

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Оренбургский государственный университет»

А.А. Серегин

ОРГАНИЗАЦИОННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ  
ОСНОВНЫМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ  
ЛОКОМОТИВОРЕМОНТНЫХ ЗАВОДОВ

Монография

Рекомендовано к изданию Ученым советом федерального  
государственного бюджетного образовательного учреждения  
высшего профессионального образования  
«Оренбургский государственный университет»

Оренбург  
2012

УДК 621.9.06

ББК 34.63-5

С 32

Рецензент

доцент, кандидат технических наук Н.Ю. Глинская

**Серегин, А.А.**

С32      Организационная система управления основным  
технологическим оборудованием локомотиворемонтных заводов:  
монография / А.А. Серегин; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург:  
ОГУ, 2012. – 194 с.

ISBN

Книга посвящена решению проблемы построения структур стадии «эксплуатация» технологического оборудования локомотиворемонтных заводов. Даны результаты аналитической оценки использования по назначению основного оборудования локомотиворемонтных заводов. Приведены эмпирические данные по снижению основных эксплуатационных показателей средних, крупных и тяжёлых станков и их приспособлений. На основе многолетних наблюдений предложены структуры стадии «эксплуатация» станков и приспособлений. Разработаны методы аналитической оценки состояния оборудования. Содержатся технические решения и рекомендации по модернизации типовых механизмов станков и приспособлений.

Монография предназначена для специалистов локомотиворемонтных предприятий.

УДК 621.9.06

ББК 34.63-5

ISBN

© Серёгин А.А., 2012

© ОГУ, 2012

## Содержание

Обозначения и сокращения.....	6
Введение .....	7
1 Анализ использования технологических модулей локомотиворемонтных заводов .....	10
1.1 Использование лёгких и средних станков и средств их технологического оснащения.....	10
1.2 Использование крупных и тяжёлых станков и средств их технологического оснащения .....	24
1.2.1 Использование станков по параметрам.....	24
1.2.2 Использование станков по значениям режимов обработки.....	26
1.2.3 Использование модулей по необходимым техническим характеристикам.....	29
1.2.4 Результаты испытаний крупных и тяжёлых станков.....	31
1.2.5 Исследование износа базовых деталей и потока отказов тяжёлых станков и их оснастки.....	38
2 Основы управления на стадии «эксплуатация» технологическими модулями локомотиворемонтных заводов.....	48
2.1 Методы построения структурных моделей макроэтапа «ремонтный цикл» технологических модулей.....	50
2.1.1 Структура процесса ремонта приспособлений.....	55
2.1.2 Система планово-предупредительного ремонта приспособлений и её включение в систему управления инфраструктурой предприятия.....	61
2.2 Организация эксплуатации технологических модулей.....	63
2.3 Модель упреждающего управления.....	66
2.4 Алгоритм формирования модели упреждающего управления эксплуатацией технологических модулей.....	72
2.5 Экономическое обоснование подбора, ремонта и списания технологических модулей.....	80

3 Методы аналитической оценки снижения точности технологических модулей при эксплуатации.....	85
3.1 Аналитическая оценка изменения точности станков вследствие износа базовых и ответственных деталей .....	85
3.1.1 Метод расчёта точности позиционирования кулачкового механизма.....	96
3.1.2 Методы расчёта точности скорости резания и силы резания.....	101
3.1.3 Погрешность перемещения ускоренно движущегося узла.....	107
3.2 Основы расчёта динамической составляющей погрешности перемещения узлов технологических модулей.....	109
3.2.1 Структура математической модели точности технологического модуля при условии колебаний его узлов.....	110
3.2.2 Аналитические выражения компонентов модели.....	113
3.2.3 Расчёт динамической составляющей погрешности перемещения стола тяжёлого станка.....	116
4 Методы диагностирования технологических модулей.....	125
4.1 Оценка технического состояния станков методом разделения составляющих погрешности.....	126
4.1.1 Метод проверки технического состояния шпиндельных узлов станков для шлифования шатунных шеек коленчатых валов.....	129
4.1.2 Метод проверки направляющих станков для шлифования шатунных и коренных шеек коленчатых валов.....	133
4.2 Диагностирование колёсотокарных станков.....	136
4.3 Аналитический метод диагностирования состояния направляющих тяжёлых станков.....	141
4.4 Диагностирование силовых элементов станочных приспособлений.....	146
4.4.1 Расчёт износа элементарных зажимных устройств в зависимости от числа установок.....	153
5 Технические решения, используемые при модернизации технологических модулей.....	155

5.1 Зубчатые передачи.....	156
5.2 Обгонные муфты.....	160
5.2.1 Способы модернизации обгонных муфт.....	160
5.2.2 Износ ответственных деталей муфт.....	164
5.3 Теоретическое обоснование конструктивного исполнения деталей спирально-реечных механизмов.....	168
5.3.1 Распределение нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма.....	173
5.4 Методы и точность изготовления спиралей спрофилированных по эвольвенте с переменной эволютой.....	183
Заключение.....	
Список использованных источников.....	190

## Принятые сокращения \*

А – работы, связанные с устранением последствий приработки деталей;

И – этап использования по назначению стадии «эксплуатация»;

ЗЧ – мероприятия по закупке запасных частей;

ЗЧ-ИЧ – мероприятия по закупке и изготовлению запасных частей эксплуатирующей организацией;

КР – капитальный ремонт;

КЭМП – круглые электромагнитные плиты;

ЛРЗ – локомотиворемонтный завод;

МСХ – муфта свободного хода;

О – осмотр;

ПН – пуско-наладочные и монтажные работы;

ППР – планово-предупредительный ремонт;

РОС – рабочий орган станка;

СМ – замена оснастки на новую;

СР – средний ремонт;

СЭ – силовой элемент приспособлений;

Т – текущий ремонт;

ТО – техническое обслуживание;

У – установка приспособления;

УДГ – универсальные делительные головки;

ЭЗУ – элементарное зажимное устройство приспособлений;

ЭР – ремонт эксплуатирующей организацией.

Векторные величины в тексте обозначены полужирным шрифтом, а в формулах – стрелкой.

---

\* Перечисленные аббревиатуры относятся к сокращениям в тексте. Обозначения, относящиеся к формулам, и имеющие совпадения, прописаны курсивом с дальнейшей расшифровкой.

## Введение

Анализ данных статистической отчетности ЛРЗ показывает, что износ основных фондов составляет 52 %, в том числе машин и технологического оборудования от 68 % до 76 %. Значительная часть подъемно-транспортных машин, энергетического и технологического оборудования ЛРЗ функционирует за пределами экономически оправданных сроков эксплуатации: более 75% технологического оборудования используют свыше 12 лет и только около 7% менее 5 лет. Средства, выделяемые ЛРЗ на проведение СР и КР, не позволяют проводить ремонт в полном объеме. Низкое качество отремонтированного оборудования вызывает необходимость использования ручного труда (пригонка по размеру) для доработки деталей, что негативно сказывается на производительности труда и качестве выпускаемой продукции. Трудоёмкость подобных доработок деталей, изготавливаемых на тяжёлых станках, в некоторых случаях, превышает трудоёмкость их изготовления на данном оборудовании.

Согласно существующему положению по ремонту металлорежущих станков, ремонт станочной оснастки не входит в объём ремонтных работ станка, и приспособления ремонтируют отдельно. Более того, ремонтный цикл станков не совпадает по времени с ремонтным циклом приспособлений, что увеличивает время простоя оборудования в ремонте. Для тяжёлых станков потери могут составлять до 5% от времени работы оборудования. При этом из-за высокой себестоимости выпускаемой продукции финансовые потери часто многократно превышают заработную плату оператора станка.

В настоящее время, в связи с введением систем менеджмента качества, на многих предприятиях разрабатывают специализированные процедуры управления инфраструктурой и производственной средой. Они позволяют сократить время, затрачиваемое на осуществление процессов технического обслуживания и ремонта технологического оборудования и энергосетей. На ЛРЗ подобные процедуры проводят, основываясь на положениях систем

обслуживания оборудования, которые не соответствуют современным требованиям. Периоды ремонтного цикла, рассчитанные согласно существующим системам, не совпадают с потоками отказов оборудования, работающего в условиях ЛРЗ. К этому необходимо добавить, что методик расчёта ремонтного цикла технологических приспособлений не существует вообще.

Технологические модули\*, работающие на ЛРЗ, вступили в фазу не только физического износа, но и морального старения. Одновременно требования к качеству запасных частей подвижного состава возрастают, так как растут требования к безопасности железнодорожных перевозок. Обеспечение стабильности технико-экономических характеристик оборудования возможно только при проведении ТО и ремонтов в периоды, соответствующие моментам увеличения потоков отказов. Для того, чтобы осуществлять прогнозирование технического состояния оборудования по результатам ремонтных воздействий на него, необходимо знать структуру стадии «эксплуатация» технологических модулей, согласованную с периодами снижения технико-экономических показателей. В указанные периоды необходимо проводить ремонт и модернизацию оборудования с целью устранения последствий износа и снижения темпов морального устаревания.

В монографии решены следующие проблемы, связанные с эксплуатацией технологических модулей в условиях ЛРЗ:

1 Вскрыты зависимости потери технологической точности средних станков, отремонтированных с применением современных пластиков. Разработаны структуры ремонтного цикла указанных станков в привязке к ремонту станочных приспособлений.

2 Приведены закономерности снижения точности крупных и тяжёлых станков в зависимости от времени использования по назначению.

---

\* Технологический модуль – металлообрабатывающий станок совместно с технологическим приспособлением.

3 Рассчитана вероятность безотказной работы крупных и тяжёлых станков и трудоемкость их ремонта при потере работоспособности в различные периоды времени.

4 Построена модель формирования отказов технологических приспособлений по показателям безопасности и погрешности установки заготовок. Разработана структура производственного процесса ремонта приспособлений. Предложено использование интегральных гистограмм потребности в запчастях при организации совместного ремонта станков и приспособлений. Построен оптимальный сетевой график ремонта приспособлений, оптимизированный по критерию времени.

5 Впервые публикуется экономическое обоснование подбора, ремонта и списания технологических модулей локомотиворемонтных заводов.

6 Предложены современные методы технического и аналитического диагностирования тяжёлых станков и их приспособлений, отличающиеся простотой и достоверностью получаемых результатов. Доказана возможность аналитической оценки таких эксплуатационных показателей приспособлений, как снижение усилия закрепления при росте числа установок заготовок.

7 Технические решения, используемые при модернизации механизмов станков, защищены авторскими свидетельствами. Большинство из предлагаемых технических решений прошло испытания и производственную апробацию.

# **1 Анализ использования технологических модулей локомотиворемонтных заводов**

## **1.1 Использование лёгких и средних станков и средств их технологического оснащения**

На основе данных производственной статистики по деталям, обрабатываемым на лёгких и средних станках, по размерам и их конфигурации, технологической схеме обработки, виду заготовок, точности, шероховатости поверхностей и режимам резания, а также на основе экспертной оценки были выделены восемь групп типовых деталей с восемью характерными видами обработки (см. таблицу 1). На эти группы деталей и виды обработки были выделены основные движения исполнительных органов станка. Габариты деталей определяют протяжённость рабочих ходов. Материал деталей является определяющим при расчёте ресурса станка [45], [17]. Схемы основных движений построены в координатной системе, регламентированной ГОСТ 23597-79. Они представлены в таблице 3 в виде перечня перемещений вдоль соответствующих координатных осей. В данном параграфе приведены результаты испытаний токарных, сверлильных, фрезерных и плоскошлифовальных станков, массой до 10 тонн. Базовые детали станков изготовлены из чугуна марок СЧ15 и СЧ21 (НВ 180...200). Корпуса приспособлений – из конструкционной и низколегированной стали с последующей термообработкой.

Проведено два вида испытаний:

- 1) долгосрочные;
- 2) по экстремальному уровню.

Оба вида испытаний проводили в условиях действующего производства механического, ремонтного и инструментального цехов Оренбургского ЛРЗ. Перед началом испытаний станки проверяли на производительность, геометрическую и технологическую точность.

Таблица 1 – Модели станков и типы деталей обрабатываемых на них

Модель станков	Тип деталей*	Вид обработки**	Оснастка***	Габариты и материал деталей		Диапазоны режимов резания			Материал направляющих
				размер***	% стальных % чугуновых	Глуби на мм	Подача мм/мин	Подача мм/об	
16К20	1; 2; 7; 3	1; 2; 7; 3	7100-0009	5-75	89/11	1-3	---	0,055 - 2	Текстолит ПТ
1М63	1; 3; 7; 2	1; 3; 7; 2	7100-0011	20-70	82/18	1-4	---	0,07- 3,2	Текстолит ПТ
2Н125	7	7	7202-0008	15-60	85/15	3-12,5	---	0,06-1,2	Бутакрил
2Н132К	7	7	7202-0013	15-56	91/9	3-17,5	---	0,1-1,6	Стиракрил ТШ
6Р13	6; 4; 5; 2	6; 4; 5; 2	УДГ-135	10-75	65/35	3-5	25 – 800	---	Текстолит ПТ
6Р82Ш	4; 2; 6	4; 2; 6	УДГ-160	10-80	75/25	3,5-6	25 – 800	---	Текстолит ПТ
3Л741	8	8	КЭМП	11-12	0/100	0,01-0,05	---	1 - 40	Фторопласт-4

\*1 – тела вращения; 2 – детали с винтовыми поверхностями и резьбой; 3 – конические, шаровые, фасонные поверхности; 4 – плоские поверхности; 5 – наклонные, круговые, криволинейные поверхности; 6 – пазы, выступы, шлицы; канавки; 7 – детали с внутренними поверхностями, обработанными мерным инструментом; 8 – поршневые кольца.

\*\* 1 – точение, растачивание, обработка торцев; 2 – нарезание резьбы, обработка винтовых канавок; 3 – фасонное точение; 4 – фрезерование цилиндрическими и торцовыми фрезами; 5 – фрезерование по контуру; 6 – фрезерование концевыми и фасонными фрезами; 7 – сверление, рассверливание, зенкерование, развертывание, нарезание резьбы метчиками; 8 – шлифование колец.

\*\*\*Обозначения согласно ГОСТ 2675-80; ГОСТ 3890-82; ГОСТ 4045-75; ГОСТ 8522-79; ГОСТ 24351-80.

\*\*\*\*Дано в %-м соотношении от габаритов рабочего пространства станка.

*Примечание* - Позиции 1 – 7 во второй и третьей графах даны в порядке уменьшения объема по типам деталей и виду обработки от общего числа обработанных деталей.

Таблица 2 – Режимы долгосрочных и экстремальных испытаний средних станков

Модель станков	Движения по осям и вращение	Предельная длина ходов, мм	Режимы нагружения, Н		Точность при испытании*, мкм			Документ, регламентирующий нормы точности
			Сила резания	Вес	Первоначальная	Долгосрочн.	Экстремал.	
16K20	X; Z; C	200x450	300-1000	1743	9; 20	9-12; 20-28	12; 24	ГОСТ 18097-93
1M63	X; Z; C	300x500	400-1200	1962	10; 20	10-14;22-30	14; 28	ГОСТ 18097-93
2Н125	Z; C	50	150-600	---	10; 34	10-12;36-46	12; 36	ГОСТ 370-93
2Н132К	Z; C	50	150-750	---	12; 40	18; 48-56	16; 44	ГОСТ 370-93
6P13	X;Y;W;Z;C	500x260x200	300-1000	1962	20; 20	20-28;26-34	22; 30	ГОСТ 17734-88
6P82Ш	X; Y; Z; C	500x260x200	300-1000	1962	20; 30	24-28;30-38	26; 40	ГОСТ 17734-88
3Л741	W; B	600	110-1200	1962	4; 6	6; 8	4; 6	ГОСТ 14-88

\* Первая цифра – точность вращения шпинделя станка; вторая – отклонение от прямолинейности перемещения суппорта, стойки, стола или выдвижного шпинделя.

Производительность станков оценивали по максимально возможным режимам резания, при которых станок обеспечивает точность геометрических размеров и качество поверхности образца-изделия.

При проведении долгосрочных испытаний периодичность проверок составляла полгода. Проверки проводили в режиме аттестации производства, связанной с сертификацией продукции ЛРЗ. При испытании по экстремальному уровню – после каждого нагружения.

Испытанию были подвергнуты станки до и после КР. Во время производства КР при восстановлении направляющих и сопряжений базовых деталей станков и приспособлений были использованы полимерные материалы. Чугунные поверхности направляющих шлифовали без применения СОЖ. Эффективность применения пластмассовых направляющих в лёгких и средних станках выше, чем в крупных и тяжёлых. Использование холоднотвердеющих полимеров, а также текстолита ПТ и фторопласта-4 ускоряет и упрощает технологический процесс ремонта направляющих. Однако, постремонтный этап II стадии «эксплуатация» станков средней массы и их оснастки, узлы которых восстановлены полимерами, изучен не полностью. Поскольку использование средних и лёгких станков в течение ремонтного цикла известно (см. [17, 45]), то центральное место при испытаниях занимали отремонтированные станки.

При известных эксплуатационных нагрузках и условия, что лимитирующим разрушительным процессом направляющих базовых деталей является механическое и абразивное изнашивание, которые линейно зависят от нагрузки, испытания по экстремальному уровню проводили с коэффициентом ускорения испытания 6 – 9. Данные условия являются наиболее оптимальными для исследования процесса изнашивания, т.к. при наличии нелинейности в законе изнашивания её можно вскрыть.

Рабочие ходы осуществляли при помощи механизмов подачи станков по схемам основных движений. Основной активной силой была сила резания,

получаемая при обработке на максимальных режимах. Дополнительной – вес груза, установленного на столе или суппорте станка. Данные в таблице 2.

Испытуемые станки отработали от 3960 до 5000 часов оперативного времени при долгосрочном испытании и по 72 часа при экстремальном. После измерения геометрической точности и производительности станков при проведении операции ППР – О, были получены следующие результаты: геометрическая точность станков по основным стандартным проверкам остаётся в пределах, близких к первоначальным величинам (см. таблице 2); производительность уменьшается от 5 % до 10 %.

Для вскрытия зависимости потери технологической надёжности станков во времени были проведены исследования по определению первичных признаков износа направляющих базовых деталей. С этой целью после проведения экстремальных испытаний элементы пластиковых (текстолитовых) направляющих снимали со станка и производили измерения пассаметрами с микрометрической шкалой. Результаты сравнивали с первичным состоянием. В результате сравнения были получены зависимости снижения точности  $\Delta$  испытуемых станков во времени  $t$ . На основе уравнения переноса на изделие отклонений направляющих [14], для величины погрешности относительных перемещений  $\Delta$ , мм, суппорта токарных и стола фрезерных станков получена формула

$$\Delta = (\Delta_0 + kt) \left( \frac{l}{L} \right)^2,$$

где  $\Delta_0$  – первоначальная погрешность станка, мм;

$k = 2,85 \cdot 10^{-5} \dots 3,03 \cdot 10^{-5}$  – коэффициент, характеризующий снижение  $\Delta$  от величины износа текстолитовых направляющих, определяют как тангенс угла наклона линий регрессии (см. рисунок 1), мм/ч (время оперативное);

$l$  – длина направляющих каретки суппорта (стола), мм;

$L$  – длина направляющих станины (консоли), мм.

