучающей последовательности, принадлежащие данному классу.

Необоснованное расширение границ области может привести к уменьшению надежности распознавания, которая тем выше, чем меньше расстояние от испытуемого вектора до одного из эталонных по сравнению с расстояниями до других эталонов.

Для классификации состояний механизмов часто пользуются не мерой близости векторов в признаковом пространстве, а *мерой сходства*. При этом распознавание испытуемого состояния осуществляется оценкой меры сходства вектора признаков с описаниями каждого класса и отнесением к тому из классов, мера сходства с которым максимальна, т.е.

$$w \in W_j, \text{ если } R_{ij} = \max R_{ik}, k = 1 \dots n. \quad (5.7)$$

Наиболее употребительной мерой сходства является косинус угла φ_{ij} между векторами V_i и U_j , который в статистике называется мерой линейного сходства или нормированной функцией корреляции:

$$R_{ij} = \cos \varphi_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^n U_{ik} U_{jk}}{[(\sum_k u_{ik}^2)(\sum_k u_{jk}^2)]^{0,5}} \quad (5.8)$$

Максимум сходства достигается, когда направления распознаваемого U_j и эталонного V_j векторов совпадают (рис. 5.6).

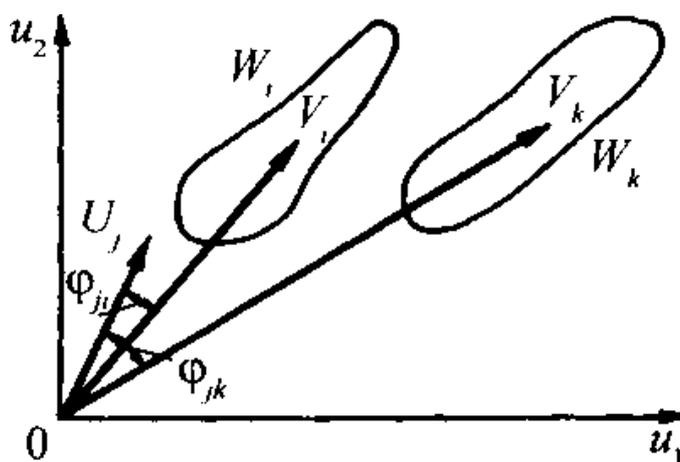


Рис. 5.6. Распознавание изображений по минимуму угла φ_{ij} между испытуемым изображением U_j и эталонами V_q

Когда классы состояний не пересекаются в пространстве признаков, любой предъявленный для распознавания вектор диагностических признаков практически достоверно можно отнести к одному из классов технических состояний. В противном случае, распознавание можно выполнить, например, вероятностным методом [85], при котором априори предполагается, что вектор заведомо принадлежит одному из классов состояний.

При принятии классифицирующего решения возможны ошибки первого и второго рода. Если, например, признак фактически принадлежит к классу исправных состояний W_1 , а система диагностирования принимает решение о наличии дефекта, т.е. о принадлежности к классу W_2 , то совершается ошибка первого рода, называемая «ложной тревогой». Если принимается решение об исправном состоянии W_2 когда объект неисправен W_1 , то совершается ошибка второго рода, называемая «пропуском дефекта». Очевидно, что последствия этих ошибок различны, поэтому принято назначать им разные цены. В задачах надежности стоимость пропуска дефекта существенно больше стоимости ложной тревоги. В многомерном случае, когда имеет место распознавание m образов, матрица стоимостей будет порядка m . Правила распознавания при этом довольно громоздки, труднореализуемые в системах автоматического распознавания, к тому же матрица стоимостей содержит элемент субъективизма, так как стоимость риска назначает человек-эксперт.

5.3 Распознавание технического состояния вентиляторов главного проветривания по параметрам вибрации

При проведении диагностирования замеры вибрации проводятся на машинных агрегатах, имеющих повышенный уровень вибрации, превышающий уровень «допустимо». Определение этого состояния выполняет подсистема мониторинга машинного оборудования программного обеспечения «Диамант-2». Для каждого агрегата диагностирование состоит из следующих этапов [95]:

- занесение в базу данных конструктивных параметров узлов агрегата;
- построение кинематической схемы;
- создание точек измерения;

- проведение виброизмерений;
- сохранение полученной информации в базе данных измерений;
- сравнение СКЗ вибросигналов во всех точках измерения;
- получение спектра вибросигнала с наибольшим СКЗ;
- исследование спектра в диалоговом режиме и принятие решения о возможном дефекте.

При проведении измерений, перед назначением контрольных точек, необходимо снять контурную характеристику для выявления наиболее информативных точек, т.е. таких, в которых регистрируемый сигнал имеет наибольшую величину. Контрольные точки указываются на кинематической схеме ВГП (рис. 5.7) и должны быть четко помечены на корпусе обследуемой машины, чтобы все измерения проводились в одном и том же месте. Это связано с тем, что если путь распространения механических колебаний от точки возбуждения (вала, соединительной муфты лопаточного аппарата и т.п.) до точки регистрации не имеет идентичного коэффициента затухания, то дефекты одинакового характера могут создавать различные по форме и амплитуде сигналы на измерительном преобразователе, и могут быть причиной различных интерпретаций и заключений. При этом следует задавать контрольные точки на корпусах вдали от ребер жесткости, а также местных концентраторов напряжений и деформаций, где происходит сильное искажение сигналов.

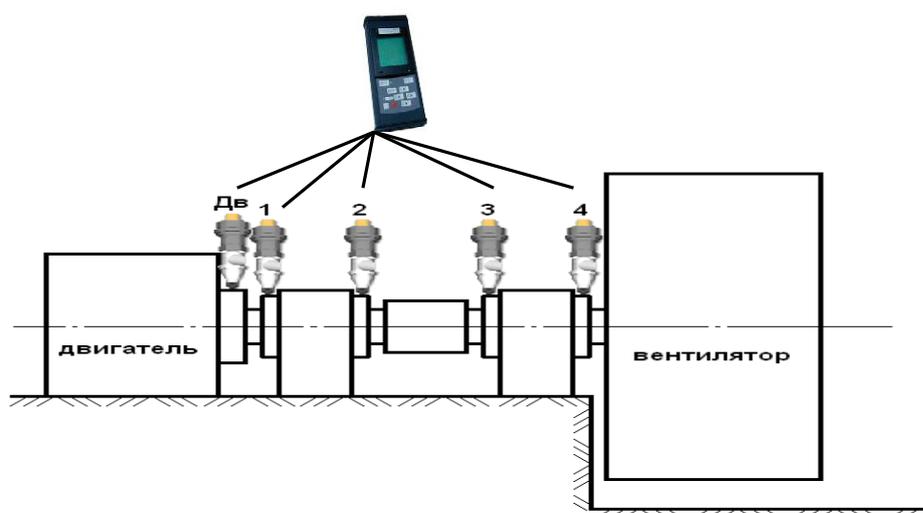


Рис. 5.7. Схема измерения вибрации на вентиляторе ВЦ-25

5.3.1 Результаты диагностирования вентилятора главного проветривания ВЦ-25 (технологическая позиция 1) по параметрам вибрации

Ниже приведены результаты диагностирования центробежного вентилятора главного проветривания ВЦ-25, установленного на вентиляционном стволе шахты Талдинская-Западная 2 ОАО «СУЭК-Кузбасс», в соответствии с разработанной методикой.

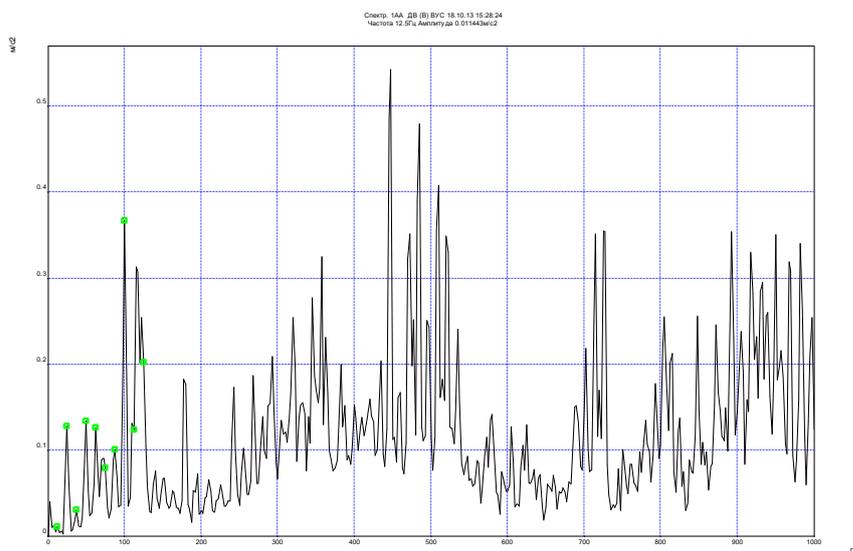


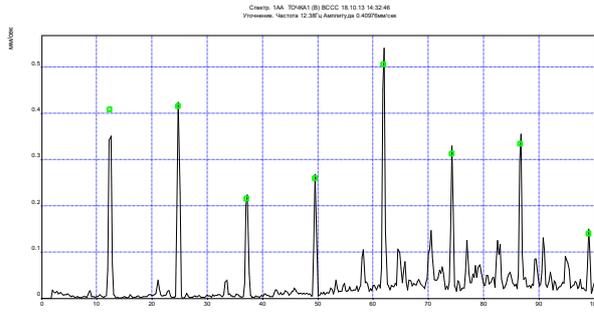
Рис. 5.8. Вертикальная компонента вибрации в контрольной точке Дв

На рис. 5.8 приведен частотный спектр вертикальной составляющей вибронегруженности двигателя.

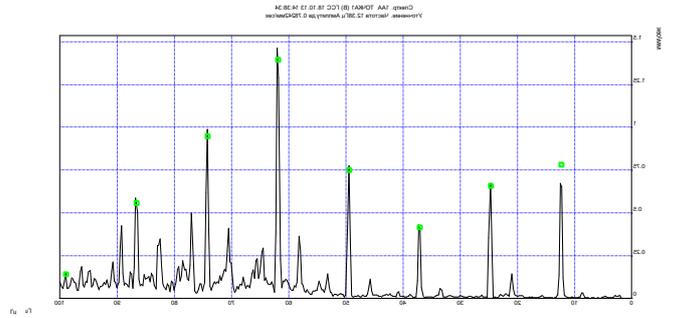
По общему уровню виброускорения $a = 2,4 \text{ м/с}^2$ техническое состояние оценивается как хорошее, однако «энергетический горб» в частотном диапазоне 400-600 Гц свидетельствует о нарушении условия смазки переднего подшипника.

На рис. 5.9, 5.11, 5.13 и 5.15 приведены частотные спектры в 1, 2, 3 и 4 контрольных точках, а на рис 5.10, 5.12, 5.14 и 5.16 – каскадные спектры в тех же точках.

a)



б)



в)

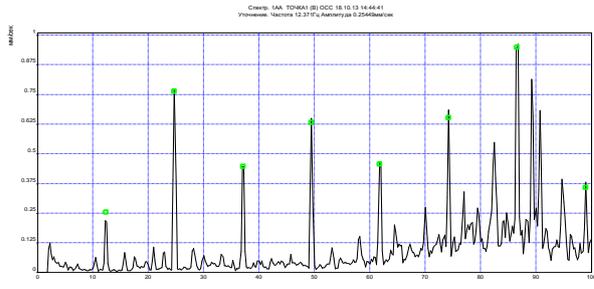


Рис. 5.9. Компоненты вибрации в 1 контрольной точке: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