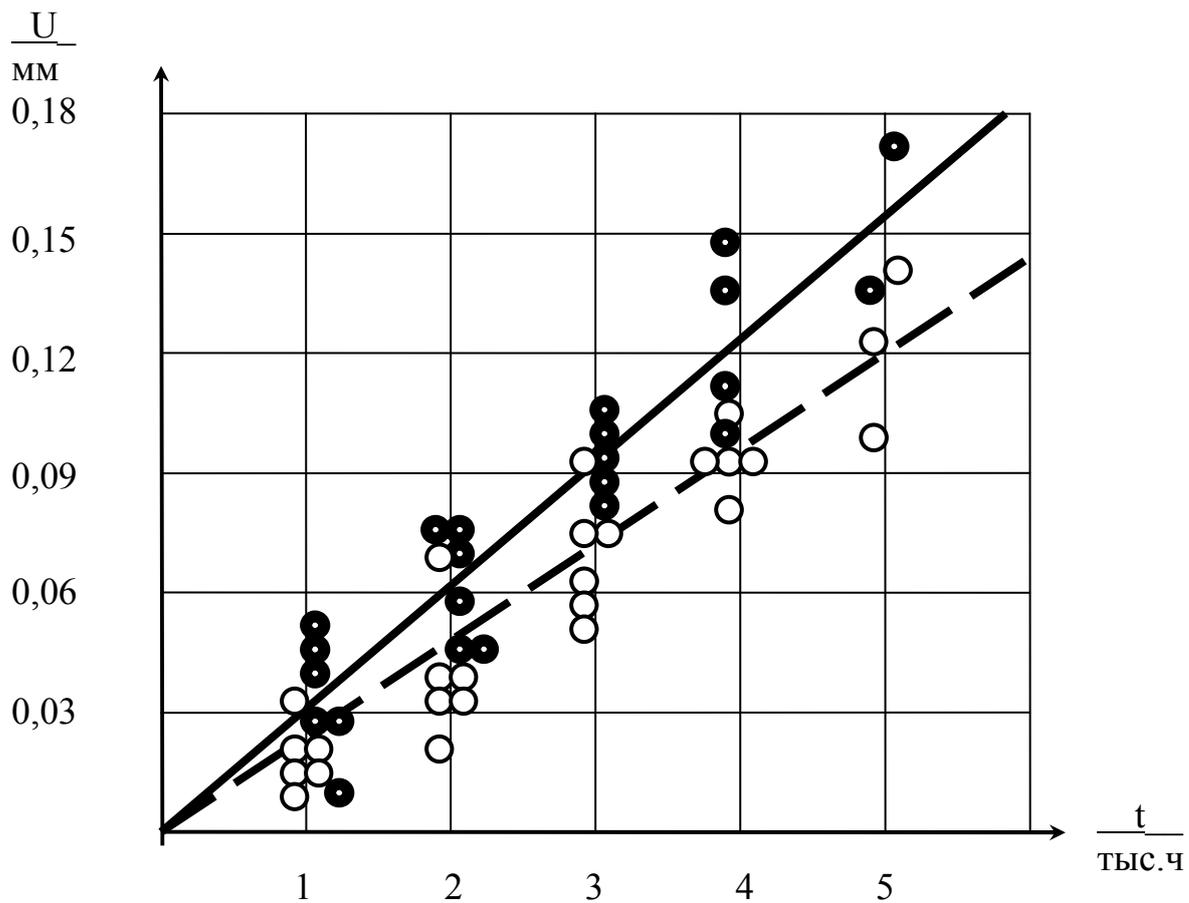


Рисунок 1 – Зависимость износа  $U$  направляющих от времени работы

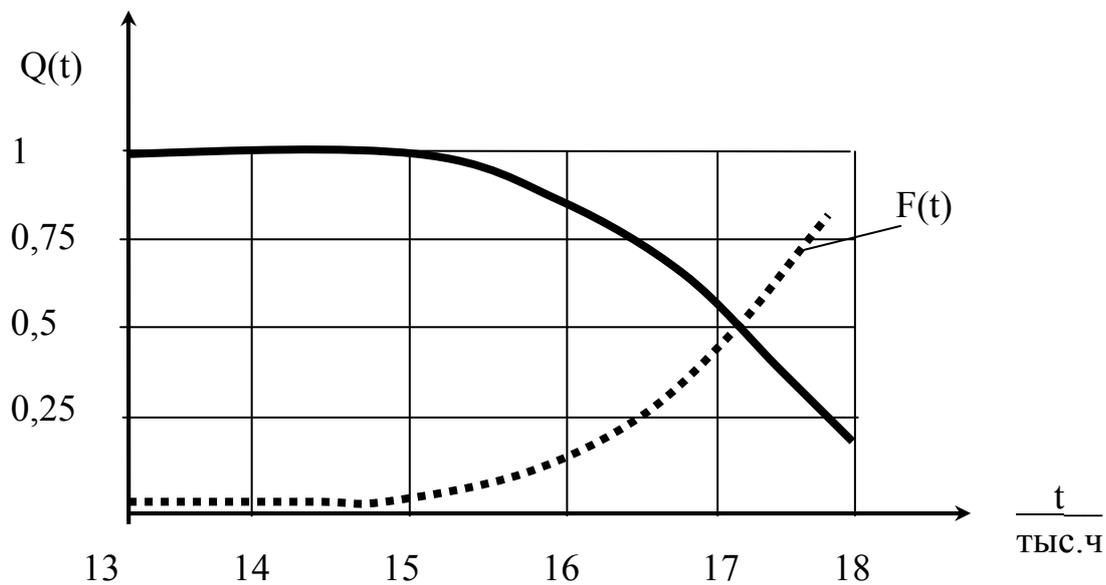


Рисунок 2 – Определение вариационной составляющей  
постремонтного ресурса технологического модуля

На рисунке 1 представлены эмпирические линии регрессии зависимости линейного износа от времени испытания станков. Сплошная линия и тёмные точки соответствуют износу пластиковых направляющих токарных станков, штриховая линия и светлые точки – фрезерных станков. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений износа  $\pm 0,002$  мм.

Отработав 72 часа в режиме экстремальной эксплуатации, что соответствует 648 часам реальной эксплуатации, около 89 % станков сохранило основные стандартные показатели геометрической точности. Оценка их ресурса по точности составляет 15 тыс. часов при доверительном уровне 0,05 (см. рисунок 2). Постремонтный ресурс, предлагаемый системой ППР, должен быть не менее 15120 часов оперативного времени [45]. Необходимо отметить, что вариационная составляющая ресурса станка составляет около 750 часов за ремонтный цикл. Следовательно, испытываемые станки могут отработать 15750 часов с вероятностью отказа по точности равным от 0,05 до 0,1.

На рисунке 2 представлена вероятность безотказной  $Q(t)$  работы и вероятность отказов  $F(t)$  токарных и фрезерных станков перед КР.  $Q(t) \approx 1$ , а  $F(t) \approx 0$  при выполнении работ по Т и О непосредственно перед КР в полном объёме. Значения вероятностей получены при доверительном уровне 0,05. Расчёты производили по результатам наблюдений за 12-ю станками, работающими в режиме долгосрочных испытаний. Как следует из графиков, безотказность в работе начинает уменьшаться после 15 тыс. часов оперативного времени работы. До 15750 часов вероятность отказа находится в пределах

$$0 < F(t) < 0,15.$$

После 16 тыс. часов работы вероятность отказа резко увеличивается до 0,5. Следовательно, в качестве вариационного ресурса станков можно использовать 750 часов работы с вероятностью отказа до 0,15.

Наблюдения за работой станков, используемых в режимах регламентируемых технологическими процессами, показали отсутствие существенных отклонений от геометрической точности. Особое внимание было уделено оценке безотказности пластиковых и полимерных направляющих и сопряжений под влиянием загрязнения поверхности отходами механической обработки. Трещин, задиров, изломов не обнаружено при визуальном осмотре. Однако замечено, что полимерные направляющие шаржируются мелкой стружкой сильнее текстолитовых и фторопластовых от 15 % до 20 % по числу обнаруженных вкраплений.

Приработка текстолитовых накладок поперечных направляющих столов фрезерных станков завершается за 600 ч работы, продольных – 500 ч. Для чугунной поверхности направляющих даже после 1000 ч работы процесс приработки не завершён. Наибольший износ имеет поверхность продольных чугунных направляющих. Эпюры износа продольных направляющих, после 1980 часов работы, представлены на рисунке 3. Максимальный износ текстолитовых элементов продольных направляющих после 1000 ч равен 18 мкм, поперечных – 14 мкм. Максимальный износ чугунных элементов направляющих соответственно 9 и 5 мкм. Износ измеряли при помощи нутромеров между поверхностью поверочной линейки, установленной параллельно направляющим на концевых мерах, и их поверхностью. В качестве измерительной головки использовали индикаторы МИГ-1.

Текстолитовые накладки уменьшают износ направляющих в зоне патронных работ токарных станков. Приработка пластиковых накладок на направляющих станины токарных станков завершается за 950 ч работы, между направляющими «ласточкин хвост» каретки и суппорта – 800 ч. Для чугунной поверхности направляющих процесс приработки завершается после 1200 ч работы. Окончание процесса приработки оценивали по изменению шероховатости поверхности. После приработки шероховатость трущихся поверхностей не изменяется до начала процесса критического износа.

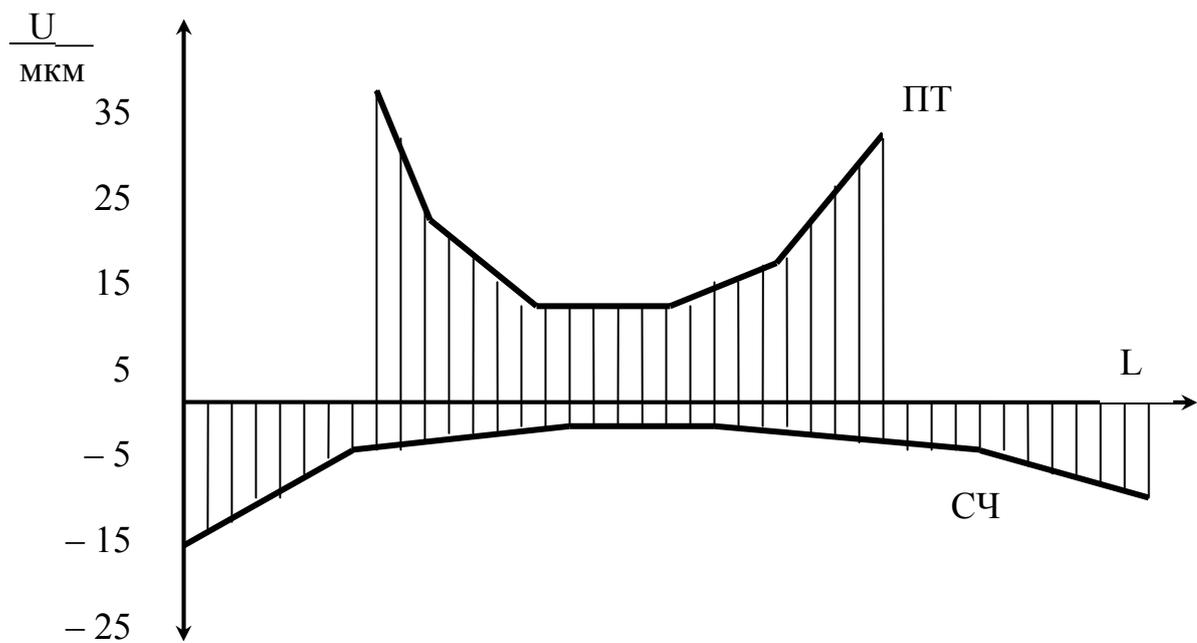
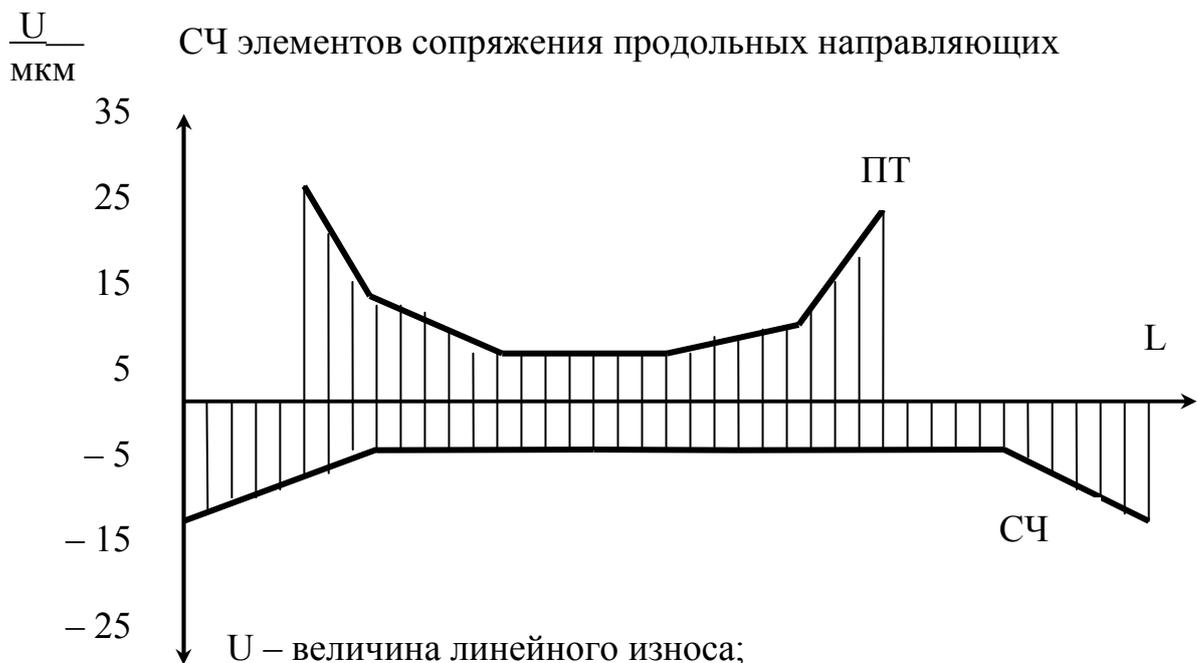


Рисунок 3 – Эпюры износа текстолитовых ПТ и чугунных СЧ элементов сопряжения продольных направляющих



$U$  – величина линейного износа;

$L$  – максимальная длина исследуемого типа направляющих станков. Ось  $L$  – нулевая линия элементов сопряжения.

Рисунок 4 – Эпюры износа текстолитовых ПТ и чугунных СЧ элементов в местах контакта поперечных направляющих фрезерных станков

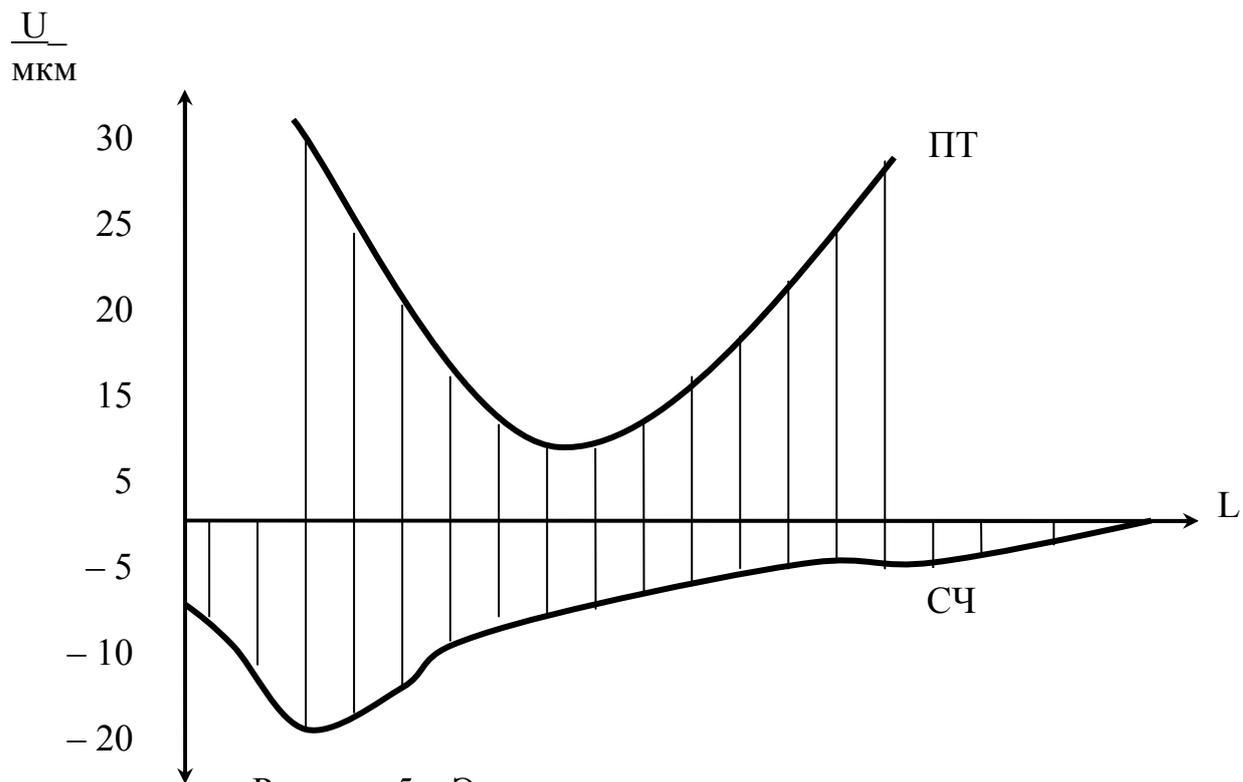
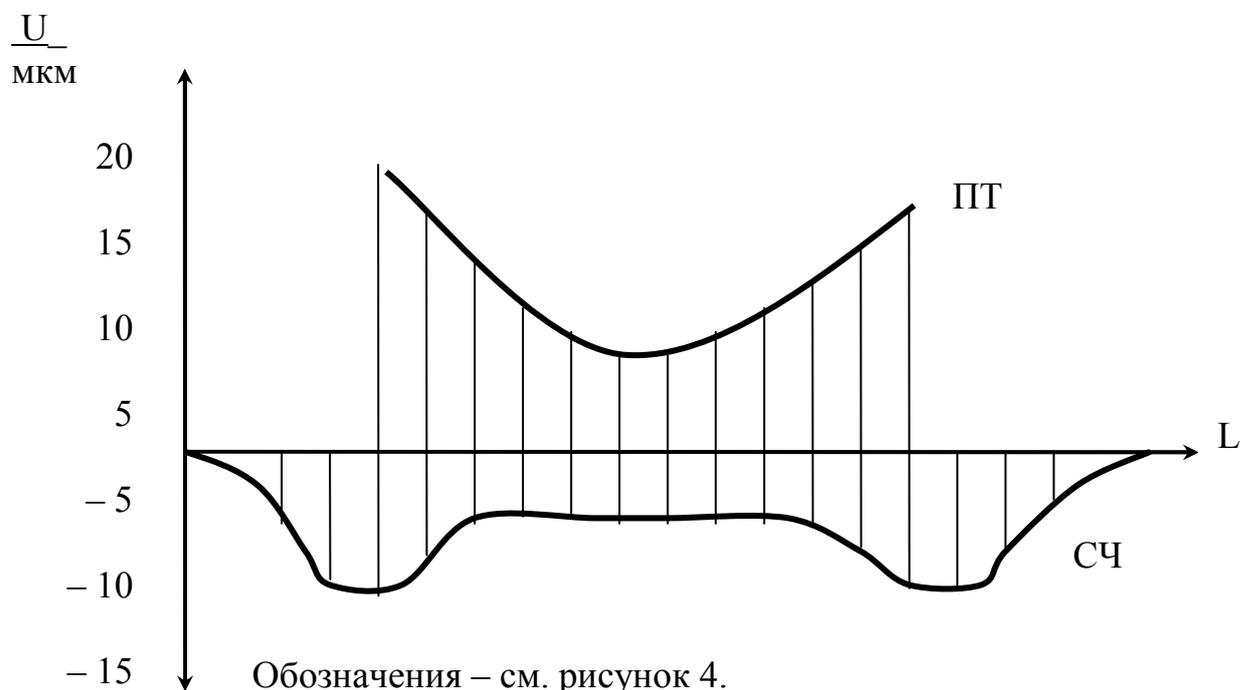


Рисунок 5 – Эпюры износа направляющих токарных станков: сопряжение станина – каретка



Обозначения – см. рисунок 4.