Сравнение спектров.
18.10.13 14:32:46 Частота 24.75Гц Амплитуда 0.42454мм/сек

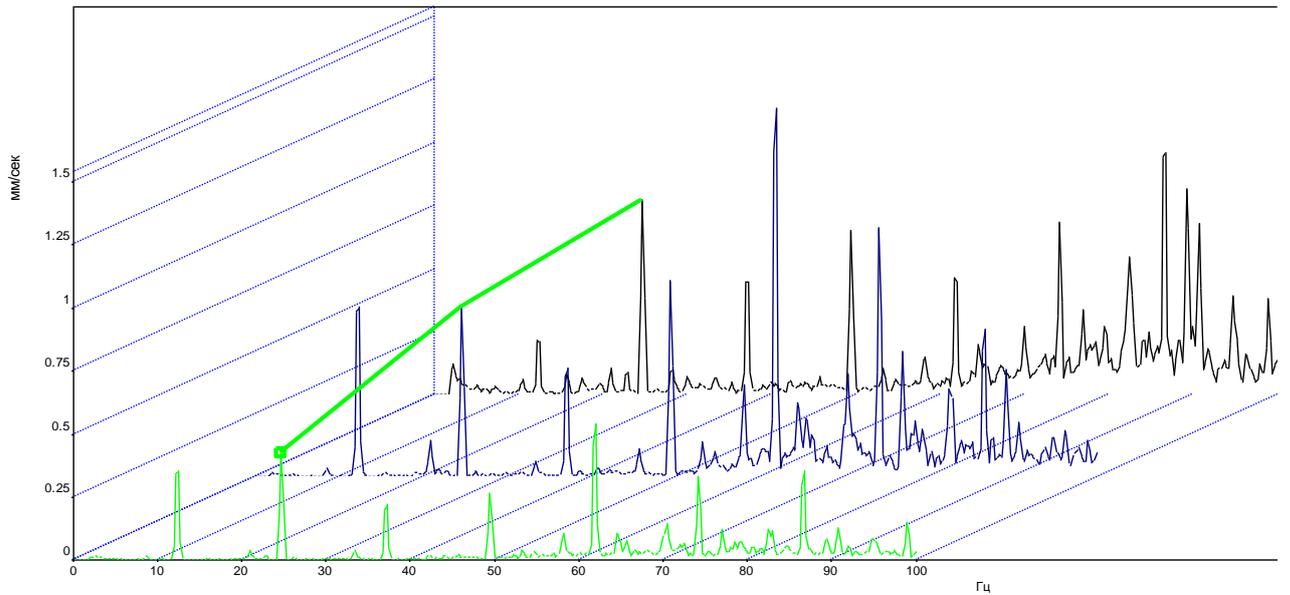
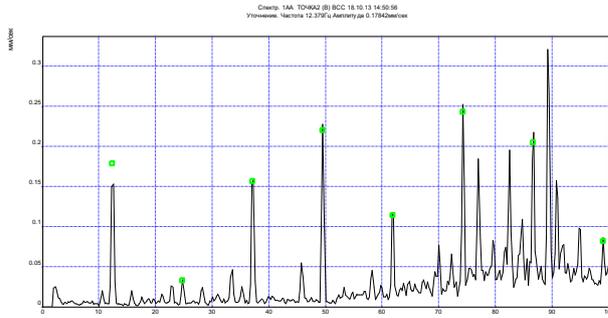
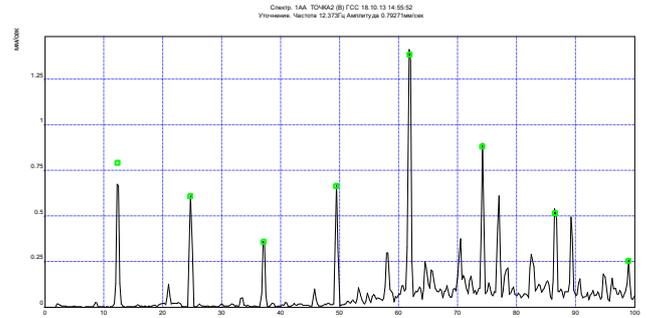


Рис. 5.10. Каскадный спектр в 1 контрольной точке

a)



б)



в)

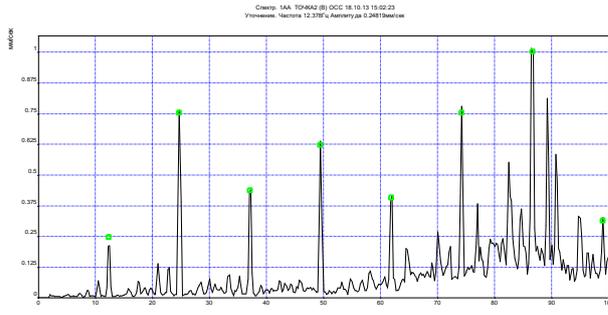


Рис. 5.11. Компоненты вибрации во 2 контрольной точке: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

Сравнение спектров.
18.10.13 14:55:52 Частота 24.75Гц Амплитуда 0.61185мм/сек

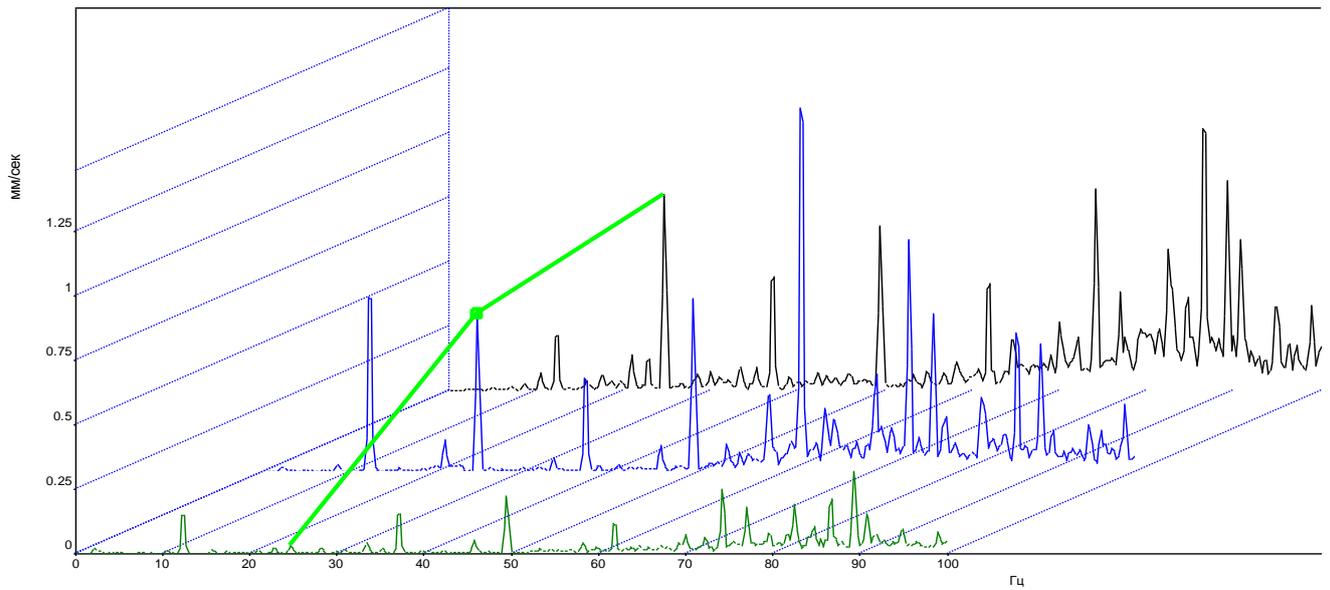
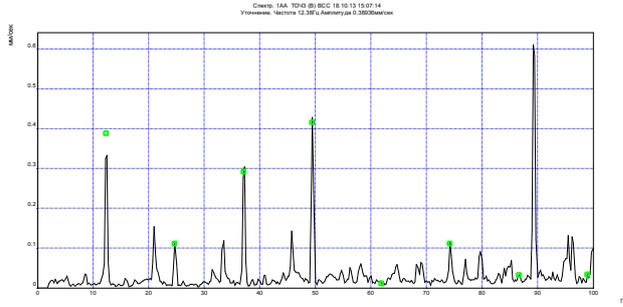
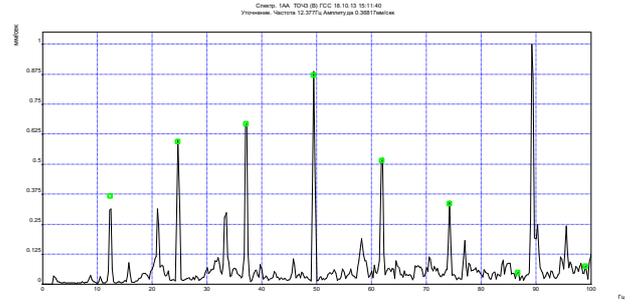


Рис. 5.12. Каскадный спектр во 2 контрольной точке

а)



б)



в)

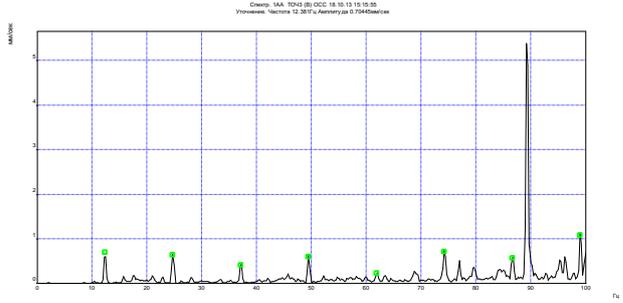


Рис. 5.13. Компоненты вибрации в 3 контрольной точке: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

Сравнение спектров.
18.10.13 15:07:14 Частота 21Гц Амплитуда 0.15586мм/сек

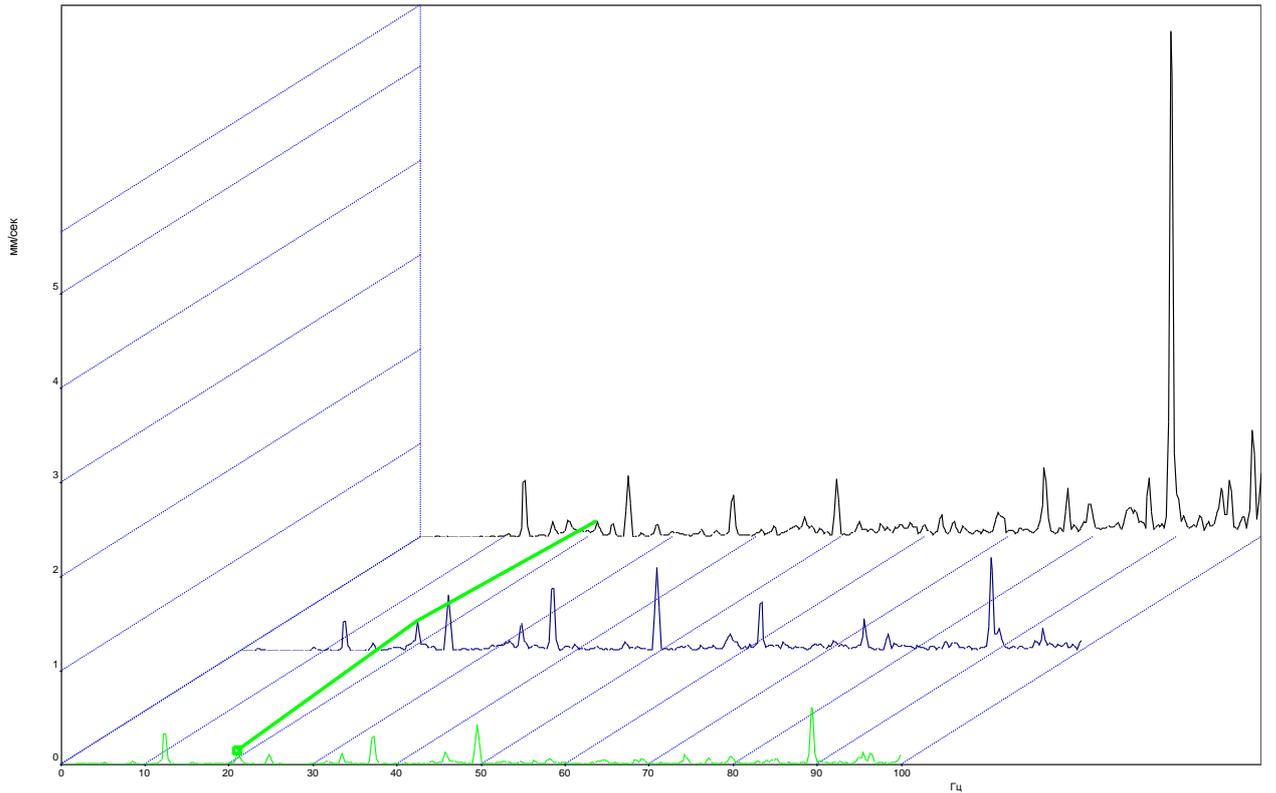
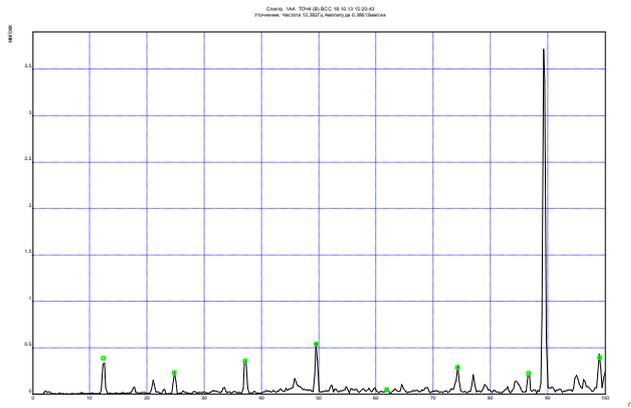


Рис. 5.14. Каскадный спектр в 3 контрольной точке

а)



б)