Рисунок 6 – Эпюры износа направляющих токарных станков: сопряжение каретка – суппорт

Наибольший износ имеет поверхность продольных чугунных направляющих (см. рисунок 6). Максимальный износ текстолитовых элементов направляющих между станиной и кареткой после 1000 ч равен 28 мкм, между кареткой и суппортом – 20 мкм. Максимальный износ чугунных элементов направляющих соответственно – 18 и 9 мкм.

Фторопластовые накладки изнашиваются наиболее интенсивно, при этом чугунная поверхность направляющих за 1000 ч работы сохраняет первоначальную форму.

На рисунке 3 представлен износ сопряжения: текстолитовые накладки направляющих стола фрезерного станка и чугунные направляющие каретки. На рисунке 4 приведена величина линейного износа текстолитовых накладок каретки и чугунных направляющих консоли. На рисунках 5 и 6 даны эпюры износа направляющих суппортного узла токарных станков. На всех рисунках окончание нижней эпюры обозначает конец нижних направляющих сопряжения, которые в обоих случаях являются наиболее длинными. Линия L является нулевой линией. Износ вышек данной линии взят со знаком плюс. Ниже со знаком минус. Результаты, отображаемые эпюрами, представляют собой математическое ожидание величины линейного износа направляющих. Данные собраны по группам токарных и фрезерных станков в общем количестве 12-ть штук.

Используемые в испытаниях средства технологического оснащения проверяли по параметрам безопасной и точной установки заготовок. Требования по безопасности к станочным приспособлениям регламентированы ГОСТ 12.2.029-88. Значение вероятности безотказной работы спирально-реечного патрона в зависимости от ремонтных воздействий на него представлено на рисунке 7. Токарные станки в постремонтный период оснащают новыми патронами, которые с применением пластиковых материалов не ремонтируют.

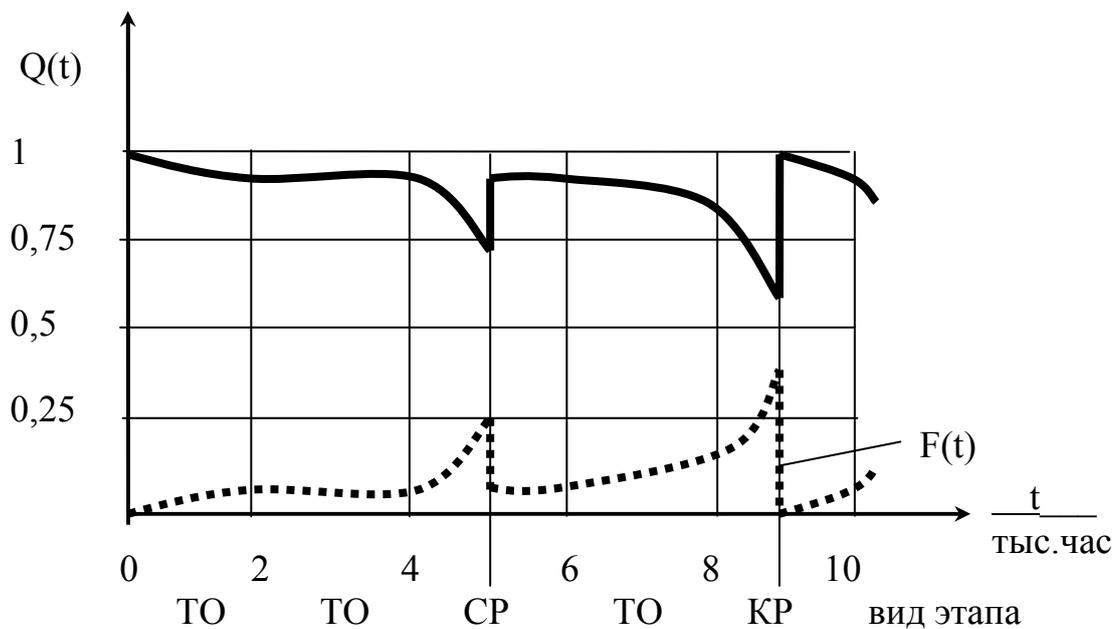


Рисунок 7 – Вероятность безотказной работы спирально-режущего патрона модели 7100-0009 в зависимости от проводимых ремонтных этапов и времени использования

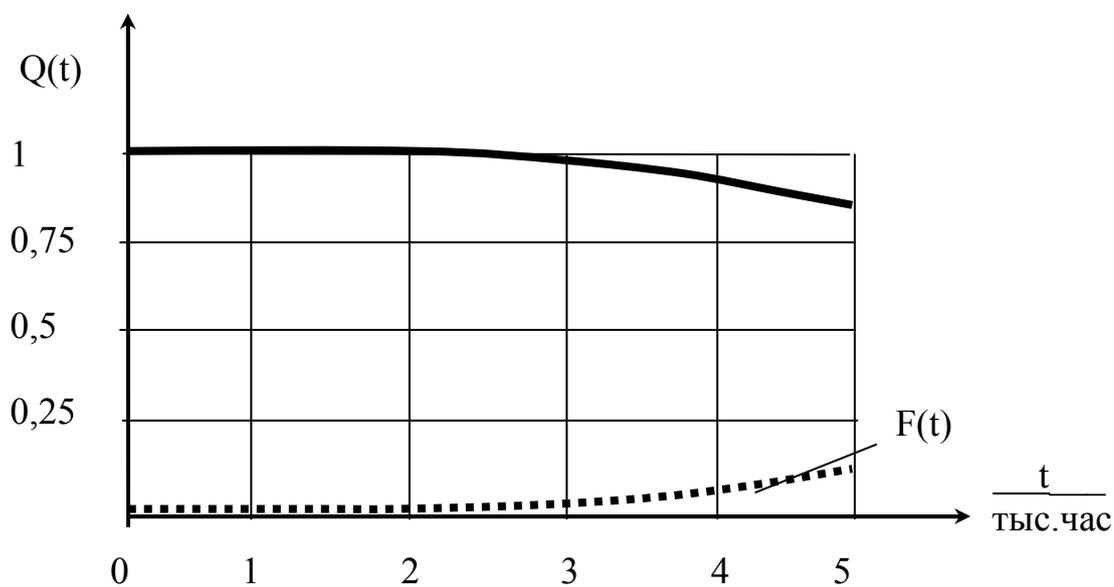


Рисунок 8 – Вероятность безотказной работы сверлильного патрона модели 16-B18

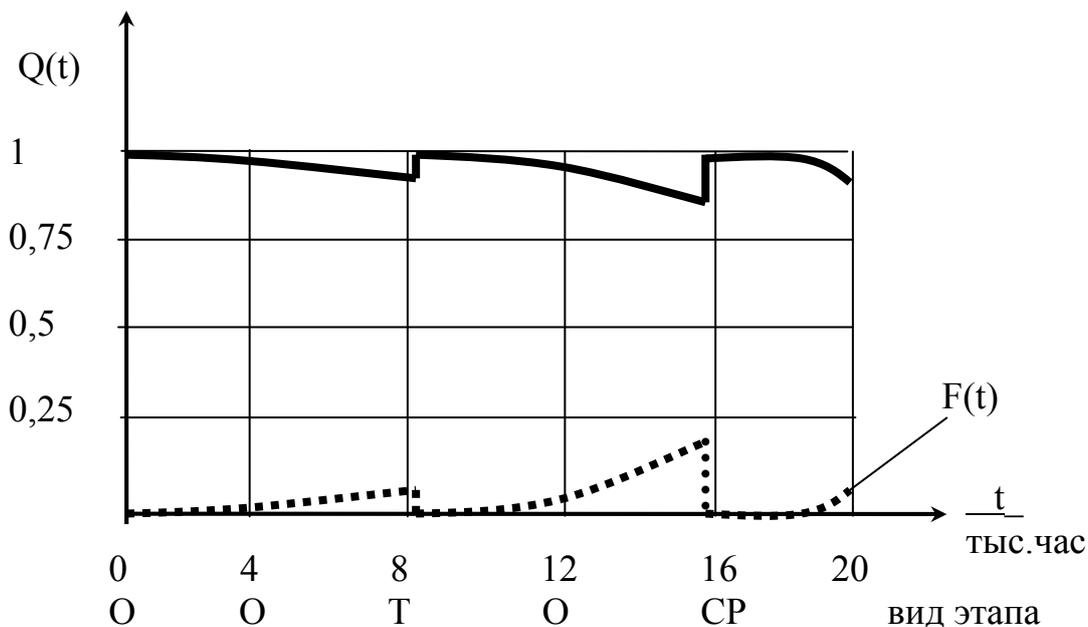


Рисунок 9 – Вероятность безотказной работы универсально-делительной головки УДГ-160 в зависимости от проводимых ремонтных этапов и времени использования

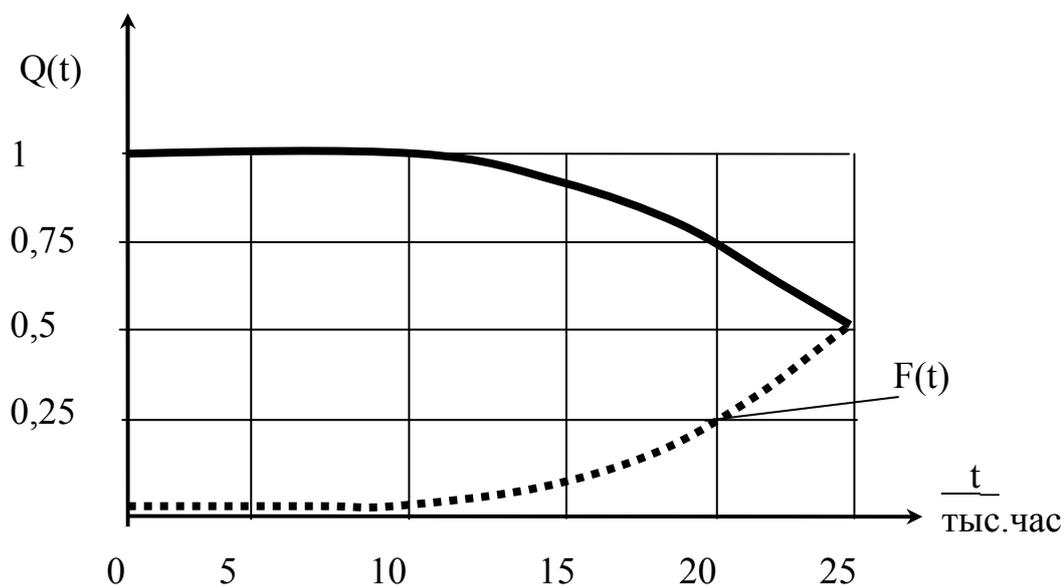


Рисунок 10 – Вероятность безотказной работы станочных тисков модели 7827-0267 в зависимости от времени использования

Патроны сверлильные испытывают на проворот инструмента и проверяют на наличие трещин на рейках кулачков и целостность резьбы обоймы также в течение Т. Вариационная составляющая ресурса патронов сверлильных составляет 150 ч (см. рисунок 8).

Тиски фрезерных станков проверяют по состоянию губок, направляющих ползуна, прижимных планок и толщину витков гайки и винта. Одним из условий безопасной эксплуатации тисков является их проверка на минимальное усилие закрепления и жёсткость. Проверка на жёсткость является обязательным условием для тисков, резьба гайки подвижных губок которых восстановлена стиракрилом, т.к. контактная жёсткость деталей винтового механизма тисков уменьшается на 25 % - 35 %.

Обнаружено, что производительность технологических модулей, станки и оснастка которых восстановлены акрилопластами, после завершения приработки может снизиться на 10 % - 15 %.

В УДГ основными узлами, подверженными интенсивному износу, являются спирально-реечный патрон, центр задней бабки, гитара и стержень фиксации. При совместном использовании станочных тисков и УДГ на одном станке их первый Т проводят во время СР станка.

КЭМП испытывают на допустимый крутящий момент, жёсткость и точность, затем перешлифовывают и заменяют обмотку (если проведение данного ремонтного воздействия возможно). Продолжительность ремонтного цикла КЭМП совпадает с продолжительностью ремонтного цикла станка. КЭМП, станочные тиски и УДГ обладают наибольшей вариационной составляющей постремонтного ресурса из проверенных приспособлений, которая сопоставима со значением вариационной составляющей станков – 730 часов времени использования (см. рисунки 9 и 10). КР проводят приспособлениям, имеющим сложную кинематическую структуру или детали оригинального конструктивного исполнения. Оснастку небольшой металлоёмкости заменяют на новую.

## **1.2 Использование крупных и тяжёлых станков и средств их технологического оснащения**

Основными эксплуатационными параметрами для станков токарной и шлифовальной групп считаем:  $D$  – наибольший диаметр обрабатываемой заготовки над станиной;  $L$  – наибольшее расстояние между центрами (для токарно-карусельных станков высота заготовки);  $G$  – наибольший вес обрабатываемой заготовки. Для станков сверлильно-расточной и фрезерной групп:  $B \times H \times L$  – габариты рабочего пространства;  $d$  – наибольший диаметр сверления;  $G$  – наибольший вес устанавливаемой заготовки.

### **1.2.1 Использование станков по параметрам**

Анализ данных производственной статистики, основанной на изменении объёмов выпуска и номенклатуры деталей предприятий Желдорреммаша в течение 10 лет, показывает, что коэффициент  $K_{и}$  использования станков по основным параметрам весьма мал (см. таблицу 3). Данные собраны на Оренбургском ЛРЗ с подтверждением полученных данных с других заводов. Проработаны отчёты производственно-диспетчерского отдела и документация отдела главного технолога.

Значение  $K_{и}$  определяли отношением фактических размеров и веса обрабатываемых заготовок к их возможным предельным значениям. Компоненты коэффициента использования станка:  $K_{иL}$  – по габаритам рабочего пространства;  $K_{иG}$  – по предельному весу устанавливаемых заготовок;  $K_{иM}$  – отношение момента от силы резания к максимальному крутящему моменту на шпинделе станка;  $K_{иN}$  – отношение номинальной мощности к используемым значениям мощности.

Допустимый вес заготовок, устанавливаемых на станки, указан в руководстве по эксплуатации. Вес заготовки, устанавливаемой на неподвижную плиту станка 2Е656, может быть сравним с весом станка.

Таблица 3 – Данные для расчёта компонент коэффициента использования

Модель станка	Габариты рабочего пространства, мм	Вес станка, т	N <sub>ГЛ</sub> , ** кВт	Максимальный вес заготовок, т	Габариты и масса устанавливаемых заготовок		Компоненты коэффициента использования станка K <sub>и</sub>			
					размер, мм	вес, т	K <sub>ил</sub> ***	K <sub>иг</sub>	K <sub>им</sub>	K <sub>ин</sub>
1512	Ø1250x1000	16,5	30	3,2	Ø906x190	0,25	0,1	0,08	0,23	0,37
1516	Ø1600x960	20,9	30	5	Ø1250x143	0,3	0,09	0,06	0,28	0,35
1Н65	Ø1000x3000	12,8	22	8	Ø210x2236	0,65	0,03	0,08	0,02	0,06
РТ-117*	Ø1600x3000	13,7	22	8	Ø1450x2300	4,5	0,63	0,56	0,01	0,05
1836	Ø1250x2600	42	71	4	Ø1110x2236	3,25	0,67	0,81	0,09	0,07
1841	Ø1250x2700	13,85	11	4	Ø1110x2236	3,25	0,65	0,81	0,1	0,1
2А636	1600x1600x1800	33,7	22	10	650x1000x1250	1,293	0,18	0,13	0,07	0,2
2К637	1400x1600x1800	38	17	8	650x1000x1250	1,293	0,2	0,16	0,09	0,28
2Е656	2000x4230x4660	42,2	14	30	1000x1200x3500	5,89	0,1	0,2	0,04	0,34
3А428	R610x4500	41	30	3	R320x3295	1,2	0,2	0,4	---	0,07
ХШ335	R410x5600	32	25	5	R320x3295	1,2	0,36	0,24	---	0,08

\* Станки с завышенным значением высоты оси центров.  
 \*\* Мощность привода главного движения.  
 \*\*\* Получено отношением объёма рабочего пространства к объёму заготовки; R – максимальное расстояние между осью шатунной и коренной шеек; Ø - диаметр заготовки (диаметр цилиндра, образующего рабочее пространство).

Анализ значений  $K_{ИЛ}$  и  $K_{ИГ}$  показывает, что токарно-винторезные станки используют на 3 % возможностей по габаритам рабочего пространства и 8 % веса заготовки; токарно-карусельные, соответственно - от 9 % до 11 % и 8 %; специализированные колёсотокарные станки - от 65 % до 67 % и 81 %; горизонтально-расточные - от 10 % до 18 % и от 13 % до 20 %; станки для шлифования шеек коленчатых валов – от 20 % до 36 % и от 24 % до 40 %. Наихудший вариант – использование токарно-винторезных станков. Исключением являются станки РТ-117 с завышенной осью центров. За счёт такого исполнения станки данной модели используют на ЛРЗ как специализированные. Лучше всех используют специализированные колёсотокарные станки, изначально спроектированные для обработки заготовок деталей подвижного состава.

### **1.2.2 Использование станков по значениям режимов обработки**

Более 95 % тяжёлых станков ЛРЗ используют как для черновых, так и чистовых видов обработки производимых на одном и том же станке. При этом чистовые операции выполняют на станках со сроком службы более 12 лет.

Пределы используемых подач и чисел оборотов шпинделя при производстве черновой и чистовой обработок на станках токарной группы отличаются от 60 % до 500 %. При обработке на станках расточной и шлифовальной групп отличия не существенны, за исключением – черновые и чистовые проходы (предварительное и окончательное шлифование) выполняют с различной глубиной резания.

Пределы чисел оборотов шпинделя и подач, установка которых возможна на станке и те, которые наиболее часто используют, сведены в таблицу 4. В столбцах под графой «Применяемые режимы обработки» находятся статистические данные, представляющие собой математическое ожидание величины используемого технологического показателя станка.

Условия, которые определяют значения режимов резания, как стохастические величины:

- 1) режимы обработки назначают как по справочным материалам, так и исходя из опыта работы оператора станка;
- 2) изменение номенклатуры выпускаемой продукции;
- 3) возможные изменения материала заготовок в пределах, регламентируемых стандартом;
- 4) наличие на заготовках инородного материала, обусловленного ремонтным воздействием (напайки, покрытия, сварка);
- 5) возможные изменения материала и конструкции режущего инструмента.

Зарегистрирована разность в значении математического ожидания величин скорости резания при черновой и чистовой обработках: для токарно-винторезных станков – от 16 до 105 м/мин; для токарно-карусельных станков – от 35 до 311 м/мин; для специализированных колёсотокарных станков – от 0 до 24 м/мин; для горизонтально-расточных – 0; станков для шлифования шеек коленчатых валов – 0.

Минимальное число оборотов шпинделя у токарных станков определяют скоростями резания от 31 до 141 м/мин для черновых операций и от 47 до 370 м/мин для чистовых, а также диаметром заготовки (вылетом резца). У шлифовальных и расточных станков скорость резания постоянна. Максимальное число оборотов определяют наибольшей рекомендуемой скоростью резания и максимально возможным диаметром заготовки, которую обрабатывают на данном станке согласно производственному плану. Статистический анализ для станков различных групп с последующим расчетом, выполненным для наиболее часто обрабатываемых материалов (конструкционная, «осевая» и «бандажная сталь») показывает, что возможна оптимизация по числам оборотов шпинделя станков ЛРЗ с потерей в производительности не более 1,5 %.

Таблица 4 – Данные для анализа использования станков по режимам обработки

Модель станка	Максимальный крутящий момент, кН·м	Диапазон режимов обработки		Применяемые режимы обработки*			
		n, об/мин	S, мм/мин	n, об/мин	S, мм/мин	t, мм	M <sub>кр</sub> , кН·м
1512	19,6	5,0 - 250	0,035 - 12,5 **	20/30	1,2/0,2**	5,5/1	4,42
1516	24,5	4,0 - 200	0,035 - 12,5 **	15/30	1,2/0,4**	6/1	6,83
1Н65	9,5	5 - 500	0,06 - 19,36 **	55/214	0,75/0,08**	1,5/0,5	0,22
РТ-117	9,5	5 - 500	0,06 - 19,39 **	100/150	0,75/0,06**	0,75/0,5	0,11
1836	35	3,8 - 23,0	6 - 80	14/20	8/40	5/1	3,3
1841	0,4	57 - 232	57 - 162	232	57/78	0,8/0,4	0,042
2А636	3,5	6,3 - 1250	2 - 2000	180	100	2/0,75	0,23
2К637	5,4	3,2 - 1000	2 - 1120	200	80	2/0,75	0,5
2Е656	6	3,2 - 1000	2,4 - 3200	200	60	2/0,5	0,23
3А428	---	480	100 - 2500	480	100	0,1/0,05	---
ХШ335	---	850	100 - 2500	850	100	0,1/0,05	---

\* В числителе даны режимы черновой обработки, в знаменателе – чистовой.  
 \*\* Размерность подачи – мм/об.

Расчёты силы резания, выполненные по данным таблицы 4, показывают, что тангенциальная составляющая силы в большинстве случаев равна: для токарно-винторезных станков – 2,1 кН; для токарно-карусельных станков около 10 кН; для специализированных колёсотокарных станков – 5,3 кН; горизонтально-расточных – 1,8 кН; станков для шлифования шеек коленчатых валов – 1,1 кН.

Крупные и тяжёлые станки ЛРЗ рассчитаны на большие крутящие моменты, превышающие наиболее используемые до 100 % (см. таблицу 4). Вследствие этого вес станков значительно превышает требуемое значение.

Использование станков по мощности минимально у станков токарной и шлифовальной группы и увеличивается при переходе к станкам расточной группы. Исключение составляют токарно-карусельные и специализированные станки. Не смотря на возможные потери мощности до 50% в механизмах привода станков, станки ЛРЗ, в настоящий момент, имеют завышенную мощность привода главного движения.

Излишние габариты, вес и завышенная мощность привода станка усложняют его обслуживание и повышают затраты на ремонт, а также снижают коэффициент использования заводских рабочих площадей.

### **1.2.3 Использование модулей по необходимым техническим характеристикам**

Габариты рабочего пространства могут быть уменьшены (относительно используемых моделей): у токарно-винторезных станков на 300 мм по высоте центров; токарно-карусельных станков на 700 мм по высоте хода вертикального суппорта; у расточных станков возможно уменьшение габаритов стола на 30 % и перемещения шпиндельной бабки вдоль передней стойки от 500 до 1000 мм. Наиболее дорогостоящие станки – станки шлифовальной группы необходимо использовать с межцентровым расстоянием не более 3500 мм.

Мощность привода главного движения не должна превышать: у токарно-винторезных станков – 7,5 кВт; токарно-карусельных станков – 18 кВт; у станков шлифовальной группы – 10 кВт. Мощность электродвигателей расточных станков и станков, обрабатывающих оси колёсных пар из поковки – удовлетворительна.

Для снижения затрат по инвестиционным программам, уменьшения металлоёмкости приобретаемого оборудования и энергопотребления на его эксплуатацию, крупные токарно-винторезные станки, задействованные на обработки осей колёсных пар, необходимо заменить средними. Так, станки модели 165 могут быть заменены станками модели 163 и даже 162 с межцентровым расстоянием 3000 мм. Однако, у станков меньшей массы разность жёсткости опор шпинделей передней (левой) и задней (правой) бабки должна быть минимальна. Приспособления для накатки галтелей осей, установленные в качестве средств дополнительного технологического оснащения на станки 165, не требуют высокой жесткости суппорта, если их конструкция рассчитана на силовое замыкание «на себя». Это также подтверждает правильность решения о замене крупных станков на средние.

Следующей возможностью для уменьшения цен является ограничение станков по режимам обработки, крутящему моменту и мощности. Это реализуют за счёт сокращения групп передач в коробках скоростей и подач станков, использования электропривода меньшей мощности.

Для реализации перечисленных выше требований необходимо проведение конструкторских работ. Применение современных систем автоматизированного проектирования существенно сокращает время и трудоёмкость конструкторских разработок. Если взять за базовые варианты проекты универсальных станков и переквалифицировать их в специализированные, то необходимость производства дополнительных конструкторских работ не изменит существенно цену данных станков. Проекты этих станков должны соответствовать нормам безопасности регламентируемые ГОСТ 12.2.009-99.

Чтобы ответить на вопрос, не будет ли постоянная эксплуатация станка на максимально возможных режимах снижать вероятность его безотказной работы, были рассмотрены результаты испытаний по экстремальному уровню. В результате испытаний доказано, что соблюдение графика ППР является гарантом безотказной работы перегруженного оборудования.

#### **1.2.4 Результаты испытаний крупных и тяжёлых станков**

Для уточнения длительности межремонтных периодов и структуры модели стадии «эксплуатация» крупных и тяжёлых станков ЛРЗ провели испытания: долгосрочные и по экстремальному уровню, по аналогии с испытаниями, проведёнными с лёгкими и средними станками.

Проводили наблюдения за работой станков моделей: 1512, 1516, 1Н65, РТ-117, 1836, 1841, 2А636, 2К637, 2Е656, 3А428, ХШ-335 в условиях действующего производства Оренбургского ЛРЗ, а также вели сбор информации с других ремонтных предприятий ОАО «РЖД». В первом случае наблюдения за станками проводили в течение одного ремонтного цикла (12 лет). Количество испытуемых станков – не менее трёх. Во втором случае наблюдали за оборудованием, работающем с режимами резания соответствующим максимальным из рекомендуемых руководством по эксплуатации. При этом коэффициент ускорения испытаний находился в пределах 2 – 3. Измерения технологических показателей производили в течение одного года испытания этого оборудования по экстремальному уровню.

Во время испытания технологических модулей по экстремальному уровню проводили исследования по выявлению признаков износа направляющих базовых деталей. С этой целью ежеквартально элементы антифрикционных накладок столов и клиньев снимали со станка и производили дефектацию. Направляющие станин осматривали на наличие задиров и сколов (см. рисунок 11).



Рисунок 11 – Образование задигов на направляющих

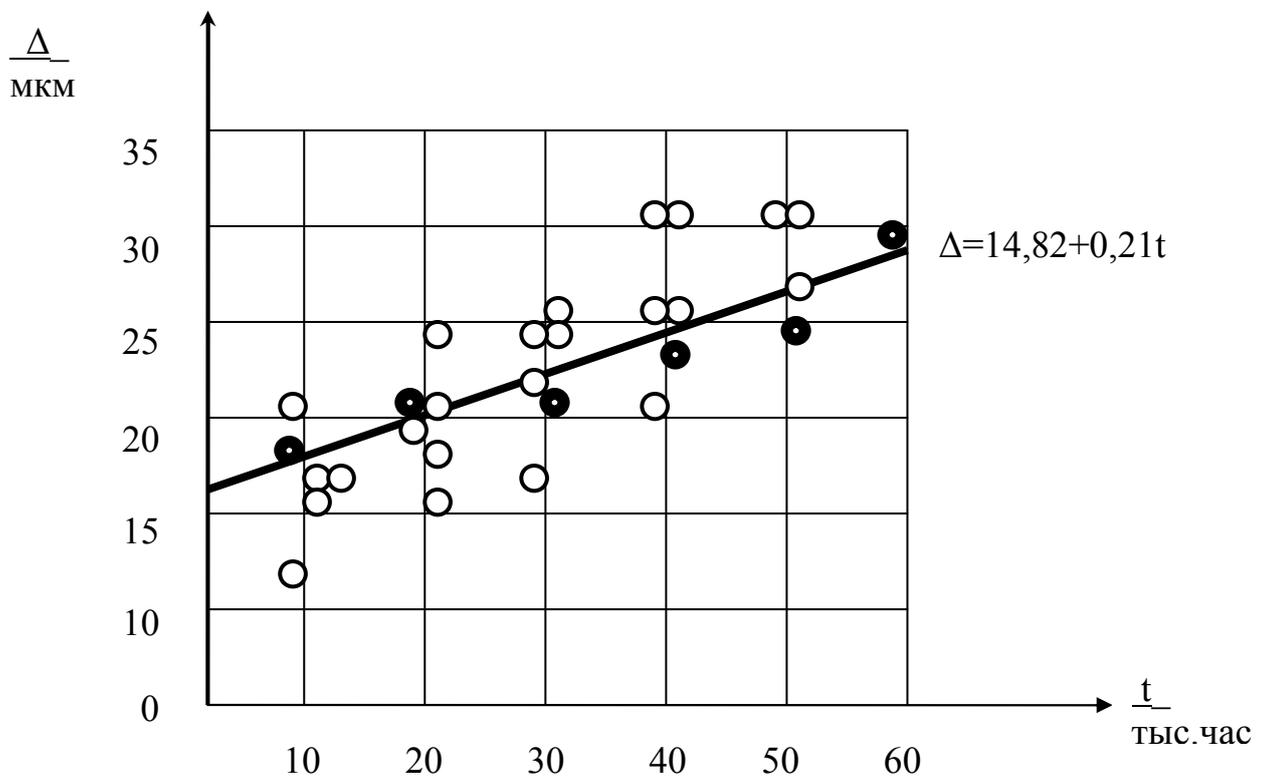


Рисунок 12 – Снижение технологической точности  $\Delta$  токарно-карусельных станков моделей 1512; 1516; КС-412

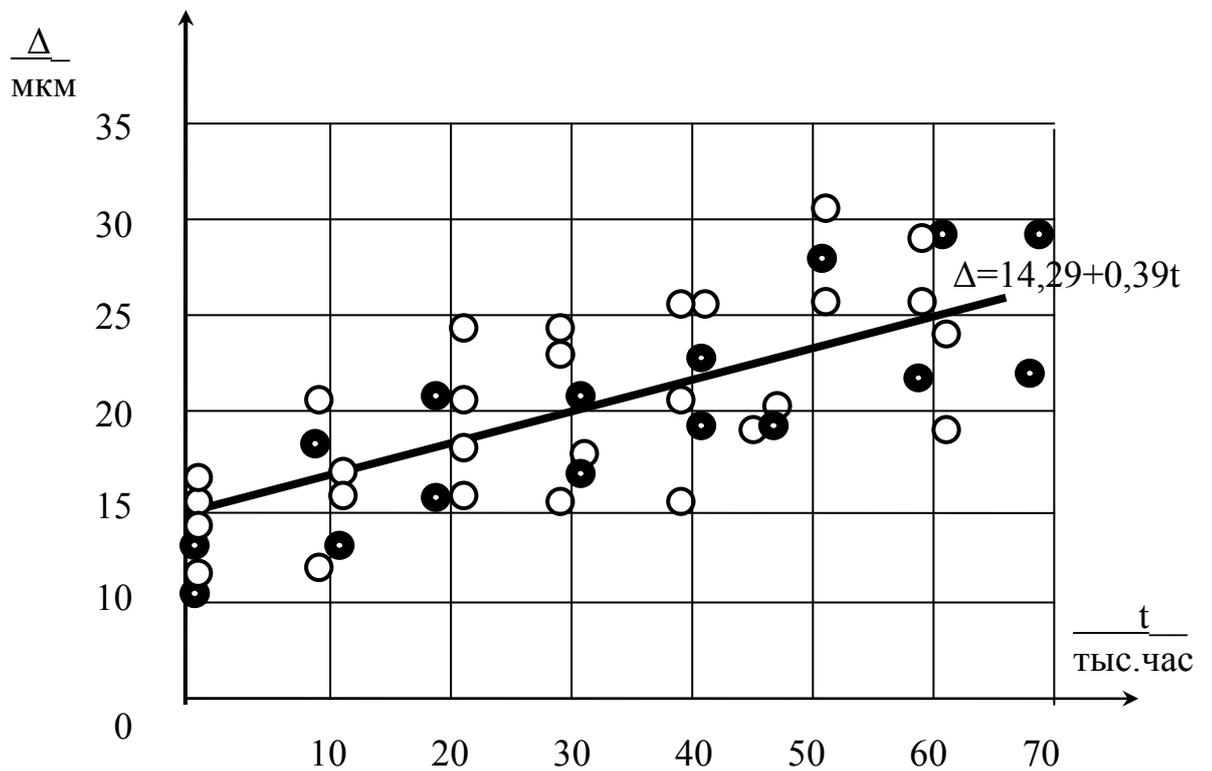


Рисунок 13 – Снижение технологической точности токарно-винторезных станков моделей 1Н65, РТ-117

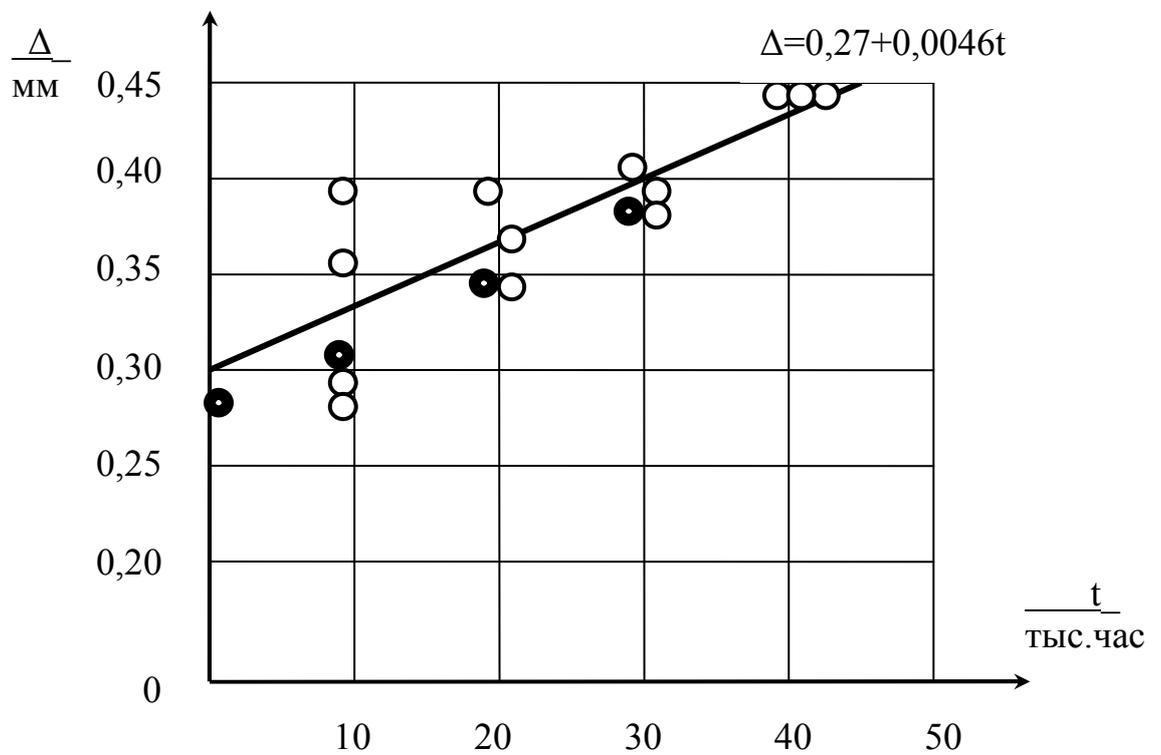


Рисунок 14 – Снижение точности станка 1836 КЗТС

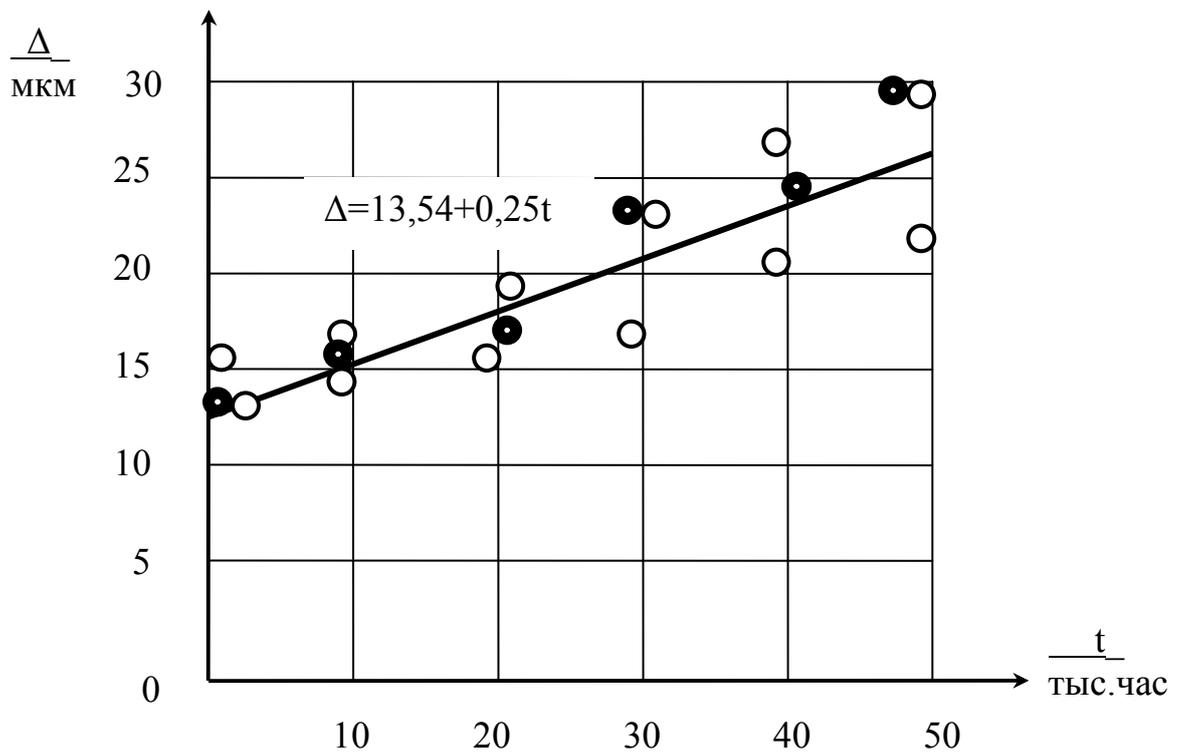


Рисунок 15 – Снижение технологической точности шеечно-накатного станка модели КЖ

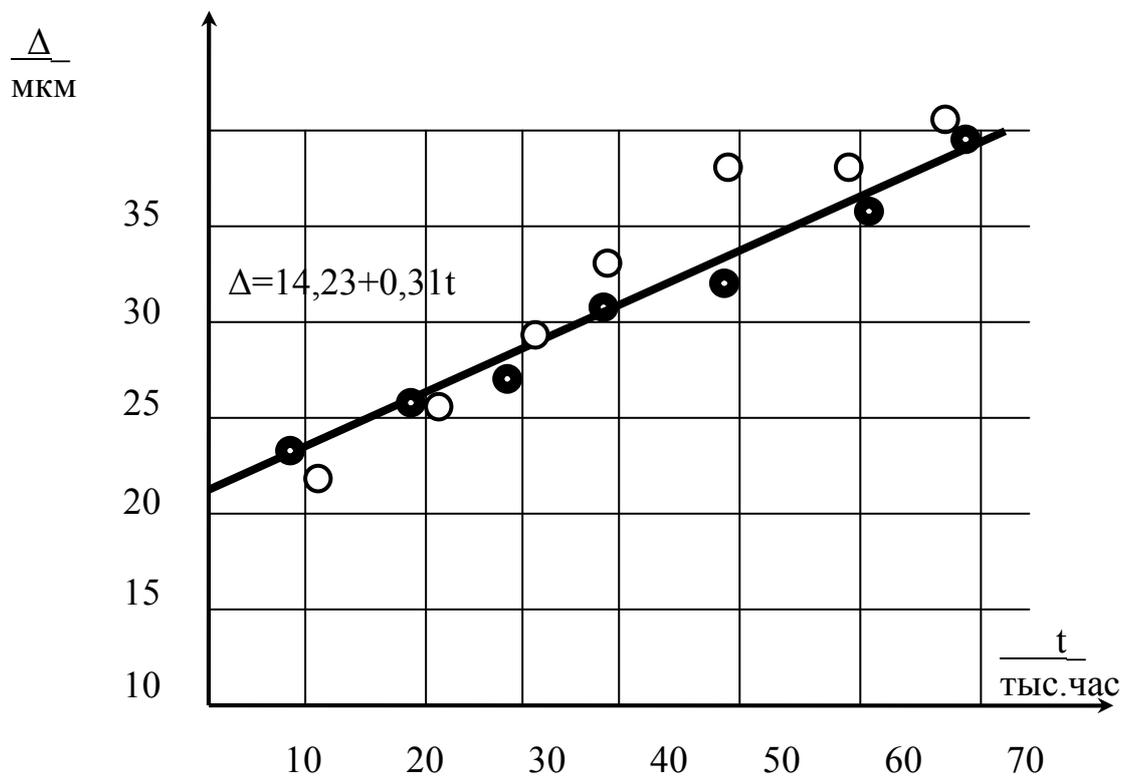


Рисунок 16 – Снижение технологической точности  $\Delta$  горизонтально-расточных станков моделей 2656 и 2E656