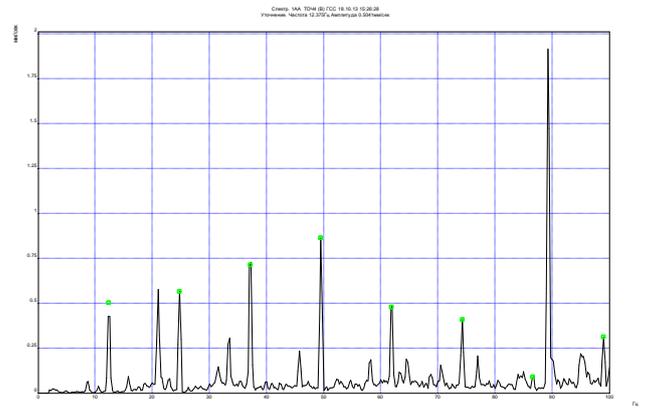


Рис. 5.15. Компоненты вибрации в 4 контрольной точке: вертикальная (а) и поперечная (б)

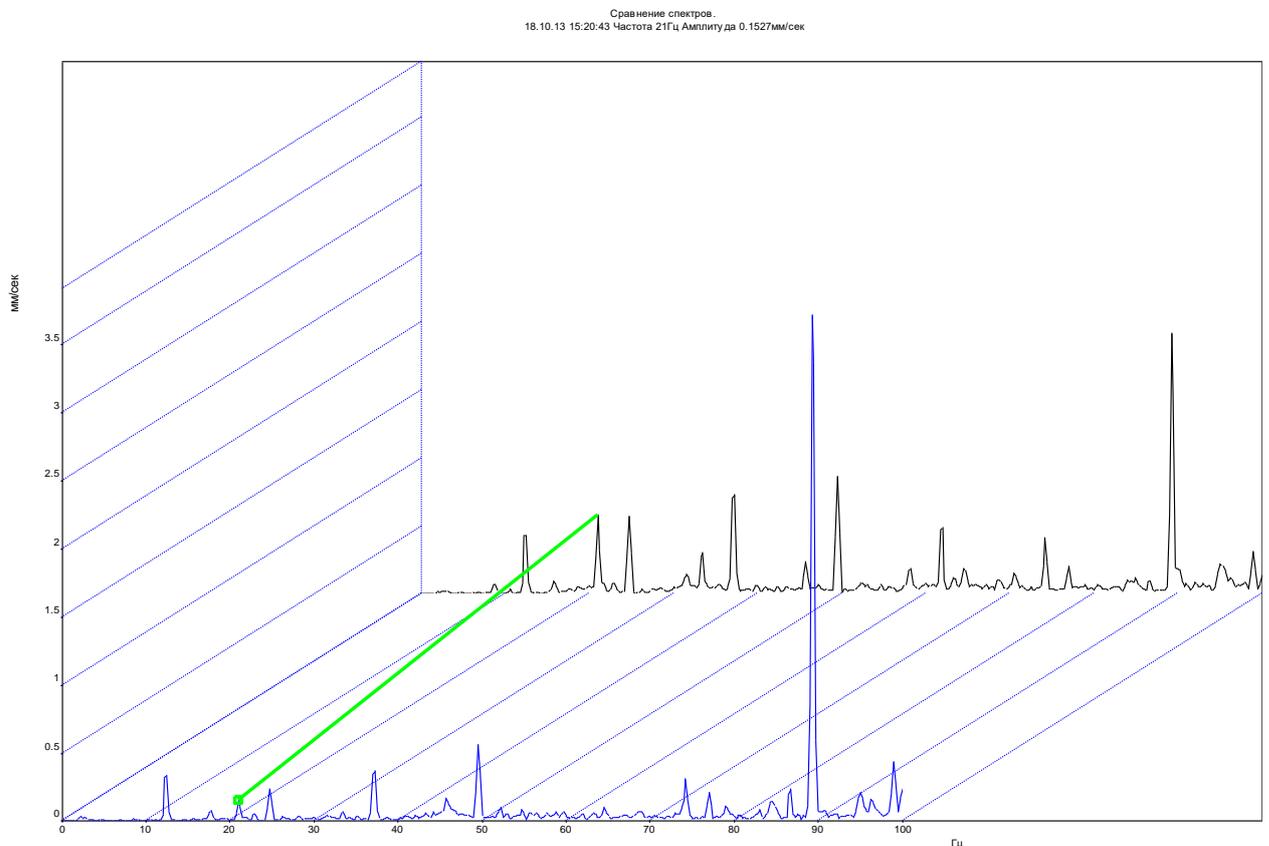


Рис. 5.16. Каскадный спектр в 4 контрольной точке

Как видно из анализа вибронагруженности опор ВГП ВЦ-25 (технологическая позиция 1) по общему уровню виброскорости вентилятор находится в удовлетворительном состоянии. Спектральный анализ виброскорости показывает на незначительное ослабление жесткости опорной системы вентилятора (смотри гармонические составляющие вибрации) и возникновение сры-

вов потока с рабочих лопаток ($f_{рез} \approx 89$ Гц), не представляющих в настоящее время опасности для вентилятора.

5.3.2 Результаты диагностирования вентилятора главного проветривания ВЦ-25 (технологическая позиция 2) по параметрам вибрации

На рис. 5.17 приведен частотный спектр вертикальной (а) и горизонтальной (б) составляющих виброскорости на переднем подшипнике двигателя.

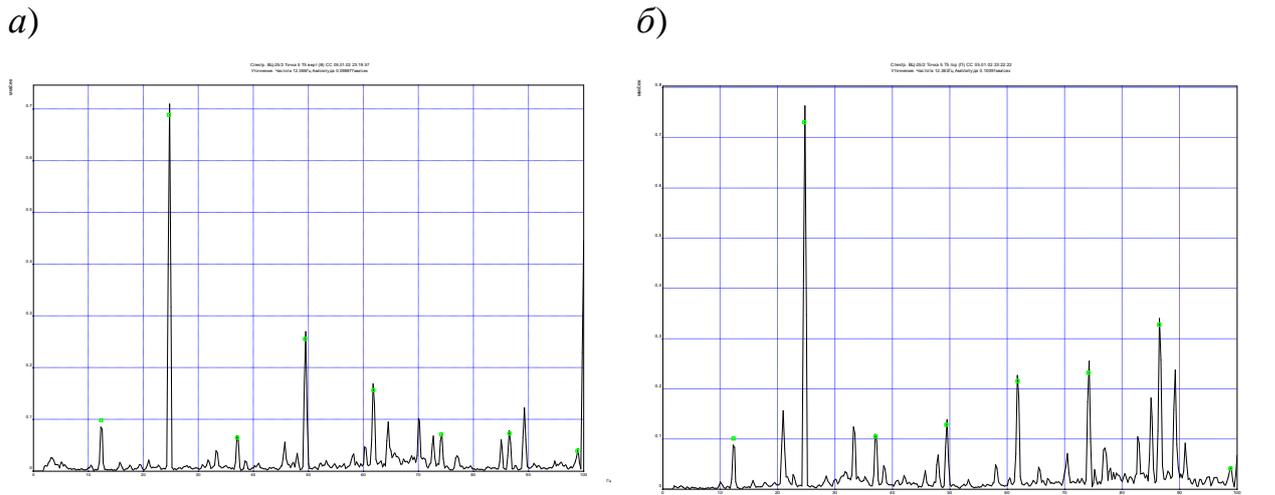


Рис. 5.17. Компоненты вибрации на переднем подшипнике электродвигателя: вертикальная (а) и поперечная (б)

На рис. 5.18 приведен частотный спектр вертикальной составляющей вибронагруженности двигателя.

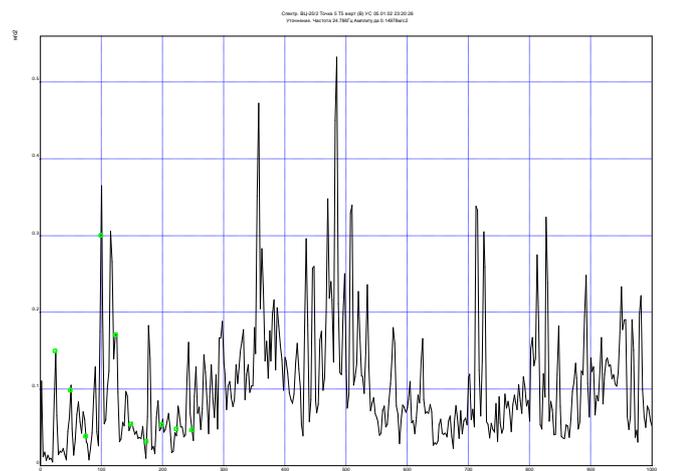
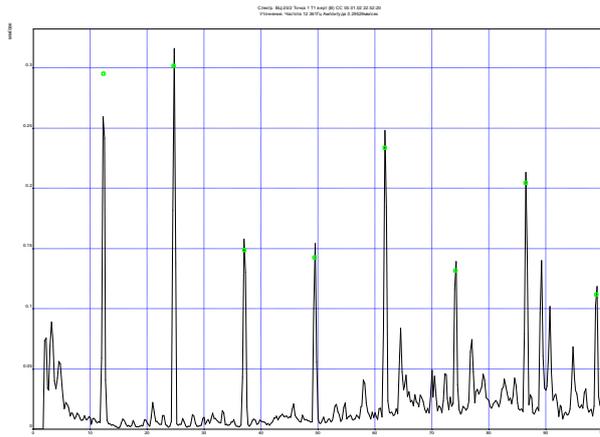


Рис. 5.18. Вертикальная компонента виброускорения на переднем подшипнике электродвигателя

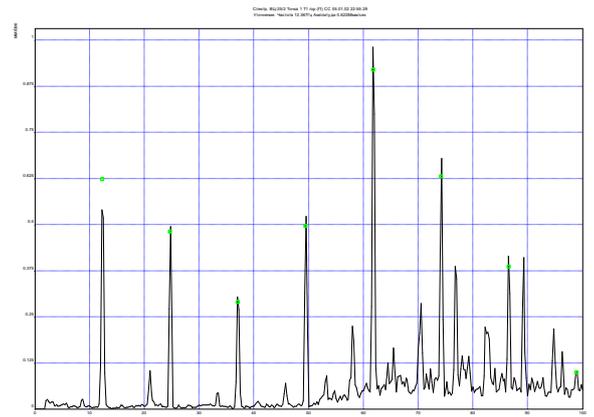
По общему уровню виброскорости техническое состояние приводного электродвигателя оценивается как хорошее, однако «энергетический горб» в частотном диапазоне 400-600 Гц свидетельствует, как и для технологической позиции 1, о некотором нарушении условия смазки переднего подшипника.

На рис. 5.19, 5.21, 5.23 и 5.25 приведены частотные спектры в 1, 2, 3 и 4 контрольных точках, а на рис. 5. 20, 5.22, 5.24 и 5.26 – каскадные спектры в тех же точках

а)



б)



в)

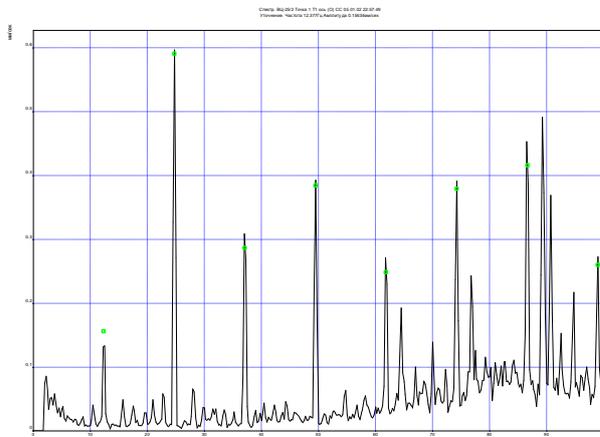


Рис. 5.19. Компоненты вибрации в 1 контрольной точке: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

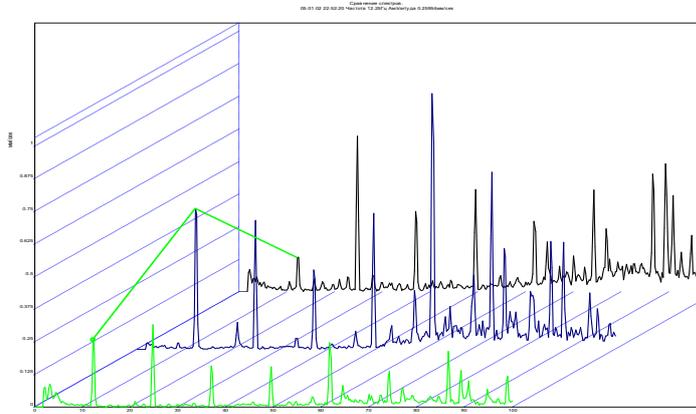
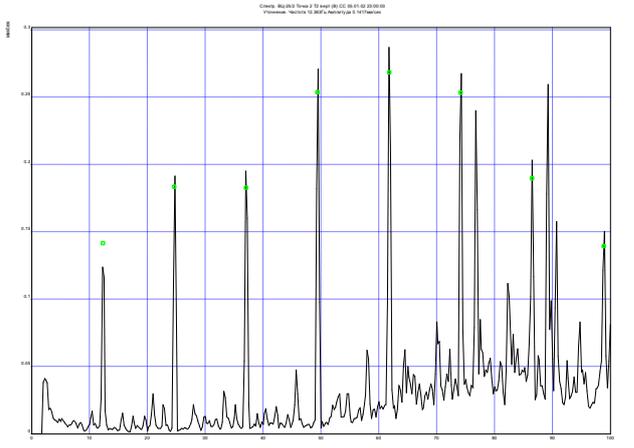
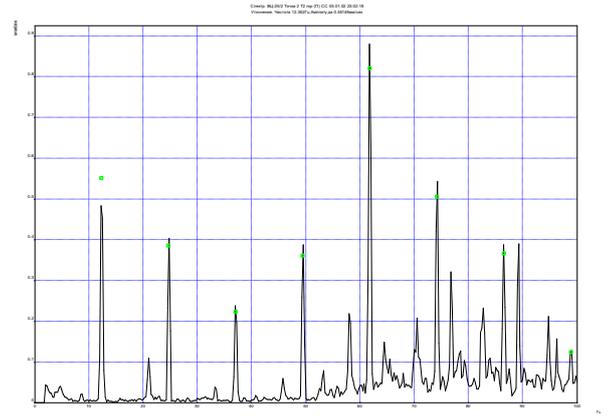


Рис. 5.20. Каскадный спектр в 1 контрольной точке

a)



б)



в)

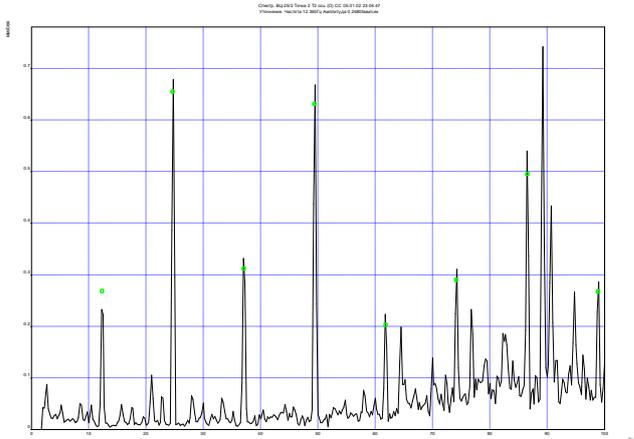


Рис. 5.21. Компоненты вибрации во 2 контрольной точке: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

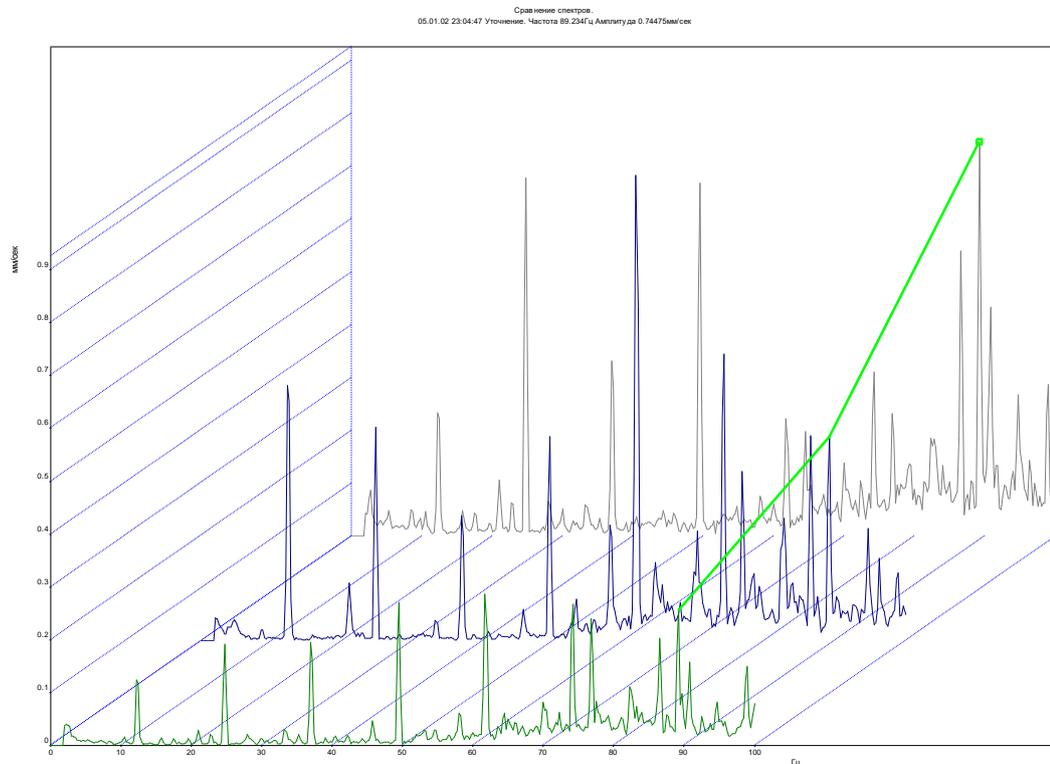
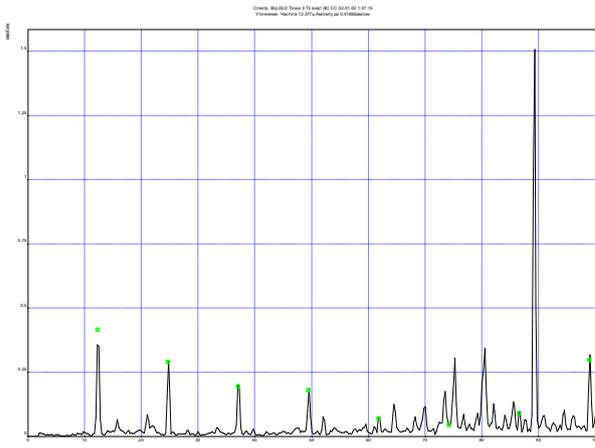
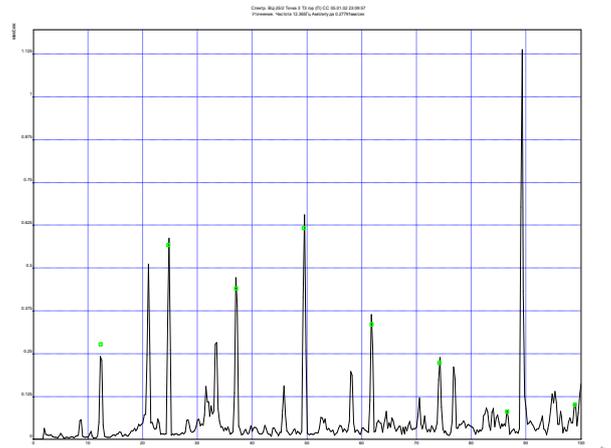


Рис. 5.22. Каскадный спектр во 2 контрольной точке

a)



б)



в)

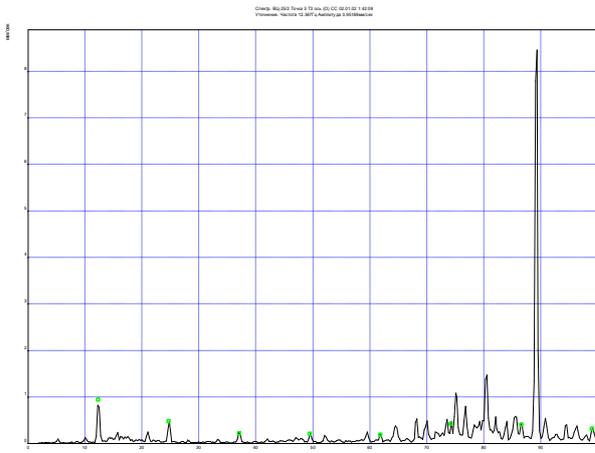


Рис. 5.23. Компоненты вибрации в 3 контрольной точке: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

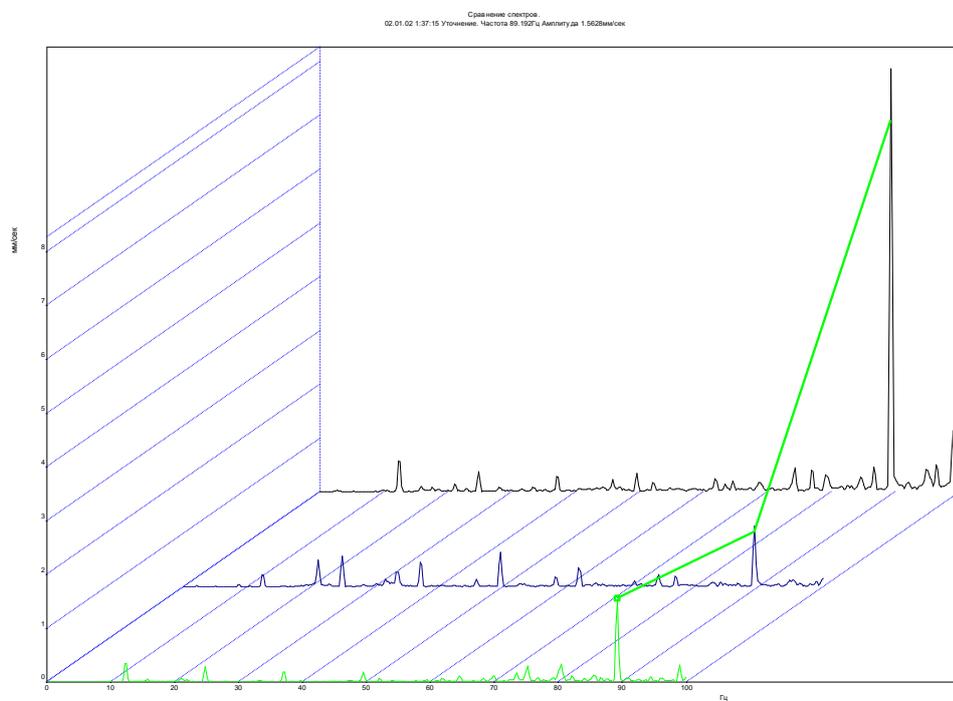
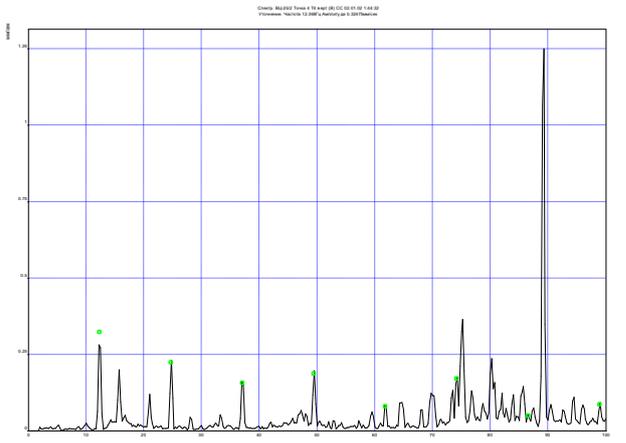


Рис. 5.24. Каскадный спектр в 3 контрольной точке

а)



б)

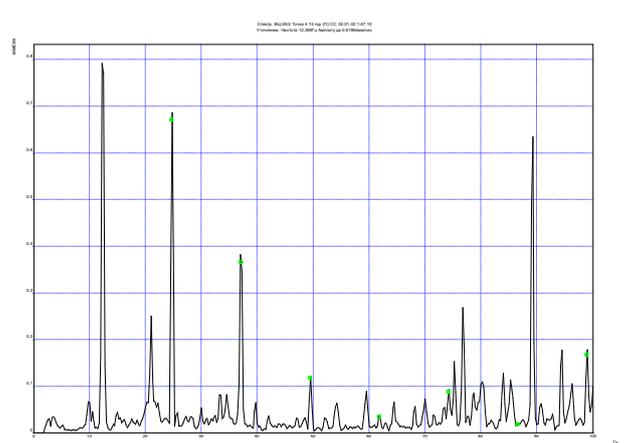


Рис. 5.25. Компоненты вибрации в 4 контрольной точке: вертикальная (а) и поперечная (б)