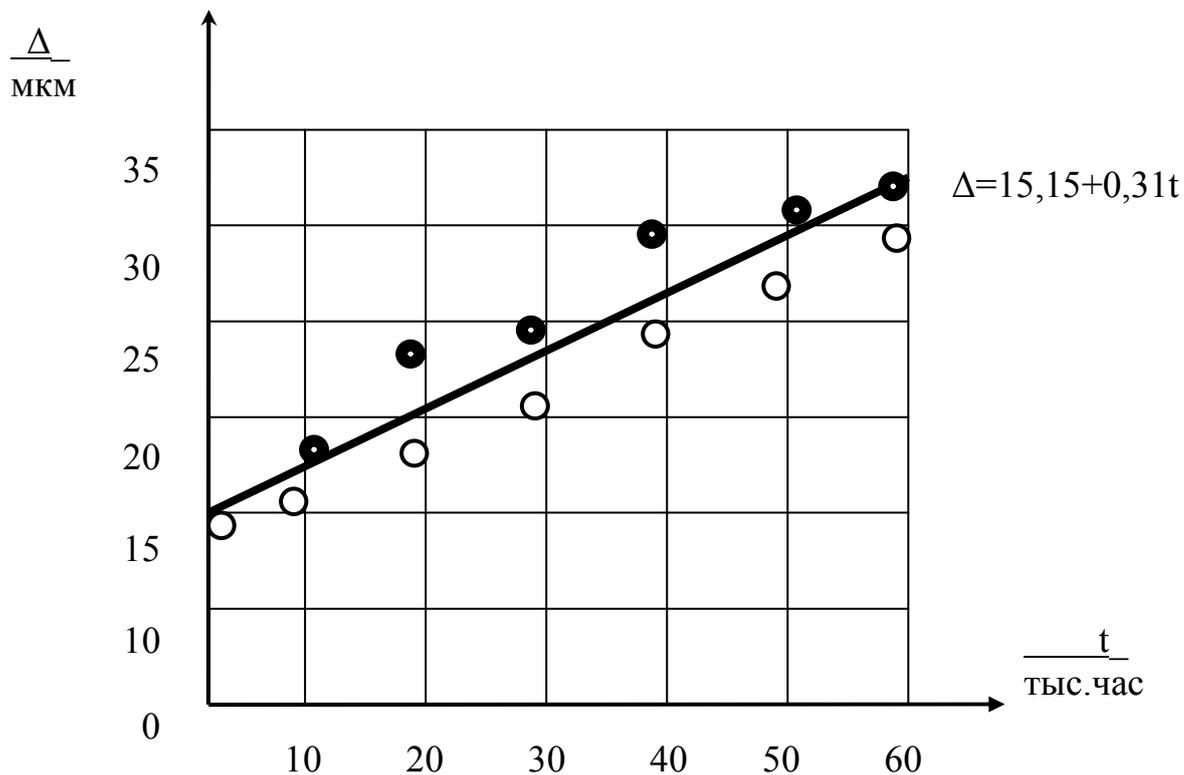


Рисунок 17 – Снижение технологической точности  $\Delta$  горизонтально-расточных станков моделей 2А636 и 2К637

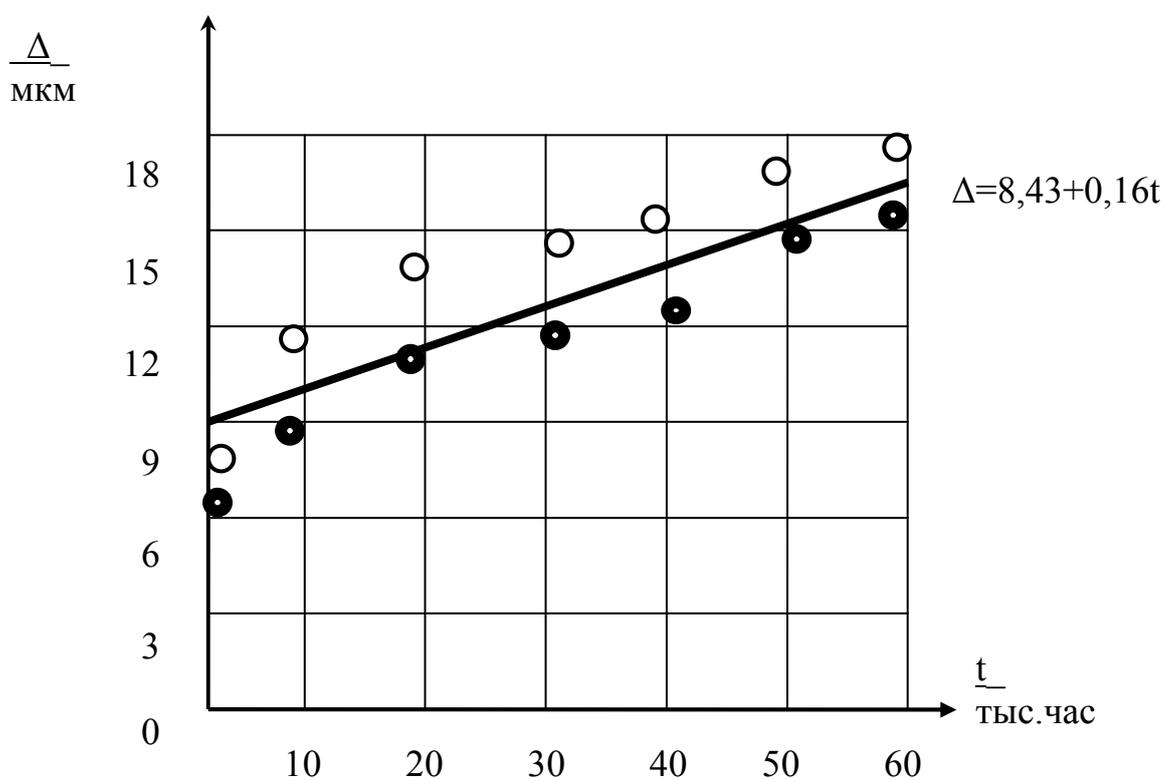


Рисунок 18 – Снижение технологической точности  $\Delta$  шлифовальных станков моделей 3А428, ХШ-335

Эмпирические линии регрессии зависимости снижения технологической точности станков перечисленных моделей от времени использования по назначению представлены на рисунках 12 - 18. Технологическую точность оценивали по методике, приведённой в [25]. В качестве основных показателей точности для моделей станков, перечисленных выше, были выбраны:

1) 1512, 1516, КС-412 – овальность и конусообразность обработанных внутренних поверхностей деталей на длине до 140 мм;

2) 1Н65, РТ-117 – овальность и конусообразность обработанных наружных поверхностей деталей на длине 285 мм;

3) 1836 – максимальное отклонение профиля круга катания бандажа колёсной пары и его диаметра;

4) 1841 – овальность и конусообразность обработанных поверхностей;

5) 2А636, 2К637, 2Е656 – овальность и конусообразность обработанных внутренних поверхностей деталей на длине от 100 до 250 мм;

6) 3А428, ХШ-335 – овальность и конусообразность шлифованных поверхностей коренных и шатунных шеек коленчатых валов.

Содержание испытываемого оборудования соответствовало требованиям, изложенным в руководстве по эксплуатации. Ремонт испытываемых станков производили по трём основным направлениям:

1) согласно графику ППР. Отклонение от графика не превышало величины допустимой вариационной составляющей;

2) «по состоянию» технологических модулей;

3) с запаздыванием от графика ППР на 1 - 2 межремонтных периода.

Измерение геометрических размеров обработанных деталей производили микрометрами, рычажными скобами (пассаметрами), нутромерами с индикатором МИГ-1 и МИГ-2, специализированными скобами для измерения диаметра круга катания колёсных пар. Сведения о точности измерительных средств получены из паспортов, на указанные

приборы, по результатам периодической аттестации и из справочной литературы. Точность проводимых измерений приведена ниже.

На рисунке 12 светлыми точками обозначены результаты, полученные при измерении деталей, обработанных на станках 1516 и КС-412, тёмной точкой – результаты измерений 1512. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений  $\pm 0,025$  мм. Линия регрессии отмечает изменение овальности размеров получаемых на станках деталей.

На рисунке 13 светлыми точками обозначены результаты, полученные со станков 1Н65, тёмными точками – результаты измерений РТ-117. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений от  $\pm 0,02$  до  $\pm 0,025$  мм. Эмпирическая линия регрессии регистрирует изменение овальности поверхностей осей колёсных пар под деталь «центр», а также шейки под подшипник якоря главного генератора.

На рисунке 14 светлыми точками отмечено отклонение диаметра круга катания колёсных пар, обработанных на колёсотокарных станках модели 1836.Б.03 КЗТС, тёмной точкой обозначены результаты измерений, проведённые на станке 1836.М1 КЗТС имеющем возможность обработки сборными резцами с двумя режущими пластинами. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений  $\pm 0,05$  мм. На рисунке 14 пропущены четыре нижние горизонтальные линии координатной сетки.

На рисунке 15 светлыми точками отмечено отклонение диаметра шейки колёсных пар под мотороосевые подшипники, обработанных на шеечно-накатных станках модели 1841 КЗТС, тёмной точкой обозначены результаты измерений, проведённые на станке КЖ-15, являющимся базовой моделью для станков 1841. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений  $\pm 0,02$  мм.

На рисунке 16 светлыми точками отмечено отклонение диаметров расточенных отверстий под гильзу цилиндра блока дизеля, обработанных на горизонтально-расточном станке модели 2656, тёмной точкой обозначены

результаты измерений, проведённые на станке 2Е656. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений  $\pm 0,025$  мм.

На рисунке 17 светлыми точками отмечено отклонение диаметров расточенных отверстий под мотороосевые подшипники блока тягового электродвигателя, обработанных на горизонтально-расточном станке модели 2А636, тёмной точкой обозначены результаты измерений, проведённые на станке 2К637. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений  $\pm 0,025$  мм.

На рисунке 18 светлыми точками отмечено отклонение диаметров шатунных шеек коленчатого вала дизеля, шлифованных на станке для шлифования шатунных шеек модели 3А428, тёмной точкой обозначены результаты измерений отклонений диаметров коренных шеек коленчатых валов, обработанных на кругло-шлифовальном станке модели ХШ-335. Каждая точка соответствует одному станку. Точность измерений  $\pm 0,02$  мм.

Эмпирические линии регрессии, показанные на рисунках 12 – 18 получены последовательным соединением центров координат точек со средними значениями величины  $\Delta$ .

Вывод уравнений теоретических линий регрессии для  $\Delta$  проведён по методике [28]. Анализ значений критерия Фишера позволяет сделать вывод о не случайности полученных зависимостей. Применение полученных зависимостей к другим станкам возможно на использовании гипотезы о подобии свойств технологических модулей (см. ГОСТ 27.301-95).

### **1.2.5 Исследование износа базовых деталей и определение потока отказов тяжёлых станков и их оснастки**

Износ элементов технологических модулей и отказы в работе происходят во время использования по назначению. Для построения структурной модели стадии «эксплуатация» технологического модуля необходимо знать его срок службы. В данном параграфе рассмотрены

результаты проверок оборудования по времени наработки на отказ в производственных условиях. При этом определяли эпюры износа базовых деталей в зависимости от времени использования по назначению. Сбор материалов по износу деталей и срокам их службы в условиях эксплуатации ЛРЗ производили двумя методами:

- 1) эксплуатационных наблюдений за действующим оборудованием;
- 2) опытно-статистическим.

Материалы по износу изделий собирали на ЛРЗ путём массовой обработки эксплуатационной и отчётно-финансовой документации, заявок на приобретение запасных частей, а также организацией специального учёта, сбора различных сведений, характеризующих надёжность и долговечность технологических модулей и их составных частей.

Поскольку срок службы оборудования тесно связан с условиями эксплуатации, его необходимо рассматривать и определять применительно к заданным условиям. В рамках настоящего исследования – в условиях ЛРЗ.

Срок службы модулей и их элементов необходимо измерять в определённых размерных единицах. В соответствии с действующими методиками определения ремонтного цикла и межремонтного периода принимаем в качестве размерной единицы оперативное время этапа «использования по назначению».

Обычно для определения устойчивости основных технических характеристик оборудования проводят специальные исследования [34, 36 и др.]. Несмотря на то, что износ во всех сопряжениях модуля непрерывно увеличивается, нормальная работа, до определённого момента, не нарушается. Это объясняется тем, что величина износа деталей и узлов в течение этапа И находится в допустимых пределах. В случае каждой модели оборудования допустимые зазоры определяют расчётным либо опытным путём. Затем, при осуществлении ремонтных операций производят регулировку зазоров. Максимальные значения износа ответственных деталей тяжёлых станков приведены в таблице 5.

В последнем столбце таблицы 5 указан: у токарно-карусельных станков износ направляющих стола с планшайбой; у токарно-винторезных и колёсотокарных – бронзовых накладок клиньев суппорта; у горизонтально-расточных износ накладок стола из ЦАМ 10-1; у шлифовальных 3А428 и ХШ-15 – износ роликов направляющих качения.

На рисунках 19 и 20 приведены эпюры износа накладок клиньев суппорта и его направляющих. Результаты получены после года работы станков в одну смену. Эпюры представляют собой среднее значения от результатов измерения износа деталей двух станков модели 1836. Станки данной модели полностью определяют темп выпуска продукции колёсного цеха ЛРЗ. В таблицах 6 - 11 представлено изменение во времени вероятности безотказной работы при разделении ремонтного цикла на равные промежутки. Вероятность безотказной работы рассчитывали по методике [36]. В строке «Время работы» собраны центры группирования максимумов потока отказов зарегистрированных при работе станков указанных моделей. Промежуток времени характеризуется дисперсией разброса поломок оборудования.

Трудоёмкость ремонта вышедшей из строя детали определяли как затраты времени на разборку, изготовление детали, её установку, выверку и испытание. Суммарную трудоёмкость ремонта рассчитывали по формуле

$$T = T_i m_i,$$

где  $T_i$  – трудоёмкость ремонта детали  $m_i$ , час;

$m_i$  – число деталей  $i$ -й группы, вышедших из строя, штук.

Знак суммы в приведённой формуле опущен.

Таблица 5 – Износ направляющих базовых деталей тяжёлого оборудования

Модель станка	Время работы, час*	Износ направляющих суппорта (стола), мкм	Износ антифрикционных накладок (тел качения), мкм***
1512, 1516, КС-412	61 400	150 - 250	500 - 650
1Н65, РТ-117	61 400	300 - 500**	470 - 500
1836	39 720	280 - 420	350 - 450
1841	39 720	250 - 300**	200 - 280
2А636, 2К637, 2Е656	59 400	250 - 350**	320 - 400
3А428, ХШ-15	61 400	30 - 70	10 - 18
<p>* Время оперативное.</p> <p>** Направляющие содержат задиры и сколы.</p> <p>*** Указан износ ремонтного комплекта антифрикционных накладок (направляющих качения).</p>			

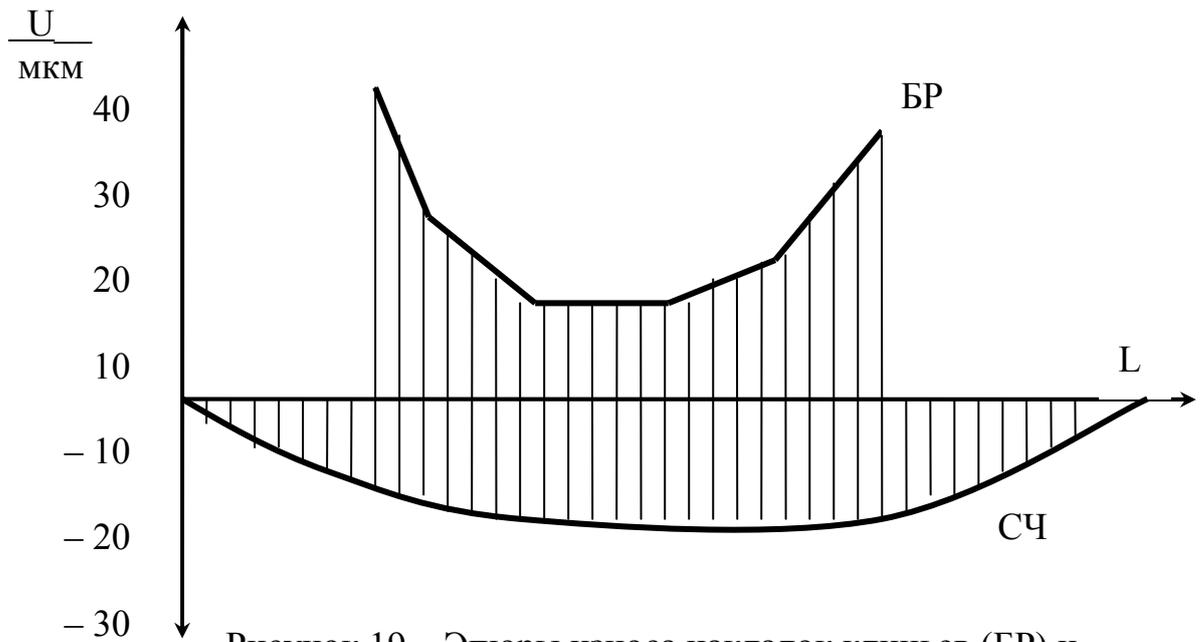
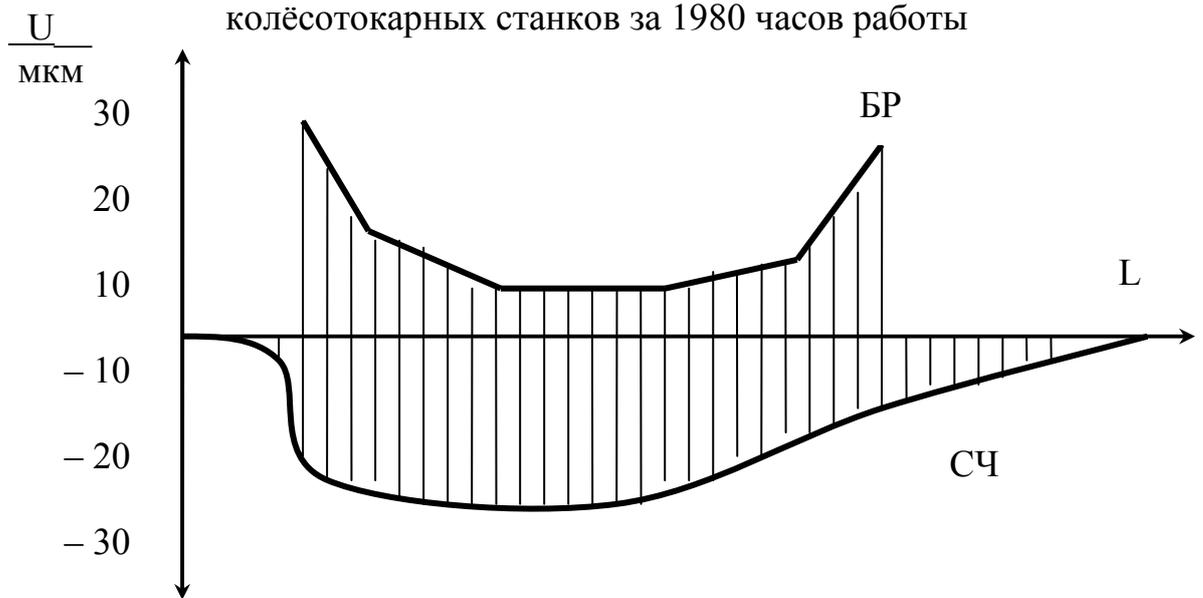


Рисунок 19 – Эпюры износа накладок клиньев (БР) и базовых деталей (СЧ) продольных направляющих колёсотокарных станков за 1980 часов работы



U – величина линейного износа;  
 L – максимальная длина направляющих станков  
 Рисунок 20 – Эпюры износа накладок клиньев (БР) и базовых (СЧ) деталей поперечных направляющих колёсотокарных станков за 1980 часов работы

Исходя из уравнения для определения суммарной трудоёмкости, вычисляли категорию ремонтной сложности  $R_{ПО}$  потока отказов, зарегистрированного в указанный в таблицах 6 - 11 промежуток времени

$$R_{no} = \frac{T}{N_R},$$

где  $N_R$  – норма времени на ремонт оборудования с категорией группы ремонтной сложности равной единице.