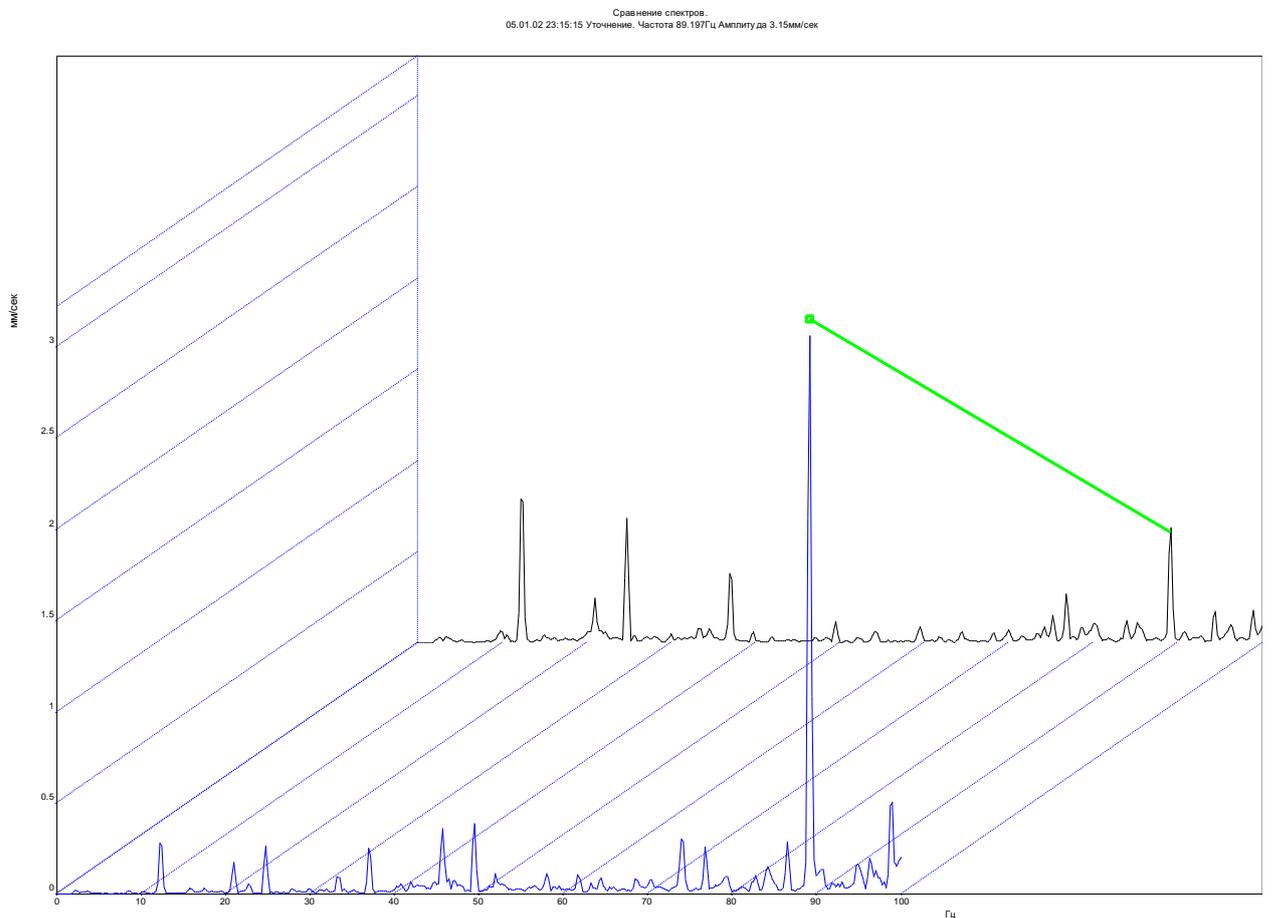


Рис. 5.26. Каскадный спектр в 4 контрольной точке

Как видно из анализа вибронагруженности опор ВГП ВЦ-25 (технологическая позиция 2) по общему уровню виброскорости вентилятор находится в допустимом состоянии. Спектральный анализ виброскорости показывает на незначительное ослабление жесткости опорной системы вентилятора (смотри

гармонические составляющие вибрации) и возникновение срывов потока с рабочих лопаток ($f_{рез} \approx 89$ Гц), особенно заметно в осевой компоненте вибрации в 3 контрольной точке ($V_{f_{рез} \approx 89 \text{ Гц}} \approx 7,9$ мм/с), что является предельно допустимой величиной для данного типа вентиляторов. В 1 контрольной точке эта компонента вибрации практически отсутствует, во второй – не превышает величины 0,7 мм/с, а в третьей – достигает предельно допустимой величины.

Для уточнения собственной частоты колебаний лопаток вентилятора ВЦ-25 были проведены экспериментальные исследования, предусматривающие возбуждение собственных (резонансных) частот при импульсном нагружении лопаток с помощью так называемого «ударного молотка» [92, 95]. При этом акселерометр устанавливался на лопатке у меньшего диаметра рабочего колеса, а удар наносился по наружной кромке лопатки. В процессе определения собственной частоты акселерометр последовательно устанавливался на всех лопатках рабочего колеса, и на каждой лопатке проводилось 3-х кратное измерение собственной частоты. Фрагмент переходного процесса приведен на рис. 5.27. По результатам серии измерения величина $f_{рез} = 89,2 \pm 1,3$ Гц.

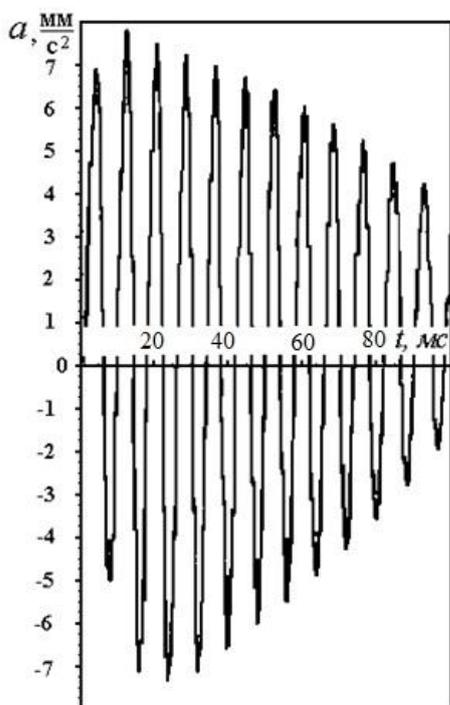


Рис. 5.27. К определению собственной частоты колебаний рабочих лопаток центробежного вентилятора ВЦ-25

Таким образом, на вентиляторе главного проветривания типа ВЦ-25, установленного на вентиляционном стволе шахты «Галдинская-Западная 2»

ОАО «СУЭК-Кузбасс», обнаружено опасное явление – срыв воздушного потока с рабочих лопастей вентилятора, что приводит к возникновению резонансных колебаний и, как следствие, – к разрушению лопаток или подшипниковых узлов (см. главу 3).

5.3.3 Результаты диагностирования вентилятора главного проветривания ВОКД-1,8 по параметрам вибрации

Ниже приведены результаты диагностирования осевого вентилятора главного проветривания ВОКД-1,8, установленного на вентиляционном стволе рудника «Веселый» Алтайского края [97].

Поскольку компоновка осевого вентилятора ВОКД-1,8 принципиально отличается от компоновки центробежного вентилятора ВЦ-25 схема измерения вибрации выглядит следующим образом (рис. 5.28).

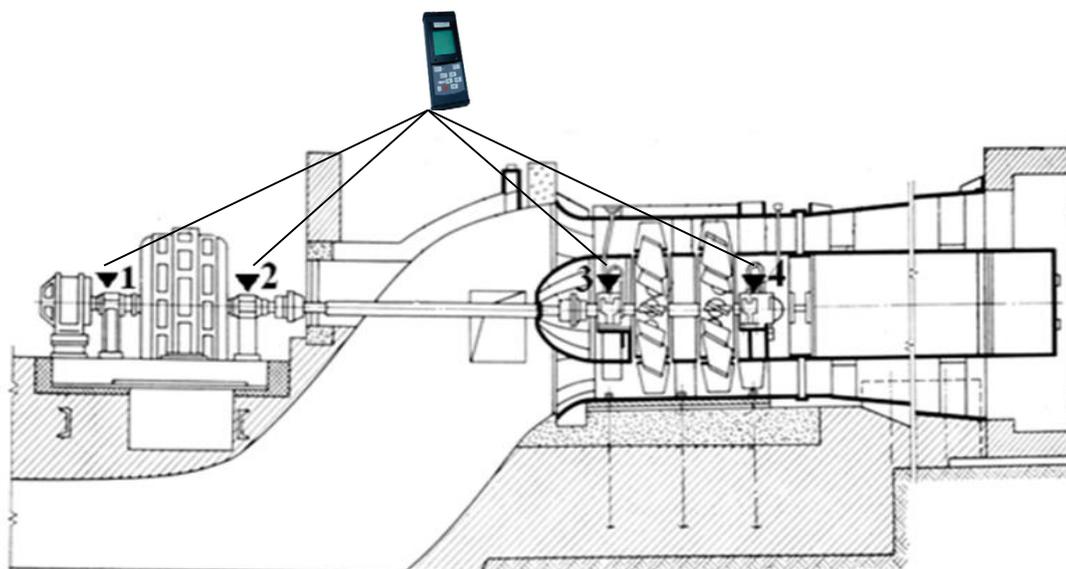


Рис. 5.28. Контрольные точки измерения вибрации на осевом вентиляторе главного проветривания ВОКД-1,8

Во всех контрольных точках производится измерения по трём ортогональным направлениям (вертикальном, поперечном и осевом).

Каждый замер должен содержать информацию:

- об общем уровне вибрации в стандартном частотном диапазоне ($V_{СКЗ\ 10-1000\text{Гц}}$);
- о спектре среднеквадратичного значения виброскорости в частотном диапазоне 10...200 Гц;

- о спектре пикового значения виброускорения в частотном диапазоне 2000...5000 Гц.

Помимо измерений вибрационной активности опорных узлов агрегата должны быть выполнены измерения общего уровня вибрации на анкерных болтах крепления турбины к фундаменту и самом фундаменте. Для получения сравнительных характеристик работы фундаментов необходимо произвести аналогичные измерения на фундаментах обоих вентиляторов.

Схема расположения контрольных точек измерения виброактивности фундаментов приведена на рис. 5.29.

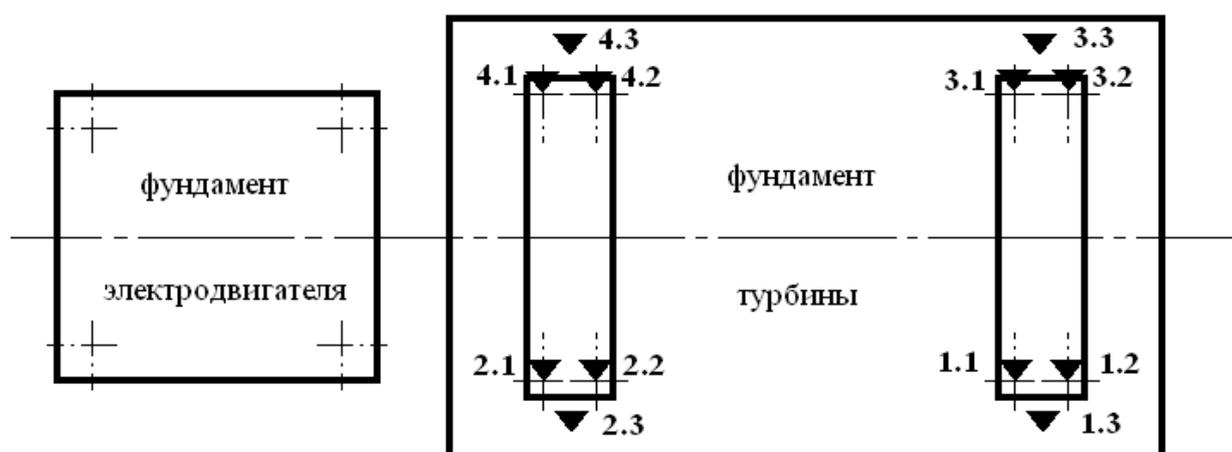


Рис. 5.29. Контрольные точки измерения вибрации на фундаменте осевого вентиляторе главного проветривания

Все измерения производятся в вертикальной плоскости. Точки Х.1 и Х.2 принадлежат головкам анкерных болтов. Точка Х.3 принадлежит фундаменту.

В табл.5.1 приведены предельные значения уровня механических колебаний в контрольных точках вентилятора ВОКД-1,8.