Анализ численных данных таблиц 6 - 11 показывает, что вероятность безотказной работы медленно убывает пропорционально времени эксплуатации технологических модулей. В то же время  $R_{ПО}$  может изменяться скачкообразно. Именно эта величина может быть объективной характеристикой для назначения времени проведения ремонтных работ. По результатам долгосрочных наблюдений отмечено, что проведение СР или КР до начала периода регистрации максимума  $R_{ПО}$  снижает число остановок модулей.

В таблицах 6 - 11 звёздочкой (\*) обозначена категория ремонтной сложности, рассчитанная с учётом трудоёмкости ремонта технологических приспособлений станков. В результате проведённых наблюдений за эксплуатацией модулей вскрыто существенное несовпадение по вариационной составляющей ресурса тяжёлых станков и их приспособлений.

Таблицы, отражающие эксплуатацию модулей с 18-ю и 24-мя периодами ремонтного цикла, построены на основе анализа работы подобных модулей и методики изложенной в ГОСТ 27.301-95.

Таблица 6 – Снижение вероятности безотказной работы и изменение категории ремонтной сложности потока отказов для станков моделей 1512, 1516, КС-412, при ремонтном воздействии «по состоянию»

Время работы, тыс. час	7,8	13,7	22,2	25,5	30,9	34,7	39,7	44,1	50	53,5	57,1	61,5	63
Дисперсия отказов во времени, час	250	320	300	300	150	350	200	200	250	250	320	450	200
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	1R	3R	2R*	2R	0,8R	14R*	1R	1R	1R*	1R	12R	16R	2R
Вероятность безотказной работы	≈1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,93	0,96	0,91	0,9	0,9	0,9	0,7	0,8

Таблица 7 – Снижение вероятности безотказной работы и изменение категории ремонтной сложности потока отказов для станков моделей 1Н65, РТ-117, при ремонтном воздействии, проводимом с опозданием на 1 - 2 межремонтных периода

Время работы, тыс. час	8	15	21	26	31	34,5	38,1	45,5	49,1	54,1	57,6	61,8	64
Дисперсия отказов во времени, час	50	120	300	300	150	350	200	200	250	250	320	450	200
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	1R	3R*	1R	2R	0,4R*	15R	1R	4R*	0,9R	2R	3R*	17R	2R
Вероятность безотказной работы	≈1	0,99	0,98	0,98	0,97	0,9	0,95	0,94	0,91	0,91	0,9	0,8	0,88

Таблица 8 – Снижение вероятности безотказной работы и изменение категории ремонтной сложности потока отказов для станков моделей 1836 КЗТС, при ремонтном воздействии «по состоянию»

Время работы, тыс. час	4,7	10,2	12,8	16,1	21	22,9	25,9	28,5	32,7	33,9	38,1	40	43
Дисперсия отказов во времени, час	50	120	100	90	50	150	120	48	50	50	150	190	40
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	1R	3R	2R*	2R	0,8R	14R	1R*	4R	1R	4R	2R*	26R	2R
Вероятность безотказной работы	≈1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,93	0,96	0,91	0,9	0,9	0,9	0,7	0,8

Таблица 9 – Снижение вероятности безотказной работы и изменение категории ремонтной сложности потока отказов для станков моделей КЖ 1841, при ремонтном воздействии «по состоянию»

Время работы, тыс. час	5,1	10	14,1	16,9	20,7	22,1	25,1	28,5	31,9	34,5	37,5	39,8	42
Дисперсия отказов во времени, час	50	50	50	170	30	150	20	160	50	180	120	350	90
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	1R	3R	1R*	2R	0,4R*	15R	1R	2R	0,9R*	2R	3R	17R	2R
Вероятность безотказной работы	≈1	0,99	0,98	0,98	0,97	0,9	0,95	0,94	0,91	0,91	0,9	0,8	0,88

Таблица 10 – Снижение вероятности безотказной работы и изменение категории ремонтной сложности потока отказов для станков моделей 2А636, 2К637, 2Е656, при ремонтном воздействии «по состоянию»

Время работы, тыс. час	7	12,7	16,2	21,5	23,9	28,05	31,4	34,8	38,1	40,5	43,7	45,9
Дисперсия отказов во времени, час	20	150	120	120	150	250	200	200	250	250	320	450
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	3R	3R	2R	2R	0,8R*	24R	1R	8R	9R	1R	12R*	6R
Вероятность безотказной работы	≈1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,93	0,96	0,85	0,81	0,9	0,9	0,7

Продолжение таблицы 10

Время работы, тыс. час	49,6	52,9	55	56	58	59,5
Дисперсия отказов во времени, час	50	120	300	300	150	350
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	1R	5R	4R	12R	0,4R*	35R
Вероятность безотказной работы	0,7	0,63	0,6	0,5	0,5	0,5

Таблица 11 – Снижение вероятности безотказной работы и изменение категории ремонтной сложности потока отказов для станков моделей 3А428, ХШ-15, при ремонтном воздействии «по состоянию»

Время работы, тыс. час	5,1	9,9	14	17,5	20,9	23	25,9	28,5	31	33,3	35,8	38,5
Дисперсия отказов во времени, час	50	120	300	300	150	350	200	180	50	150	320	450
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	4R	4R	4R	2R	0,4R	5R	1R	2R	0,9R	2R	3R	17R
Вероятность безотказной работы	≈1	0,99	0,98	0,98	0,97	0,9	0,95	0,94	0,91	0,91	0,9	0,8

Продолжение таблицы 11

Время работы, тыс. час	41	44,5	45,9	49	50	52	53,1	55,5	57	58,5	60	61,8
Дисперсия отказов во времени, час	150	120	300	300	150	350	200	200	250	250	320	450
Категория ремонтной сложности R <sub>ПО</sub>	2R	3R	4R	2R	0,4R	5R	1R	2R	0,9R	2R	3R	37R
Вероятность безотказной работы	0,8	0,8	0,7	0,8	0,85	0,65	0,9	0,9	0,91	0,91	0,9	0,5

## **2 Основы управления на стадии «эксплуатация» технологическими модулями локомотиворемонтных заводов**

В существующих системах организации ТО и ППР технологического оборудования нет единого подхода к расчёту этапов «использование по назначению» и «ремонт» оборудования (см. таблицу 12). Другим недостатком данных систем является раздельное ТО станков и технологической оснастки, что влечёт снижение темпа выпуска продукции из-за дополнительного простоя технологических модулей. Но наиболее существенным пробелом в организации ремонта в соответствии с предлагаемыми структурными моделями является различие в длительности межремонтных периодов и ремонтного цикла в целом от наблюдаемого (см. 5-ю строку таблицы 12). Это увеличивает вероятность простоя оборудования в аварийном ремонте в случае несовпадения используемой известной модели и требуемой.

К этому необходимо добавить, что в результате наблюдений за ремонтом тяжёлых станков ЛРЗ получены следующие эмпирические зависимости:

- 1) трудоёмкость СР со шлифовкой станин (как это предлагается в [45]) стремится, по значению, к трудоёмкости КР;
- 2) трудоёмкость О и диагностирования крупных и тяжёлых станков для уточнения сроков КР стремится к трудоёмкости Т, рассчитанной по [45].

Эти обстоятельства обусловлены тем, что к тяжёлым станкам не приемлемы известные методы расчёта трудоёмкости ремонта. Отклонение расчётных и эмпирических значений трудоёмкости проведения ремонтных работ может отличаться на 25 % - 35 % и более. Поскольку многие модели тяжёлых станков имеются на предприятиях в единичных экземплярах, то затруднено решение вопроса по изготовлению средств механизации ремонтных работ. Приспособления для механизации работ по ремонту тяжёлых станков дороги и их используют редко (не чаще одного раза в три

Таблица 12 – Основные показатели ремонтного цикла для колёсотокарных станков по различным литературным источникам

№п/п	Источник информации	Длительность ремонтного цикла, отработанные часы	Структура ремонтного цикла *	Трудоёмкость ремонта, нормо-час					
				Текущий		Средний		Капитальный	
				1836	1841	1836	1841	1836	1841
1.	[45]	22 680	КР – Т – Т – Т – Т – КР	203,4	324	305,1	486	1695	2700
2.	[17]	51 480	КР – Т – Т – СР – Т – Т – СР – Т – Т – КР	206,8	329,4	796,7	1269	1186,5	1890
3.	[42]	52 700	КР – Т – Т – СР – Т – Т – СР – Т – Т – КР	339	540	1017	1620	1830,6	2916
4.	[35]	~ 50 000	КР – Т – Т – Т – Т – КР	ТТ <sup>36</sup>	ТТ <sup>41</sup>	4ТТ <sup>36</sup>	4ТТ <sup>41</sup>	6ТТ <sup>36</sup>	6ТТ <sup>41</sup>
5.	ЭЗ	39 720	КР – Т – Т – Т – Т – Т – СР – Т – Т – Т – КР	ТТ <sup>36</sup>	ТТ <sup>41</sup>	4,6ТТ <sup>36</sup>	4,4ТТ <sup>41</sup>	8ТТ <sup>36</sup>	7ТТ <sup>41</sup>

*Примечание:* \* - О исключён; [...] – номер ссылки на первоисточник по списку литературы; ЭЗ – среднее эмпирическое значение показателей ремонтного цикла, зарегистрированное по 4-м станкам; ТТ<sup>36</sup> – трудоёмкость Т колёсотокарного станка 1836; ТТ<sup>41</sup> – трудоёмкость Т токарно-накатного станка 1841.  
Структура ремонтного цикла, приведённая во 2-й строке, совпадает с данными паспортов на станки 1836 и 1841.

года) поэтому эффективность вложения средств в данные приспособления минимальна относительно всех известных видов технологической оснастки.

## **2.1 Методы построения структурных моделей макроэтапа «ремонтный цикл» технологических модулей**

Одной из основных составляющих стадии «эксплуатация» технологических модулей является макроэтап «ремонтный цикл». Ремонтный цикл включает в себя следующие этапы:

- 1) начальный – ПН;
- 2) основной – И;
- 3) ремонтные – ТО, О, Т, СР, КР;
- 4) хранение оборудования при консервации.

Методы разработки структурных моделей макроэтапа «ремонтный цикл» основаны на результатах анализа причин и времени наступления отказа. Под отказом понимаем состояние технологического модуля, при котором на нем не возможно получать детали подвижного состава в необходимом количестве и с требуемым качеством [36].

Построение структуры ремонтного цикла начнём с рассмотрения модели оценки технического состояния приспособления по параметрам, в процессе его эксплуатации (рисунок 21). Основным технологическим показателем приспособления является его точность. Другим показателем является сила закрепления, развиваемая механизмом зажима. Жёсткость приспособлений оказывает влияние на точность обработки и безопасную установку заготовок. Включим в модель следующие основные комплексы:

- 1) износ деталей приспособления;
- 2) снижение точности вследствие износа;
- 3) уменьшение жёсткости приспособления в процессе его использования;

4) падение силы закрепления заготовок с увеличением износа деталей механизма зажима.

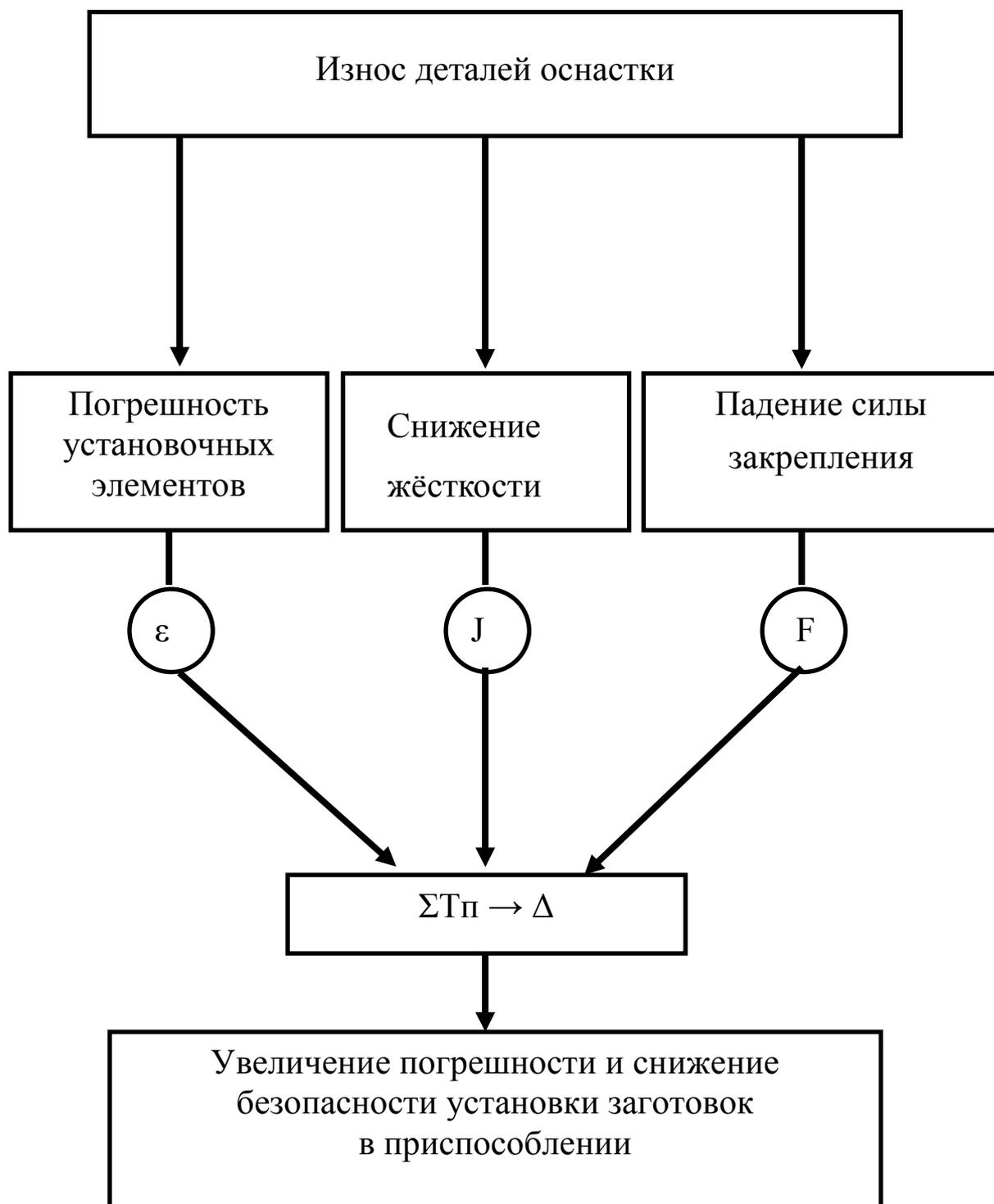


Рисунок 21 – Модель формирования отказа приспособления по параметрам безопасной и точной установки заготовок

Математическим обеспечением модели являются модули перехода между комплексами модели, обозначенными в кружках литерами:

$\varepsilon$  – зависимость точности центрирующего механизма приспособления от геометрических погрешностей и износа его деталей;

$J$  – зависимость жесткости от зазоров и формы износа сопрягаемых деталей;

$F$  – зависимость силы закрепления от погрешности изготовления и формы износа элементов механизма зажима;

$\Sigma T$  – блок композиции зависимостей изменяющихся параметров приспособления, влияющих на его точность и безопасность установки;

$\Delta$  – точность приспособления, как сложная стохастическая функция зависимости погрешности установки от значений  $\varepsilon$ ,  $J$ ,  $F$ .

Модели формирования отказа механизмов, машин и станков рассмотрены в литературе [35]. Задачей, определяющей дальнейшее развитие теории надёжности оборудования, является нахождение общей функции потока отказов станков и оснастки. Затем, на основе полученных результатов необходимо разработать модель совместного управления ремонтом и использованием по назначению технологического оборудования и приспособлений. Структуру ремонтного цикла технологических модулей разработаем, используя значение границ временных интервалов на которых наблюдаем максимум потока отказов. В результате разработки получим предварительное распределение элементов модулей по видам ремонта и ТО (см. рисунки 22, 23, 24, оперативное время дано в тысячах часов).

Методы и технология ремонта станков известны [7, 27, 32, 42]. Необходимо рассмотреть процесс организации ремонта приспособлений и этапы формирования системы ППР оснастки согласованной с системой ППР станков. При этом для средних станков в постремонтные этапы и тяжёлых станков в ремонтные циклы используем результаты исследований, изложенные в предыдущем разделе.

**«2Н135»:** ПН→О → Т → О → Т → О → СР→ О → Т → О → Т → О → КР  
**«16-В18»:** У→О → О → Т→ О → О → СМ→ О → О → Т→ О → О → СМ  
**«7827-0259»:** У→О → О → О → О → О → Т → О → О → О → О → О → СМ  
**«Время»:** 0 1,8 3,4 5 6,3 7,5 8,5 9,8 11 12,1 13,2 14,2 15,1

Рисунок 22 – Структура ремонтного цикла вертикально-сверлильных станков и их оснащения

**«6Д82Ш»:** ПН→О → Т → О → Т → О → СР→О → Т → О → Т → О → КР  
**«7827-0267»:** У→О → О → О→ О → О → Т→ О → О → Т → О → О → СМ  
**«УДГ-160»:** У→О → О → О→ О → О → Т→ О → О → Т → О → О → КР  
**«Время»:** 0 1,8 3,4 5 6,3 7,5 8,5 9,8 11 12,1 13,2 14,2 15,1

Рисунок 23 – Структура ремонтного цикла модулей для выполнения фрезерных работ

**«ЗЛ741»:** ПН→О → Т → О → Т → О → СР→ О → Т → О → Т→ О → КР  
**«КЭМП»:** У→ О → О → О→ О → О → Т → О → О → О → О → О → КР  
**«Время»:** 0 2,4 4,6 6,6 8,4 10 11,3 13 14,6 16,1 17,6 18,9 20,2

Рисунок 24 – Структура ремонтного цикла шлифовальных модулей

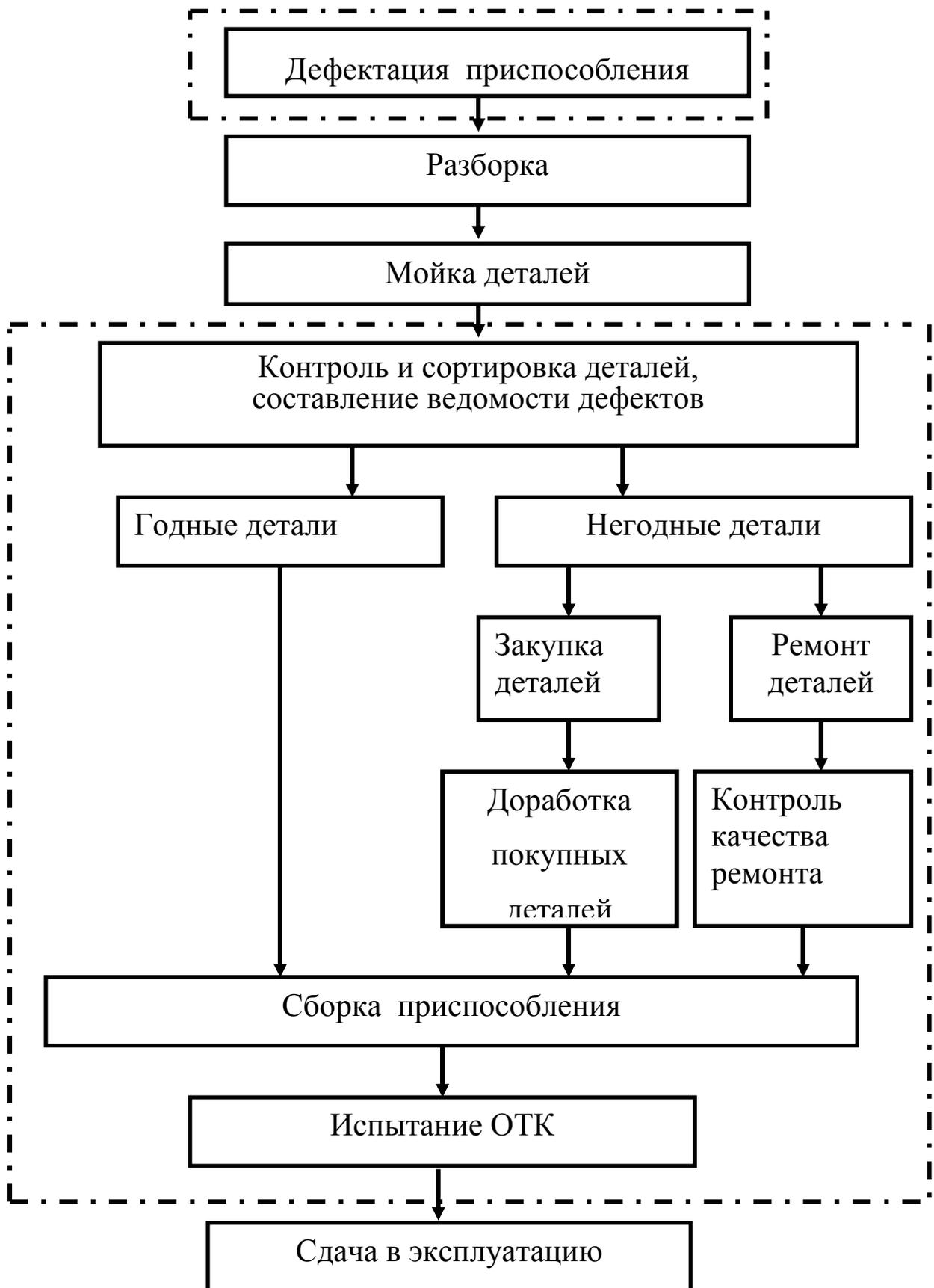


Рисунок 25 – Структура производственного процесса ремонта приспособлений

### 2.1.1 Структура процесса ремонта приспособлений

На основе исследований, проведённых в условиях действующих машиностроительных предприятий, возможно составление перечня основных работ по восстановлению деталей приспособлений. Перечень используют при составлении структурной схемы технологического процесса ремонта приспособлений (см. рисунок 25). Она необходима для анализа «узких» мест ремонта приспособлений. Комплекс структурной схемы, обозначенный штрих пунктирной линией, содержит технологические операции, имеющие высокую степень специализации. Именно этот комплекс нуждается в подробном изучении. Данный участок схемы может быть использован для проектирования графа вариантов ремонта и для составления модели специфических этапов процесса восстановления приспособлений.

Начальным этапом восстановления приспособлений является дефектация и приёмка в ремонт. Критериями отбора на данном этапе являются:

- 1) степень износа установочных элементов;
- 2) степень износа элементов зажимного механизма;
- 3) износ и состояние корпуса приспособления;
- 4) металлоёмкость приспособления;
- 5) наличие запасных частей для восстановления оснастки.

Критерии отбора, поименованные в п.п. 1, 2 и 3, оценивают измерением износа. Критерии по п.п. 4 и 5 были выбраны как параметры затрат при прогнозировании рациональности вариантов: ремонт старого или покупка нового приспособления.

Вопрос о металлоёмкости приспособления необходимо рассматривать совместно с задачей его рационального ремонта. Отпускные цены заводов изготовителей увеличиваются с увеличением массы и габаритных размеров приспособления и практика их ремонта показывает, что экономия затрат при

ремонте будет увеличиваться с увеличением веса ремонтируемых приспособлений.

Следующий вопрос – вопрос о закупке запасных деталей у заводоизготовителей приспособлений. Для уменьшения простоя оборудования при ремонте приспособления необходима предварительная закупка деталей: комплекта установочных элементов, пневматики (гидравлики) и зажимных механизмов. Однако, не известен реальный размер изношенных поверхностей деталей, сопряжённых с закупаемыми запчастями. Поэтому появляется ситуация неопределённости в операциях дальнейшей обработки покупных деталей. Исключить указанную неопределённость не представляется возможным. В этом случае, наиболее перспективным действием является организация восстановления деталей на предприятии, эксплуатирующем приспособления.

Для определения потребности в покупных и изготавливаемых запасных деталях строим интегральные гистограммы в координатах: «спрос на запчасти»  $P_3$  и «время эксплуатации»  $T_3$ . На рисунке 26 обозначено: чёрными кружочками – группы деталей производимые эксплуатирующей организацией; светлыми кружочками – покупные комплектующие. Гистограммы построены на промежуток времени, равный одному ремонтному циклу. Детали и узлы можно сгруппировать по принципу: 1 – уплотнительные и герметизирующие прокладки, сальники, манжеты, ремни; 2 – периодически используемые крепёжные изделия, детали зажимов; 3 – клинья, накладки, фиксаторы, установочные элементы; 4 – ходовые винты и гайки, муфты, губки тисков, пневмоцилиндры; 5 – подшипниковые узлы, зубчатые передачи, кассеты направляющих качения; 6 – шпиндельные опоры, гидроцилиндры, электромагнитные муфты; 7 – корпуса приспособлений, валы, оси; 8 – шпиндели, пиноли, направляющие скольжения; 9 – станины, колонны, коробки, рукава, крышки, хоботы. Число групп может достигать 12-ти и более. Детали приспособлений входят в

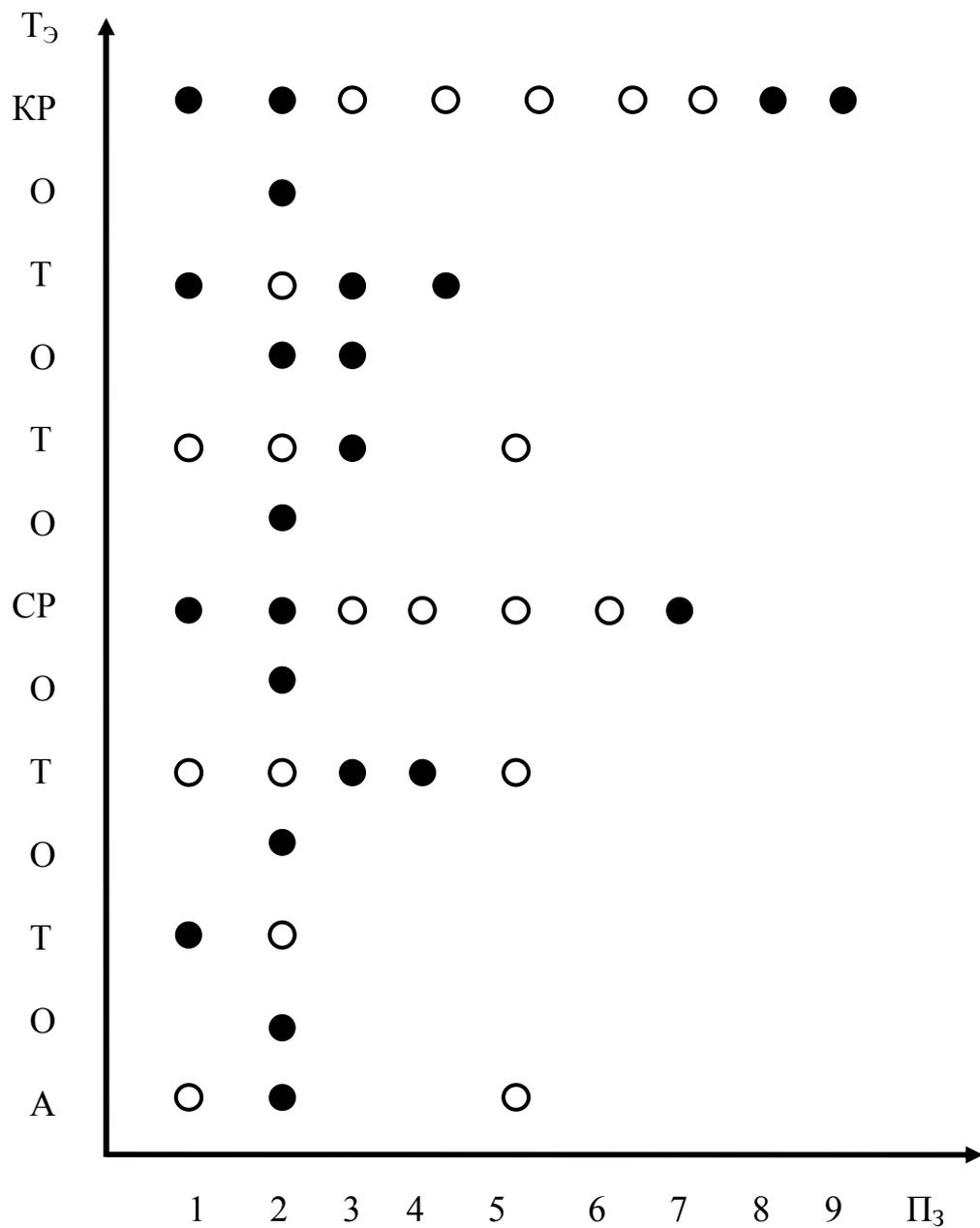


Рисунок 26 – Интегральные гистограммы потребности в запчастях для модулей ЛРЗ

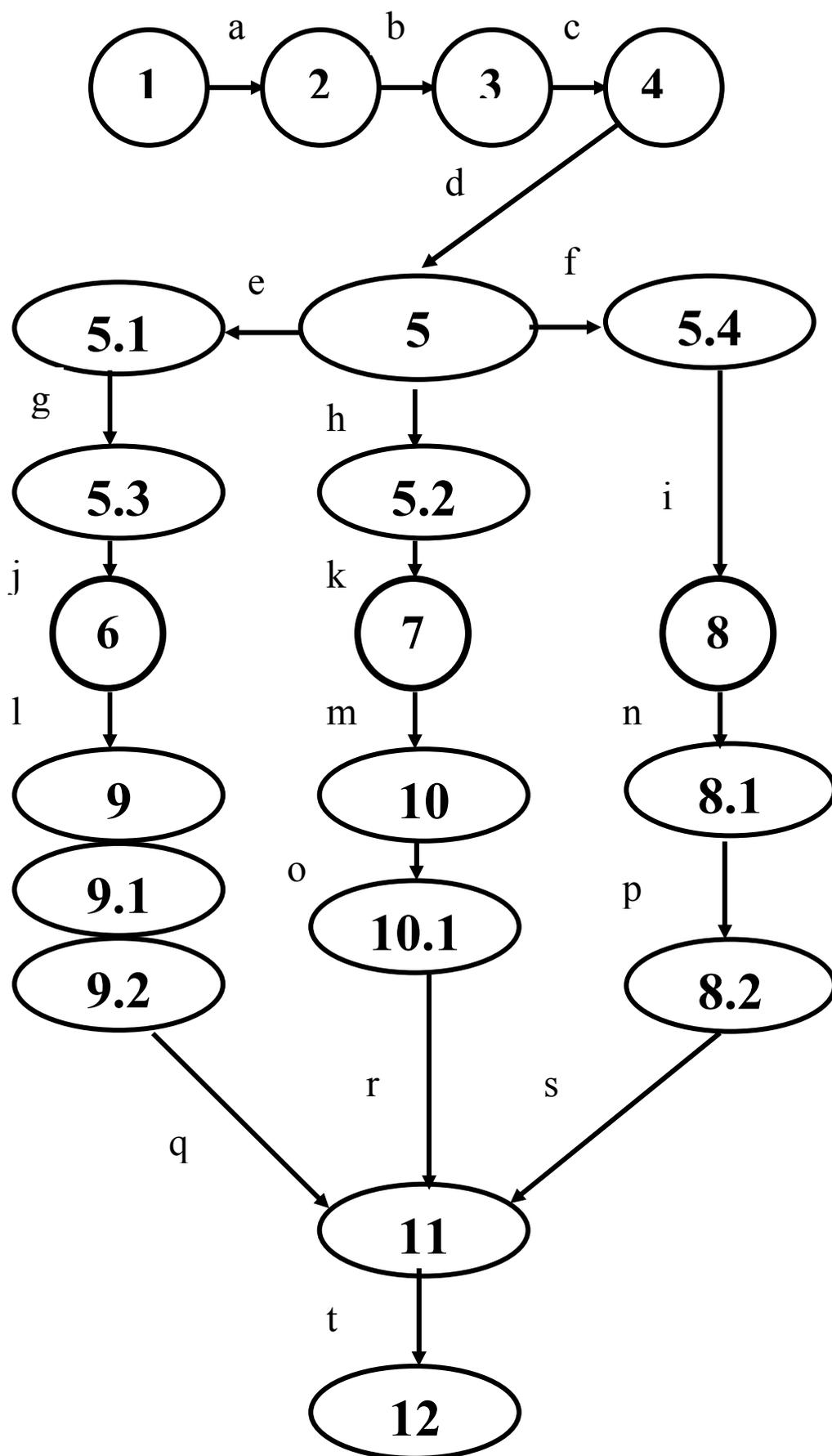


Рисунок 27 – Граф вариантов ремонта приспособлений

группы за №№ 1, 2, 3, 4, 6, 7. Ремонт и ТО данных групп производят одновременно у станков и оснастки.

Первоначально процесс ремонта приспособлений представим как совокупность отдельных этапов. На следующем уровне решения задачи формируют технологический маршрут и устанавливают наименование операций с учётом групп и типов оборудования, которое предстоит выбрать. Соблюдая условие универсальности оборудования, используемого при ремонте, получим, что число моделей станков, имеющих возможность ремонта деталей приспособлений, ограничено. Выбирая из базы данных оборудование, распределяем его по этапам технологического маршрута. После этого вносим корректировку в гистограмму спроса на покупные и воспроизводимые запчасти с учётом возможностей предприятия.

Используя методику [4] построения графа оптимального производственного процесса, вычисляем направленность графов по срокам, необходимым для выполнения всех работ. Направленность графа определяем из логической последовательности операций – невозможность обработки восстанавливаемых поверхностей, если необработаны поверхности которые должны служить им технологическими базами. Длина графа равна сроку работ.

Задачу построения оптимального по времени графа вариантов ремонта станочной оснастки сводят к определению максимального потока в сети, при минимальных затратах. При этом используем теоретические положения, изложенные в [10]. Максимальный поток может быть достигнут максимумом операций, производимых одновременно. Из анализа типового технологического маршрута ремонта приспособлений следует, что одновременно возможно осуществлять операции под номерами:

- для первого маршрута – 5.1; 5.3; 6; 9; 9.1; 9.2;
- для второго маршрута – 5.2; 7; 10; 10.1;
- для третьего маршрута – 5.4; 8; 8.1; 8.2.

Строим рациональный по времени граф ремонта приспособлений (см. рисунок 27). Величины  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  и т.д. – длина дуг, определяющих маршрут обхода вершин. Вершины графа на рисунке 27 имеют ту же нумерацию, что и операции, перечисленные ниже:

- 1) дефектация приспособления;
- 2) разборка;
- 3) промывка деталей;
- 4) отбраковка деталей;
- 5) контроль геометрии:
  - а) измерение износа подвижных соединений;
  - б) измерение износа установочных элементов;
  - в) измерение износа зажимных элементов;
  - г) измерение износа корпуса;
- 6) восстановление зажимных элементов;
- 7) восстановление установочных элементов;
- 8) обработка корпуса:
  - а) пригонка посадочных мест (направляющих) корпуса;
  - б) восстановление геометрии корпуса;
- 9) установка зажимных элементов в корпусе:
  - а) отладка механизмов зажима;
  - б) испытание механизмов зажима;
- 10) сборка установочных элементов:
  - а) пригонка установочных элементов (при необходимости);
- 11) сборка приспособления;
- 12) испытание приспособления в сборе и приёмка службой технического контроля и отдела главного технолога.

Чтобы осуществлять все перечисленные мероприятия в экономичном режиме необходимо организовать систему ППР приспособлений на предприятии. Рассмотрим её особенности.

## **2.1.2 Система планово-предупредительного ремонта приспособлений и её включение в систему управления инфраструктурой предприятия**

Для ритмичного выполнения ремонтных работ необходима организация производства ППР приспособлений. Создание системы ППР предопределяет практическое осуществление следующих мероприятий:

- 1) разработка регламента ремонтных работ;
- 2) установление периодичности ремонтов и согласование сроков с ремонтом станков.
- 3) расчёт сложности ремонта и нормирование ремонтных работ;
- 4) подбор оборудования для ремонта и разработка способов ремонта;
- 5) создание ремонтного фонда для обеспечения непрерывности производственного процесса ремонта;
- 6) согласование проведения ремонтов приспособлений с работами по ТО и ремонту технологического оборудования;
- 7) подготовка специалистов и квалифицированных рабочих.