Таблица 5.1. Предельные уровни вибрации в контрольных точках $V_{скз}$, мм/с

Оценка технического состояния		Удовлетворительно	Допустимо	Недопустимо
Электропривод		< 2,8	2,8 – 7,0	> 7,0
Турбина	радиальная	< 2,8	2,8 – 7,0	> 7,0
	осевая	< 4,5	4,5 – 11,2	> 11,2

Результаты измерения вибрации на агрегате №2 приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2. Величина вибрации опорных узлов

Точка		Данные измерения				
Идентификационный №	Описание	Дата	Время	Значение	Единицы	Состояние
1	Электродвигатель вертикальная	16.04.12	12:17	1,46	мм/с	удовлетворительно
	Электродвигатель горизонтальная	16.04.12	12:20	1,18	мм/с	удовлетворительно
2	Электродвигатель вертикальная	16.04.12	12:23	1,41	мм/с	удовлетворительно
	Электродвигатель горизонтальная	16.04.12	12:24	1,16	мм/с	удовлетворительно
	Электродвигатель осевая	16.04.12	12:26	1,43	мм/с	удовлетворительно
3	Рабочее колесо вертикальная	16.04.12	12:28	2,04	мм/с	удовлетворительно
			15:32	1,64		
	Рабочее колесо горизонтальная	16.04.12	12:29	7,36	мм/с	недопустимо
			15:34	6,07		допустимо
	Рабочее колесо осевая	16.04.12	12:30	3,52	мм/с	удовлетворительно
			15:36	3,72		
4	Рабочее колесо вертикальная	16.04.12	12:32	9,34	мм/с	недопустимо
			15:37	8,62		
	Рабочее колесо горизонтальная	16.04.12	12:34	7,34	мм/с	недопустимо
			15:39	6,37		допустимо
	Рабочее колесо осевая	16.04.12	12:36	7,30	мм/с	допустимо
			15:40	7,07		

По общему уровню интенсивности вибрации опор техническое состояние оценивается:

- электропривода – удовлетворительное;
- турбины вентилятора – недопустимое.

Сравнение вибрации фундаментов агрегатов №1 и №2.

Таблица 5.3. Величина вибрации фундаментов

АГРЕГАТ	V _{СКЗ} , мм/с											
	1.1	1.2	1.3	2.1	2.2	2.3	3.1	3.2	3.3	4.1	4.2	4.3
№1	0,35	0,15	0,18	0,15	0,19	0,40	0,27	0,14	0,33	0,13	0,28	0,26
№2	1,02	11,6	20,1	8,63	2,60	14,5	1,04	0,77	1,13	28,7	2,78	22,7

Интенсивность вибрации фундамента агрегата №2 превышает все допустимые нормы (нормально работающий фундамент должен снижать вибрацию опор турбины не менее чем в 10 раз, чему соответствует работе фундамента агрегата №1) [82, 86].

Для выяснения причин повышенной вибрации необходимо произвести спектральный анализ результатов проведенного обследования. Как показывает анализ низкочастотной вибрации опор ротора турбины основной причиной повышенной вибрации является нарушение жесткости опор турбины.

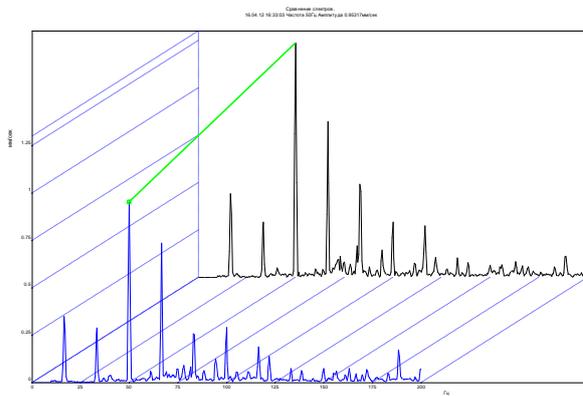
Из анализа механических колебаний в 3 контрольной точке следует, что прогрев подшипников в течение примерно 4 часов приводит к некоторому снижению общего уровня вибрации, но характер низкочастотных колебаний изменения не претерпевает (рис. 5.30).

Аналогичная картина наблюдается и в 4 контрольной точке (рис. 5.31).

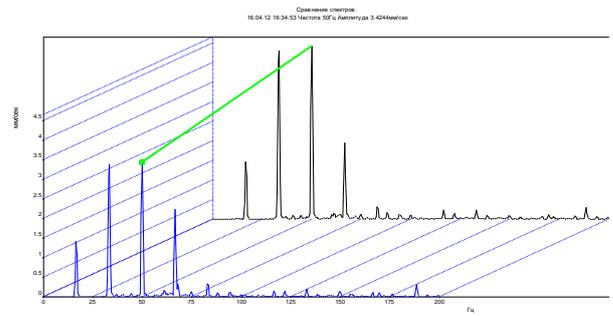
Из анализа механических колебаний в 4 контрольной точке следует, что прогрев подшипников в течение примерно 4 часов приводит к некоторому снижению общего уровня вибрации, но характер низкочастотных колебаний изменения не претерпевает (рис. 5.31).

Сравнение спектров механических колебаний, формирующихся на приводном двигателе и опорах турбины вентилятора приведено на рис. 5.32.

a)



б)



в)

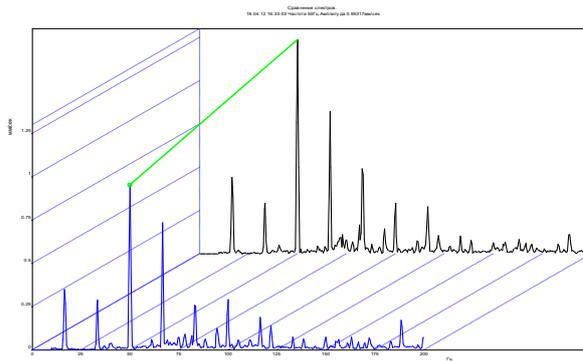
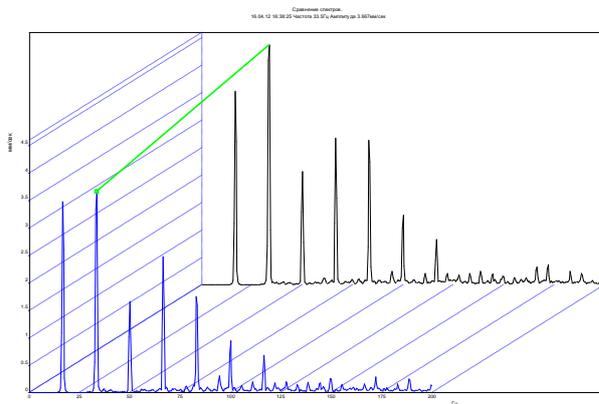
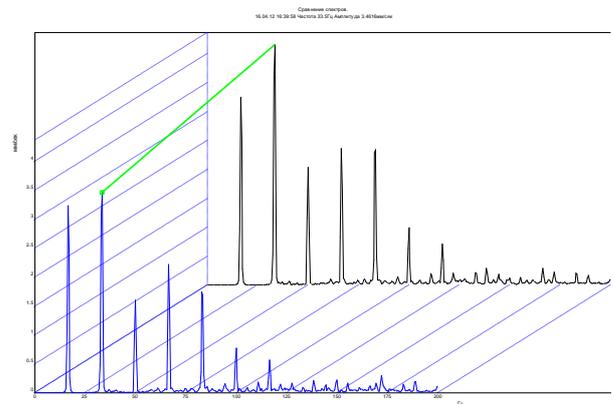


Рис. 5.30. Сравнение спектров в 3 контрольной точке (задний – 13:29 час, передний – 16:33 час): вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

a)



б)



в)

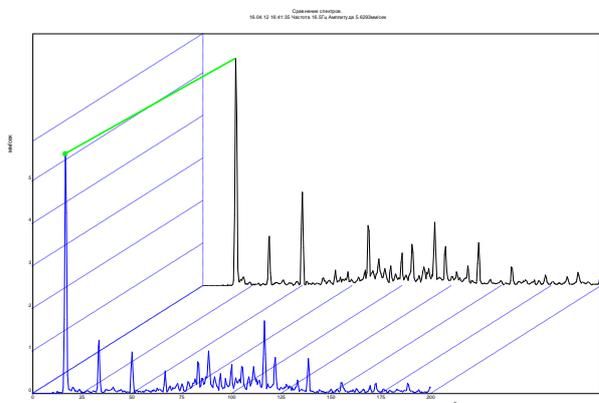
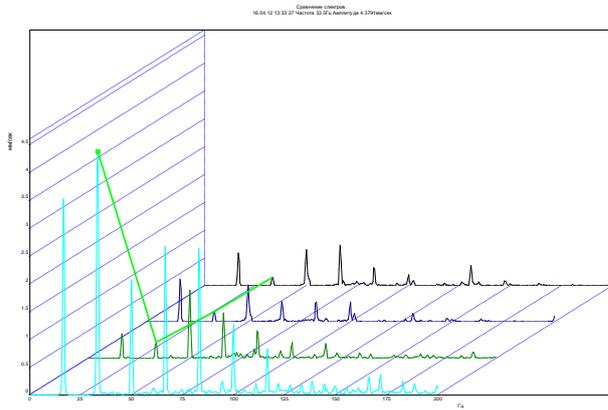
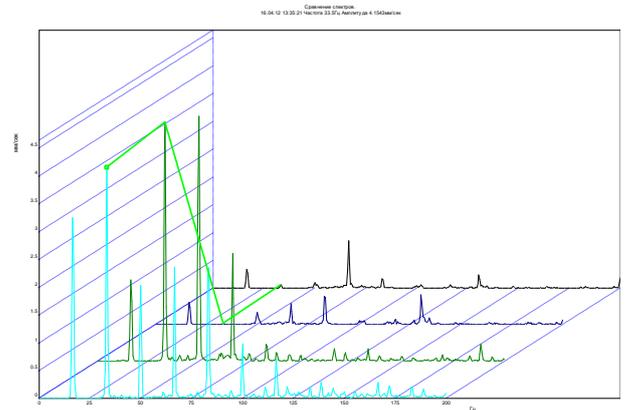


Рис. 5.31. Сравнение спектров в 4 контрольной точке (задний – 13:37 час, передний – 16:42 час): вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

а)



б)



в)

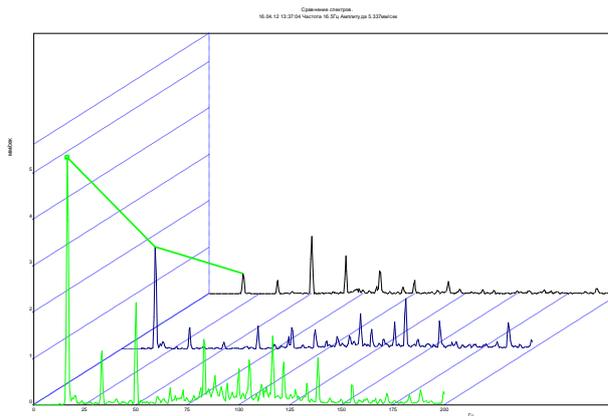


Рис. 5.32. Сравнение спектров в 1 и 4 контрольных точках: вертикальная (а), поперечная (б) и осевая (в)

Из анализа данных, представленных на рис. 5.31 следует, что по мере перемещения контрольной точки от заднего подшипника электродвигателя к опоре турбины в коке интенсивность вибрации возрастает и достигает своего максимума в поперечном направлении на опорах ротора турбины.

Характер спектрального распределения гармоник радиальных составляющих (особенно поперечной) виброскорости свидетельствуют о нарушении жёсткости опорной системы турбины агрегата №2).

Результаты выполненных исследований позволяют сделать следующие выводы:

- техническое состояние вентилятора главного проветривания ВОКД 1,8, агрегат №2, ствол Вентиляционный, ОАО рудник «Весёлый» оценивается как недопустимое. Основной причиной повышенной вибрации турбины вентилятора является нарушение опорной жесткости подшипниковых узлов, расположенных со стороны кока (3 контрольная точка) и диффузора (4 контрольная точка);

- сравнительный анализ интенсивности вибрации фундаментов агрегатов №1 и №2 указал на полное отсутствие гашения колебаний фундаментом под опорами №3 и №4 турбины агрегата №2.

5.4 Направления дальнейших исследований

1. Изучить трансляцию механических колебаний от опорных узлов рабочих колес осевых вентиляторов к опорным элементам кожуха для уменьшения трудоёмкости проведения диагностических работ.
2. Разработать методику определения собственных частот колебаний вала вентилятора, трансмиссионных валов и лопаточного аппарата для всех типов ШВГП (в том числе и с частотным регулированием).
3. Увеличить достоверность оценок технического состояния ШВГП за счет привлечения других методов функциональной диагностики.

5.5 Основные итоги и выводы

1. Разработана методика диагностики вентиляторов главного проветривания по параметрам механических колебаний и определены критерии предельного состояния осевых и центробежных вентиляторов. Показано, что помимо общего уровня вибрации, регистрируемого в стандартных частотных диапазонах, необходимо производить спектральный анализ вибрационных процессов, возникающих на опорах приводных электродвигателей и турбин, который позволяет идентифицировать возникающие дефекты и отслеживать их развитие.
2. Разработанная прогностическая модель развития дефектов по параметрам вибрации позволяет классифицировать техническое состояние объекта диагностики с 95% доверительной вероятностью на основе одного из критериев близости (расстояние по Хэммингу, Евклидово расстояние, квадратичное расстояния и обобщенное расстояние) и прогнозировать момент перехода в неисправное состояние, грозящее аварийным отказом вентилятора главного проветривания.

3. Проанализирована работа двух типов вентиляторов главного проветривания: центробежного ВЦ-25 и осевого ВОКД-1,8 в результате чего было установлено, что:
- у резервного вентилятора ВЦ-25 (технологическая позиция 2), установленного на вентиляционном стволе шахты Талдинская-Западная 2 ОАО «СУЭК-Кузбасс», обнаружено опасное явление – срыв воздушного потока с рабочих лопастей вентилятора, что приводит к возникновению резонансных колебаний и, как следствие, – к разрушению лопаток или подшипниковых узлов;
 - техническое состояние вентилятора главного проветривания ВОКД 1,8, агрегат №2, ствол Вентиляционный, ОАО рудник «Весёлый» оценивается как недопустимое.
 - техническое состояние резервного вентилятора ВОКД-1,8 (технологическая позиция 2), установленного на вентиляционном стволе ОАО рудник «Весёлый», оценивается по параметрам механических колебаний как недопустимое. Основной причиной повышенной вибрации турбины вентилятора является нарушение опорной жесткости подшипниковых узлов, расположенных со стороны кока и диффузора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в установлении взаимосвязи технического состояния отдельных узлов и агрегатов шахтных вентиляторов главного проветривания с вибрационными процессами, формирующимися на его опорах, необходимой для обоснования метода оценки технического состояния ШВГП, имеющей существенное значение для эффективной и безотказной эксплуатации последних.

В результате выполненных лично автором исследований получены следующие основные результаты:

1. Повышение требований к эффективности проветривания горных выработок при интенсификации технологических процессов выдвигает на первый план проблему надежности ШВГП. Недостаточная надежность, вызванная отказами электромеханического оборудования, характеризуется низкой вероятностью восстановления работоспособности $P_{(t=24 \text{ час})} = 0,82$ и $P_{(t=24 \text{ час})} = 0,39$, соответственно, стала одним из сдерживающих факторов при повышении добычи на горных предприятиях Кузбасса.
2. Для расчета амплитудно-частотных характеристик принят метод интегральных уравнений, позволяющий определять амплитуду и частоту колебательных процессов на опорах ШВГП в зависимости от конструктивных параметров вентилятора и режима его эксплуатации. Разработанные модели позволяют идентифицировать дефекты типа «дисбаланс» и «расцентровка», наиболее часто возникающие в агрегатах вентилятора, по реальным процессам, фиксируемым при мониторинге технического состояния ШВГП.
3. Математическая модель течения воздуха в диффузорных каналах пригодна для оценки потерь давления в межлопаточных каналах рабочих колес. Результаты моделирования показывают, что угол раскрытия эквивалентного диффузора достигает минимального значения в окрестности оптимального режима работы вентилятора, где потери в межлопаточных кана-

лах рабочего колеса имеют наименьшее значение. Построенная по результатам лабораторного эксперимента орбита вибрации свидетельствует о возникновении автоколебаний в системе «ротор – опорные подшипники», причиной которых являются аэродинамические неустойчивости типа вращающегося срыва.

4. Движение сформированных «вихрей» вдоль оси вентилятора может служить источником низкочастотной и сверхнизкочастотной вибрации, которая вызывает динамические перегрузки в опорных подшипниках, приводящие к деградации опорных узлов и даже их разрушению.
5. Разработанная на основе выполненных исследований методика диагностики ШВГП по параметрам механических колебаний базируется не только на анализе общего уровня вибрации V_e , но и на спектральном анализе вибрационных процессов, возникающих на опорах приводных электродвигателей и рабочих колес вентилятора, для которого разработаны предельные состояния в виде спектральных опорных масок.
6. Разработанная методика прошла апробацию на шахтах и рудниках Кузбасса, результаты которой свидетельствуют о высоком уровне достоверности ($P = 95\%$) распознаваемых дефектов, что позволяет прогнозировать момент перехода в неисправное состояние, грозящее аварийным отказом ШВГП.

ЛИТЕРАТУРА

1. Докукин, А. В. Качество, надежность и долговечность угольного оборудования при эксплуатации./ М.: – Недра. – 1965.
2. Топчиев, А. В. и др. Оценка эксплуатационной надежности горных машин и комплексов.// Горные машины и автоматика. – 1966. – № 10. – С. 73-80.
3. Плюшов, Н. Г.; Экберг Б. Я. Техничко-экономическая оценка надежности горношахтного оборудования.// М.: – Недра. – 1967. – 211 с.
4. Меламед, З. М. Исследование эксплуатационной надежности горношахтного оборудования.// М.: – Недра – 1967.
5. Гетопанов, В. Н. Теоретические и экспериментальные исследования надёжности выемочных комплексов и агрегатов. Дисс. ... докт.техн.наук/ МГИ. – М., 1978. – 421 с.
6. Солод, В. И.; Гетопанов, В. Н.; Шпильберг, Н. А. Надежность горных машин и комплексов.// М. – МГИ. - 1972. – 287 с.
7. Солод, Г. И.; Морозов, В. И. Эксплуатация и ремонт горного оборудования.// М. - Центральное правление НТГО. – 1983. – 160 с.
8. Радкевич, Я. М. Методология прогнозирования параметров горных машин. Автореф. докт. дисс.// М. – МГГУ. – 1993. – 49 с.
9. Ковалевская, В. И. Оценка эксплуатационной надежности шахтных вентиляторов главного проветривания.// Безопасность труда в промышленности. – 1969. – № 2. – С. 33-34.
10. Ковалевская, В. И. О надежности вентиляторов главного проветривания.// Уголь Украины – 1966. – № 8.
11. Ковалевская, В. И.; Бондаренко, А. Д.; Быков, А. И. Повышение экономичности и надежности шахтных вентиляторов.// М.: – Недра. – 1968. – 98 с.
12. Гимельшейн, Л. Я.; Фрейдлих, И. С. Повышение надежности шахтных вентиляторов.// М.: – Недра. – 1978. – 189 с.
13. Пономарев, П. Т. Анализ эксплуатационной надежности вентиляторных установок главного проветривания шахт Кузбасса.// ВИНТИ. – 1969.
14. Макаров, В. Н.; Агушев, В. А.; Ковыров, Е. И. Повышение эффектив-

ности шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания. - В сб.: Горные машины. – Свердловск: НИПИГОРМАШ, 1982, С. 121-127.

15. Петров, Н. Н.; Пономарев, П. Т. О надежности главных вентиляторных установок в условиях автоматического управления проветриванием шахт.// ФТПРПИ. – Новосибирск. – 1970. – № 2. – С. 56-61.

16. Бабак, Г. А. Исследование и разработка высокоэкономичных шахтных вентиляторных установок главного проветривания: Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Новочеркасск, 1971. – 52 с.

17. Герике, Б. Л. Мониторинг технического состояния шахтных вентиляторов главного проветривания по параметрам механических колебаний.// Уголь. – №12. – 2002. – С. 20-22.

18. Проников, А. С. Надежность машин.// М. – Машиностроение. – 1978. – 590 с.

19. Краковский, Ю. М. Математические и программные средства оценки технического состояния оборудования.// Новосибирск – Наука – 2005. – 218 с.

20. Файнерман, И. Д. О критериях надежности.// Приборостроение. – 1963. – № 8. – С. 13-15.

21. Пономарев, П. Т. Повышение надежности аппаратуры управления вентиляторными установками шахт.// ВИНТИ. – 1969.

22. Герике, Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов. – В 2-х ч.: Ч.2. Диагностика технического состояния на основе анализа вибрационных процессов. – Кемерово: Кузбас.гос.техн.ун-т., 1999. – 230 с.

23. Жуков, Р. В. Обзор некоторых стандартов ISO/ТС 108 в области диагностики машинного оборудования.// Контроль. Диагностика. – 2004. – № 12. – С. 61-66.

24. Герике, Б. Л.; Котков, Ю. К. Исследование колебаний картера двигателя ЯМЗ-240 от величины зазора в шатунном подшипнике.// Повышение эффективности двигателей автомобилей, тракторов, строительных и дорожных машин: МежВУЗ. сб.научн.тр. – Сиб. автодор. ин-т. – Омск, 1979, С. 18-24.

25. Павлов, Б. В. Акустическая диагностика механизмов.// М. – Машиностроение. – 1971. – 233 с.
26. Павлов, Б. В. Стетоскоп инженера.// Наука и жизнь. – 1969. - № 11.
27. Ямщиков, В. С.; Сидоров, Е. Е.; Басишвили, Т. Д. Акустическая диагностика технического состояния проходческих комбайнов ПК-8.//Горный журнал. – 1973. – №12. – с. 41-43.
28. Гершман, С. Т. и др. Спектрально-корреляционный анализ вибраций подшипников качения.// В. сб. «Борьба с шумом и вибрацией». – М. – Стройиздат. – 1966. – С. 83-89.
29. Вайнберг, Д. В.; Писаренко, Г. С. Механические колебания и их роль в технике.// М. – Машиностроение – 1958.
30. Неразрушающий контроль: Справочник: В 8 т. / Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 1: В.И. Иванов, И.Э. Власов. Метод акустической эмиссии. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова и др. Вибродиагностика. – 2-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2006. – 829 с.: ил.
31. Правила безопасности в угольных шахтах. РД 05-94-95. – 224 с.
32. Методика выбора номенклатуры нормируемых показателей надежности технических устройств (МУ-3-69).// М. – Комитет стандартов. – 1970. – 38 с.
33. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей. М. – Наука. – 1969. – 576 с.
34. Длин, А. М. Математическая статистика в технике. М. – Советская наука. – 1958. – 466 с.
35. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия и определения. М. – Издательство стандартов. – 2001.
36. Ковалевская, В. И. Метод оценки надежности работы вентиляторов главного проветривания.// Вопросы надежности в горном деле: сб. трудов ДонУГИ. – № 47. – Донецк. – 1969. – С. 132-139.
37. Ивушкин, А. А. Обоснование параметров и совершенствование технологии строительства шахтных вентиляторных установок главного проветривания. Дисс. ...канд. техн. наук. Кемерово, КузГТУ, 2003. – 162 с.
38. Оленица, А. Г. Методика определения эксплуатационной надежности

шахтных турбокомпрессоров К-250.// Вопросы горной механики: сб. трудов ИГМиТК. – №21. – М. – Недра. – 1970. – С. 172-180.

39. Методика определения надежности вентиляторов главного проветривания шахт и рудников, находящихся в эксплуатации.// Технический отчет Донгипроуглемаша. – Донецк. – 1965.

40. ГОСТ 11004-84*. Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия.

41. Зуб, М. П.; Гиске, Я. П.; Мельничуков В. И. Эксплуатация вентиляторных установок на рудниках цветной металлургии Казахстана.// Горный журнал. – 1974. – №4 – С. 46-49.

42. Герике, Б. Л.; Червов, Д. Г. Показатели эксплуатационной надежности шахтных вентиляторов главного проветривания.// Фундаментальные проблемы формирования техногенной среды. Труды конференции с участием иностранных ученых (10-13 октября 2006 г.). В 2-х томах. Т. II. Машиноведение. – Новосибирск: Ин-т горного дела СО РАН, 2007. – С. 113-117.

43. Руководство по ревизии и наладке главных вентиляторных установок шахт./ А. С. Гофман, И. С. Меламед, И. Т. Цуцик и др.// М. – Недра. – 1981. – 336 с.

44. Герике, Б. Л.; Герике, П. Б.; Шахманов, В. Н. Основы динамической диагностики машинных агрегатов горного оборудования.// Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Интеграция науки, профессионального образования и производства. – М. – изд-во «Горная книга». – 2011. – №ОВ 3. – С. 367 – 377.

45. Подшипники-качения: Каталог-справочник. М. – 1972. – 469 с.

46. Ковалевская, В. И.; Бабак, Г. А.; Пак, В. В. Шахтные центробежные вентиляторы.// М. – Недра. – 1976. – 320 с.

47. Ковалевская, В. И.; Крупицкая, Г. А. Шахтные вентиляторы за рубежом.//М. – НИИинформтяжмаш. – №2-72-16. – 1972. – 45 с.

48. Фролов, К. В. Современная трибология. Итоги и перспективы.// М.: Изд-во ЛКИ. – 2008. – 480 с.

49. Кораблев, А. И.; Решетов, Д. Н. Повышение несущей способности и

долговечности зубчатых передач.// М. – Машиностроение. – 1968.

50. Герике, Б. Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов. – В 2-х ч.: Ч.1. Мониторинг технического состояния по параметрам вибрационных процессов. – Кемерово: Кузбас.гос.техн.ун-т., 1999. – 189 с.

51. Анжелло, М. Мониторизация механических колебаний машинного оборудования./Перевод техн. обзора №1, Брюль и Кьер, 1987. – 16 с.

52. Герике, Б. Л.; Герике П. Б.; Шахманов В. Н. Динамическая диагностика машинных агрегатов горного оборудования.// Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня: Перспективы развития горно-транспортного оборудования. – М. – изд-во «Горная книга». – 2011. – №ОВ 5. – С. 80 – 89

53. Болотин, В. В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. – 335 с.

54. Светлицкий, В. А. Статистическая механика и теория надежности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 504 с.

55. Вибрация в технике. Справочник в 6 томах / Ред. В.Н. Челомей. М.: Машиностроение, 1980. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диминтберга и К.С. Колесникова. – 1981 – 496 с.

56. Кренделл, С. Случайные колебания./Пер. с англ. под ред. А. А. Перво-званского.//М. – Мир. – 1967. – 356 с.

57. Stodola, A. Dampf- und Gasturbinen. Berlin, 1924. 198 s.

58. Крылов, А. Н. Об определении критических скоростей вращающегося вала. М. – Изд-во АН СССР. – 1932. – 204 с.

59. Когаев, В. П.; Махутов, Н. А.; Гусенков, А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

60. Абрамович, Н. Г. Прикладная газовая динамика. Том 1. 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1991. – 600 с.

61. Волков, С. А. Исследование и разработка шахтных газоотсасывающих вентиляторов повышенной аэродинамической нагруженности: диссертация ...

канд. техн. наук: 05.05.06. Ур. гос. гор. ун-т – Екатеринбург, 2010. – 173 с.

62. Краснов, Н. Ф. Аэродинамика: Ч.2: Методы аэродинамического расчета. М.: Издательство Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2010. – 416 с.

63. Ушаков, К. А.; Бушель, А. Р. Шахтные вентиляторные установки с осевыми вентиляторами. Аэродинамические характеристики и конструкции. М.: Углетехиздат. 1958. – 92 с.

64. Терещенко, Ю. М. Аэродинамика компрессорных решеток. М.: Машиностроение, 1979. – 144 с.

65. Прандтль Л., Титъенс 0. Гидро и аэромеханика. – М.: ОНТИ НКТП СССР, 1935, т.2. – 283 с.

66. Ледовская, Н. Н. Управление отрывом потока в диффузорных каналах. Экспериментальное исследование: Дис. ... канд. техн. наук: 01.02.05: Москва, 2004 – 187 с.

67. Макаров, В. Н. Обоснование параметров и создание газоотсасывающих вентиляторных установок комбинированного проветривания угольных шахт: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06: Екатеринбург, 2006. – 328 с.

68. Струйные и нестационарные течения в газовой динамике./ Глазнев В. Н., Запрыгаев В. И., Усков В. Н. и др.//Изд-во СО РАН Новосибирск: 2000. – 200 с.

69. Герике, Б. Л.; Шахманов, В. Н. Особенности образования потерь давления в рабочих колесах шахтных центробежных вентиляторов главного проветривания.// Перспективы развития горно-транспортного оборудования: Материалы Международной научно-практической конференции. – М.: ИПО «У Никитских ворот», 2013. – С. 29-36.

70. Красюк, А. М.; Русский, Е. Ю. Влияние возмущений от воздушного потока на НДС основных узлов ротора вентилятора главного проветривания.// Горное оборудование и электромеханика. – №2. – 2012. – С. 24-31.

71. Кравченко, В. М.; Буцукин, В. В. Повреждения подшипников качения в результате износа.// Горное оборудование и электромеханика. – №2. – 2013. – С. 45-47.

72. Методические рекомендации по проведению диагностических вибро-

измерений ЦКМ и ЦНА предприятий МХНП СССР. – М.: Интертехдиагностика, 1991. – 53 с.

73. Герике, Б. Л.; Абрамов, И. Л.; Герике, П. Б. Вибродиагностика горных машин и оборудования: учебное пособие. – Кемерово, 2007. – 167 с

74. Богданофф, Дж.; Козин, Ф. Вероятностные модели накопления повреждений: Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 344 с.

75. Краковский, Ю. М.; Лукьянов, А. В.; Эльхутов, С. Н. Программный комплекс диагностики роторных машин.// Контроль. Диагностика. – 2001. – №6. – С. 32-36.

76. Головченко, В. Б. Прогнозирование временных рядов по разнородной информации. Новосибирск: Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 1999. – 88 с.

77. Айвазян, С. А.; Енюков, И. С.; Мешалкин, Л. Д. Прикладная статистика. Исследование зависимостей. М.: Финансы и статистика. – 1985. – 487 с.

78. Буртаев, Ю. Ф.; Острейковский, В. А. Статистический анализ надежности объектов по ограниченной информации. М.: Энергоатомиздат. – 1995. – 240 с.

79. Гимельшейн, Л. Я.; Фрейдлих, И. С.; Быков, Ю. И. Развитие новых высокоэффективных схем компоновки главных вентиляторных установок шахт.// Уголь. 1992. – № 5. С. 18-21.

80. Методические указания по проведению экспертных обследований вентиляционных установок главного проветривания. РД 03-427-01. Утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 26.06.01 № 23// Безопасность горно-транспортного оборудования. Серия 03, вып. 5. М. – НТЦ «Промбезопасность». – 2001. – С. 86-147

81. Методические указания по проведению экспертизы промышленной безопасности вентиляторных установок главного проветривания / Б. Л. Герике, Р. П. Журавлев, А. Н. Смирнов [и др.] – Кемерово: изд-во ГУ КузГТУ, Кемерово. – 2008. – 117 с.

82. Диагностика горных машин и оборудования: Учеб. пособие./ Б. Л. Герике, П. Б. Герике, В. С. Квагинидзе, Г. И. Козовой, А. А. Хорешок.// М.:

ИПО «У Никитских ворот», 2012. – 400 с.

83. Горелик, А. Л.; Валицкий, Ф. Я.; Требунский, А. Н. Методы технической диагностики машин и механизмов. М.: НТИЦ «Информатика». – 1990. – 204 с.

84. Биргер, И. А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение. – 1978. – 240 с.

85. ГОСТ 26656-86. Техническая диагностика. Контролепригодность. Общие требования. М.: 1986. – 15 с.

86. Демочко, С. И.; Кузнецов, А. В.; Паршинцев, В. П. Неисправности шахтных вентиляторных установок главного проветривания.// Справочное пособие. М.: Недра, 1990. – 188 с.

87. Холодников Ю. В., Таугер В. М., Замараев С. Ю. Совершенствование конструкций осевых вентиляторов главного проветривания шахт.//Горное оборудование и электромеханика. 2014. №9. – С. 28-33.

88. Панова Н. В. Обоснование параметров высоконагруженных роторов шахтных осевых вентиляторов при высоких окружных скоростях вращения: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Кемерово, КузГТУ. 2014. – 20 с.

89. Air Pollution and Turbulence. Modeling and Applications. CRC Press. Boca Ration. London. New York, 2010 – 324 p.

90. Герике Б. Л., Шахманов В. Н. Эксплуатационные характеристики вентиляторов главного проветривания на шахтах Кузбасса. // Перспектива развития Прокопьевско-Киселевского угольного района как составная часть комплексного инновационного плана моногородов: Сборник трудов III Международной научно-практической конференции. – Прокопьевск: изд-во филиала ГУ КузГТУ в г. Прокопьевске, 2011. – С. 35-38.

91. Герике Б. Л., Шахманов В. Н. Об одной модели механических колебаний вентилятора главного проветривания.// Вестник КузГТУ. № 6, 2011. – С. 30 – 32.

92. Построение динамической модели вентилятора главного проветривания для идентификации возникающих дефектов./ Б.Л. Герике, Е.В. Прейс, В.Н. Шахманов, И.Д. Богомоллов.// Отдельный выпуск Горного информаци-

онно-аналитического бюллетеня: Промышленная безопасность и охрана труда на предприятиях топливно-энергетического комплекса. – М. – изд-во «Горная книга». – 2011. - №ОБ 9. – С. 94 – 99.

93. Герике Б. Л., Шахманов В. Н. Определение динамических характеристик вентилятора главного проветривания.// Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сб. трудов III Международной науч.-практич. конф. Т. 2 – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд. Томского политехнического университета, 2012 – С. 308-311.

94. Герике Б. Л., Шахманов В. Н. Эксплуатационные характеристики шахтных вентиляторов главного проветривания.// Безопасность и живучесть технических систем: Труды IV Всероссийской конференции. В 2 томах. Т. 2 – Красноярск: Институт физики им. Кипренского, 2012 – С. 59-62.

95. Герике Б. Л., Шахманов В. Н. Мониторинг технического состояния шахтных вентиляторов главного проветривания по параметрам механических колебаний.// Перспективы инновационного развития угольных регионов России: Сборник трудов IV Международной научно-технической конференции. – Прокопьевск. 2014. – С. 278 – 282.

96. Герике Б. Л., Шахманов В. Н. Оценка остаточного ресурса вентиляторов главного проветривания при незначительном числе наблюдений.// Современные тенденции и инновации в науке и производстве: Материалы III Международной научно-практической конференции. – Междуреченск. 2014. – С. 26 – 27.

97. Вибродиагностика осевых вентиляторов главного проветривания./ Б.Л. Герике, А.А. Хорешок, Ю.В. Дрозденко, В.Н. Шахманов.// Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности: сборник трудов XVI Международной научно-практической конференции. – Кемерово. 2014. – С. 74-77.

98. Шахманов В. Н. Опыт вибродиагностики шахтных вентиляторов главного проветривания типа ВДК.// Современные тенденции и инновации в науке и производстве: Материалы IV Международной научно-практической конференции. – Междуреченск. 2015. – С. 26 – 27.

99. Красюк, А. М. Расчет остаточного ресурса работы подшипников ротора вентиляторов главного проветривания/ А. М. Красюк, Н. В. Крамаренко//Горное оборудование и электромеханика. – № 9. – 2007. – С. 36 – 40.

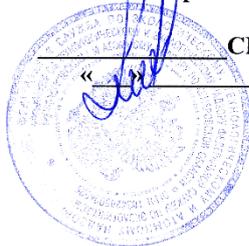
100. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на не вращающихся частях. Ч.1. Общие требования. М. – Издательство стандартов. – 2001. – 18 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

**ФОНД СОДЕЙСТВИЯ КООРДИНАЦИОННОМУ СОВЕТУ ПО РАЗВИТИЮ
УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, ОХРАНЕ ТРУДА, ПРОМЫШЛЕННОЙ И
ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ В КЕМЕРОВСКОЙ ОБЛАСТИ**

СОГЛАСОВАНО

**Руководитель управления
по технологическому и экологическому
надзору Ростехнадзора России
по Кемеровской области**



СМИРНОВ Н. П.

«16» _____ 2008 г.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ
ЭКСПЕРТИЗЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ**

**Рекомендованы
к применению Консультативным советом по
экспертизе промышленной безопасности при
Управлении Ростехнадзора
по Кемеровской области**

Председатель  **ЖУРАВЛЕВ В. П.**
«16» _____ 2008 г.



**Проректор
по научной работе ГУ ВПО
«Кузбасский государственный
технический университет»**



АНТОНОВ Ю. А.
«16» _____ 2008 г.

**НОВОКУЗНЕЦК – КЕМЕРОВО
2008**

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Филиал федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего образования
«КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени Т.Ф. Горбачева»
В Г. ПРОКОПЬЕВСКЕ

(Филиал КузГТУ в г.Прокопьевске)
ул. Ноградская, д. 19А, Прокопьевск, 653033, Россия
тел. (384-6) 62-00-16 Факс (384-6) 62-00-06

<http://www.prk.kuzstu.ru> e-mail: kuzstu@rambler.ru

ОКПО 46319528 ОКТМО 32737000

ИНН / КПП 4207012578 / 422302001

23.03.2016 № 01-44-01

На № _____

В диссертационный совет
Д 212.102.01 при ФГБОУ ВО
«Кузбасский государственный
технический университет имени
Т.Ф. Горбачева»

Настоящим письмом подтверждаю, что «Методические указания по проведению экспертизы промышленной безопасности вентиляторных установок главного проветривания» используются при обследовании технического состояния шахтных вентиляторов главного проветривания для выдачи экспертных заключений о возможности их дальнейшей эксплуатации.

Рассматриваемые методические указания составлены с учетом особенностей и всех необходимых требований, предъявляемых к диагностируемому оборудованию; позволяют проводить обследование технического состояния рационально с точки зрения трудозатрат, временных затрат и с требуемым качеством получаемого результата. Документ является актуальным и своевременным, что позволяет качественно удовлетворить потребность в обследовании технического состояния шахтных вентиляторов главного проветривания.

Руководитель института развития
Филиала КузГТУ в г. Прокопьевске
канд. техн. наук, доцент



Е. Ю. Пудов