В приспособлениях часто используют детали сложного контура. В данном случае, реализация системы ППР приспособлений возможна при условии разработки и применения специальных методов ремонта подобных деталей. Поэтому, не на всех предприятиях имеется возможность осуществления перечисленных мероприятий. Чтобы процесс ремонта мог быть реализован на большинстве машиностроительных предприятий, разработан алгоритм выполнения данных работ (см. рисунок 28). Алгоритм позволяет осуществлять большинство организационных мероприятий по графику ППР с использованием современной вычислительной техники.

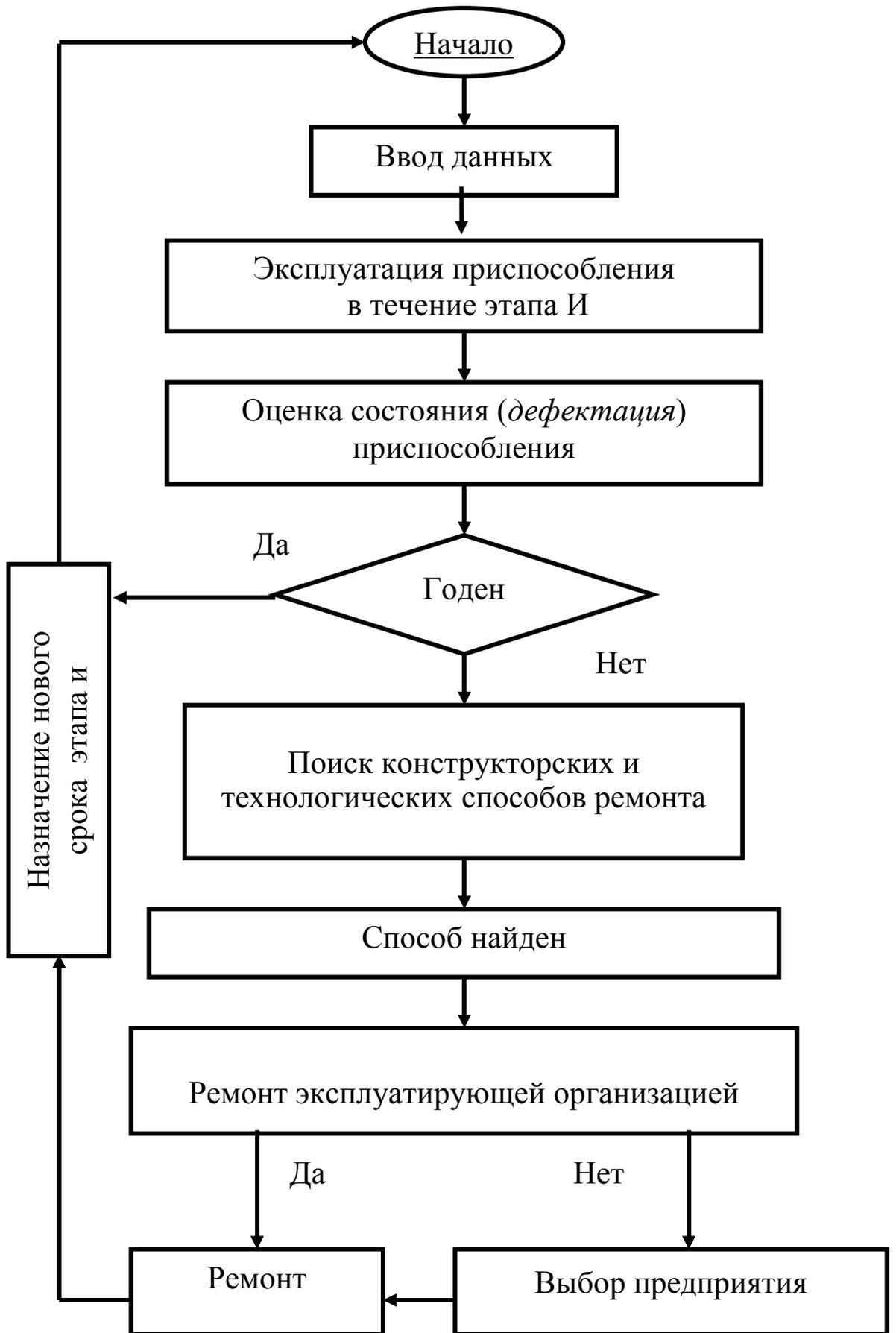


Рисунок 28 – Алгоритм реализации ремонта приспособлений

Производство работ, по предлагаемому алгоритму, основывается на базе данных, собираемых при оформлении документации ППР приспособлений и региональной базы данных о технологических возможностях предприятий региона. Он рассчитан для реализации на всех предприятиях, в том числе и на предприятиях, на которых отсутствуют измерительная техника и оборудование, необходимое для ремонта приспособлений. Названным предприятиям необходимо из региональной базы данных выбрать предприятие с минимальными общезаводскими накладными расходами и эксплуатирующим необходимое измерительное и технологическое оборудование.

## **2.2 Организация эксплуатации технологических модулей**

Основной характеристикой по времени, определяющей ремонтный цикл и его структуру, является срок службы оборудования. Он в свою очередь определяется сроком службы узлов и деталей, подверженных наиболее интенсивному износу. Время службы подобных деталей определяют при исследовании в лабораторных условиях и испытании в производственных условиях. Результаты данных испытаний технологического оборудования ЛРЗ рассмотрены в предыдущем разделе.

При технико-экономическом обосновании сроков службы модулей необходимо учитывать как затраты на производство, так затраты на их использование и на ремонт в течение всего срока службы. При разработке структуры стадии «эксплуатация» и планировании мероприятий по модернизации технологических модулей следует стремиться создавать группы деталей и узлов с «кратными» сроками службы, чтобы обеспечить их групповую смену по проектным срокам ремонтных этапов. Заранее установленные и практически выдержанные «кратные» сроки службы элементов модуля повышают долговечность и надёжность его работы, сокращают потребность в запасных частях, уменьшают вероятность

аварийного ремонта, снижают общие затраты. Длительность «кратного» срока службы определяет наиболее быстро изнашиваемая деталь модуля.

В зависимости от протяжённости «кратного» срока службы элементов модуля разрабатывают график ППР оборудования. Планирование ремонтных работ является необходимым условием для обеспечения бесперебойности работы оборудования. Поэтому, необходимо заранее предусматривать такие сроки службы деталей и узлов, которые совпадали бы с определёнными сроками проведения ППР. Основываясь на исследованиях, изложенных в предыдущем разделе, можно отметить, что «кратный» срок службы является функцией от оперативного времени использования по назначению.

При разбивке срока службы модуля до первого КР на «кратные» сроки для определения общего числа ремонтов должны быть учтены наиболее благоприятные для нормальной работы производства сроки ремонтов: месяц, квартал, год. Наиболее оптимальным решением по определению числа ремонтов является отношение наибольшего срока службы самой долговечной детали, к наименьшему сроку службы самой быстро изнашиваемой детали.

Окончание ремонтного цикла, необходимость замены изношенных деталей и отправки модуля в КР, определяют следующими условиями:

- 1) достижение максимально допустимых зазоров в соединениях между базовыми и ответственными деталями;
- 2) снижение производительности технологического модуля ниже допустимой. Допуск на производительность определяют из экономической целесообразности эксплуатации модуля;
- 3) повышение эксплуатационных расходов, приходящихся на единицу продукции, за счёт повышения расхода электроэнергии, смазки, сжатого воздуха, суммарной стоимости комплекта запасных частей;
- 4) образование на базовых деталях сколов и усталостных трещин;
- 5) износ направляющих превышает величину поля допуска наиболее точной детали, изготавливаемой на оборудовании, умноженной на значение коэффициента переноса погрешностей направляющих на изделие.

Крупные и тяжёлые технологические модули представляют собой сложные конструкции, не все детали которых теряют свою работоспособность в равной степени. Поэтому, детали модуля подразделяем на три основные группы:

- 1) сопряжённые подвижные детали, подверженные высоким скоростям скольжения и нагрузкам;
- 2) сопряжённые неподвижные и базовые детали;
- 3) детали и узлы периодического использования.

Внутри указанных трёх основных групп возможно также разбиение на дополнительные подгруппы, число которых может достигать 12-ти [35] и более. Разбивку деталей в подгруппах производят в порядке увеличения срока службы.

Решающее влияние на определение показателей надёжности, долговечности, длительности ремонтного цикла и межремонтных периодов имеет группа № 1. К этой группе относят такие детали, которые участвуют в рабочем процессе непосредственно под нагрузкой. Для деталей первой группы характерно, что срок их службы связан с изменением собственных размеров и состояния рабочих поверхностей, а также с возникновением и развитием явлений усталостного происхождения.

К деталям второй группы относят те, которые служат для обеспечения правильного взаимного расположения деталей группы № 1. Это – станины, корпуса, колонны, рукава, траверсы, поперечины, хоботы, коробки и т.д. Срок службы деталей группы № 2 как правило определяет продолжительность ремонтного цикла технологического модуля. Т. к. корпусные детали обычно работают полный срок службы до КР или списания, а детали группы № 1 за это время могут быть заменены несколько раз.

В третью группу включают детали вспомогательного назначения, которые служат для управления механизмами, приборами, оснасткой, а также

детали и устройства для смазки и охлаждения. Выход из строя деталей группы № 3 обычно обусловлен случайными поломками.

Продолжительность ремонтного цикла определяют сроком службы деталей группы № 2, т.к. только износ дорогостоящих базовых деталей может характеризовать степень утраты модулем работоспособности. Величина межремонтного периода зависит от долговечности деталей № 1 [35].

Решать вопрос о КР или списании модуля необходимо с учётом степени износа деталей № 2. Увеличение интенсивности изнашивания деталей и узлов модуля увеличивает степень нарастания расходов на ремонт. Необходимо учитывать, что к моменту утилизации модуля должно остаться минимальное количество элементов с невыработанным ресурсом. Суммарная остаточная стоимость технологического модуля должна быть минимальной. Это позволяет при разработке экономически целесообразного графика ППР выбирать продолжительность межремонтных периодов, а при расчёте числа ремонтных циклов для восстановления элементов модуля не принимать в расчёт величину кратных сроков службы элементов модуля. Следовательно, можно сосредоточить внимание лишь на стоимости сменяемых запасных частей и на производительности модуля после ряда ремонтов.

Необходимо отметить, что проведение многократных ремонтов крупных и тяжёлых станков всегда экономически оправдано, т.к. вес деталей второй группы у данного оборудования составляет от 25 % до 50 % от веса станка.

### **2.3 Модель упреждающего административного управления**

При оптимизации методов административного управления технологическим оборудованием стремятся свести к минимуму время реакции системы управления на происходящие изменения в состоянии оборудования. Поскольку при создании управляющей системы необходимо

сбалансировать несколько различных критериев процесса, управляемого данной системой, то осуществляют подбор процессоров с характеристиками, обеспечивающими минимальное время ответной реакции системы. Поиск путей дальнейшего повышения эксплуатационных характеристик систем управления производственными процессами необязательно связывать с совершенствованием вычислительной техники, датчиков контроля и измерительных систем, процесс оптимизации управления необходимо вести по другим направлениям, например – прогнозирование изменений происходящих в технологической системе в течение стадии «эксплуатация». Зная предстоящие изменения технологической системы по процессу обработки можно оказывать управляющее воздействие до того, как произойдут изменения. Таким образом, эффективное время ответной реакции системы управления технологическим оборудованием уменьшится, эффективность процесса управления возрастёт. Для решения подобных задач необходимо наличие подробных результатов научных исследований в области эксплуатации оборудования и приспособлений.

Модель упреждающего управления оборудованием подразумевает своевременный ремонт и ТО технологических модулей. Известно, что сроки службы отдельных деталей и трудоёмкость их ремонта определяют коэффициент долговечности [37], который является основной характеристикой долговечности технологического модуля. От способа организации ремонта и ТО зависит использование имеющихся сроков службы, поскольку при одновременном ремонте групп деталей долговечность отдельных деталей используют не полностью. Но и это недоиспользование может возрасти, если система управления эксплуатацией оборудования не учитывает зависимость между сроками службы деталей и потребностью модуля в ремонте.

Принципы упреждающего административного управления технологическими модулями основаны на результатах прогнозирования изменений процесса потери технологической точности и производительности

станков на основании наблюдения начальных стадий изменения. При регистрации указанных изменений производят соответствующее ремонтное воздействие на оборудование. Для экономии средств диагностирование состояния модуля начинают производить в промежуток времени максимальной вероятности  $F(t)$  наступления отказа (рисунок 29).

Для реализации модели упреждающего управления необходимо знание зависимостей, описывающих процесс эксплуатации станка и имеющие размерность времени, так как службам управления в своей работе необходимо ориентироваться на конкретные значения наработки на отказ, времени ремонта и времени пуска наладочных работ. Модель позволяет установить требования к управляющим и ремонтным воздействиям на оборудование, которые могут изменяться в процессе эксплуатации технологических модулей. Действительные характеристики надёжности и вероятности безотказной работы могут быть выявлены только на основе анализа результатов работы технологического модуля в конкретных производственных условиях.

Считаем, что проблема состоит в нахождении зависимости изменений параметров управления и изменений характеристик технологического модуля. При этом необходимо нахождение линии изменения параметров в пространстве, определённом данными параметрами, и изменениями в действиях системы, определяемые в пространстве переменных, характеризующих данное изменение. Переменные, описывающие работоспособность системы, являются оцениваемыми переменными, описывающими эксплуатационные характеристики модуля. Задача состоит во вскрытии зависимостей между этими переменными и переменными, используемыми в закономерностях, которым по принятой гипотезе подчиняется изменение основных технологических показателей модуля в течение всей стадии «эксплуатация». Причём параметры управления это не переменные в обычном понимании задач управления. Они представляют



Рисунок 29 – Алгоритм реализации модели упреждающего управления на этапе «диагностика»

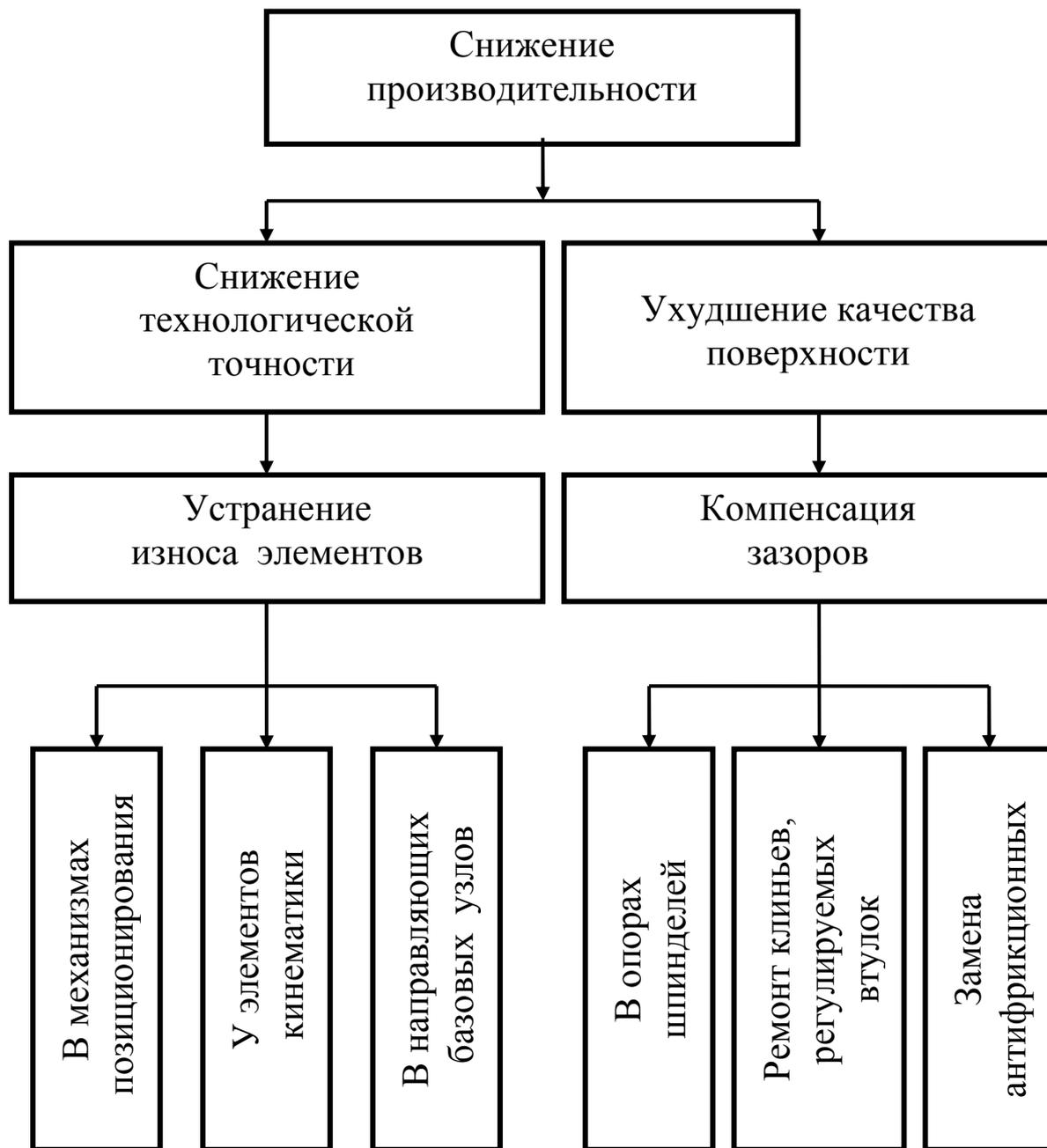


Рисунок 30 – Блок-схема ответного воздействия системы управления при снижении производительности оборудования

собой гамму воздействий на модуль, способных изменить его основные показатели.

Другой основой методов упреждающего управления оборудованием является диагностирование его состояния. При аттестации станков контролируют большое число технологических показателей и параметров, таких как производительность, геометрическую и технологическую точность, температуру нагрева узлов, уровень шума, степень износа трущихся поверхностей, амплитуду и частоту вибрации узлов шлифовальных станков. Если хотя бы один из технологических показателей не укладывается в регламентированные пределы, необходимо определение причин возникновения этого. Для диагностирования недостаточно информации, полученной при аттестации оборудования. При этом избыточная информация значительно удорожает процесс диагностики.

В этой связи номенклатуру диагностируемых параметров необходимо строго ограничить. Необходимо учитывать, что наибольшая достоверность достигается при учёте комплекса выходных параметров различной природы. Самыми значимыми для диагностирования состояния технологических систем являются алгоритмы, основанные на анализе комплекса отклонений параметров от нормы.

Одним из самых ёмких технологических показателей станков является производительность как оценка максимально возможных режимов резания, при которых станок обеспечивает точность геометрических размеров и качество поверхности образца-изделия. Другой основной эксплуатационной характеристикой оборудования является его технологическая точность. Ремонтные воздействия осуществляют при снижении точности и производительности технологических модулей (рисунок 30).

## 2.4 Алгоритм формирования модели упреждающего управления эксплуатацией технологических модулей

При разработке систем управления производственными подразделениями серийного и крупносерийного производства с динамической и произвольной последовательностью обработки однотипных деталей одной из актуальных и сложных является задача оптимального планирования этапов ТО, О, Т, СР, КР и И технологического оборудования. Решение этой задачи позволяет определить продолжительность межремонтного периода, когда технологический модуль может быть использован по назначению. Совокупность методов решения подобных задач сведена в теории расписаний.

Одной из основных задач при расчёте количества станков и разработке графиков ППР по ремонту и ТО крупного и тяжёлого оборудования ЛРЗ является определение минимально возможного числа станков и назначение сроков ремонта, обеспечивающих непрерывность производственного процесса. При этом время межремонтного периода и ремонтного цикла считаем известным из проведённых исследований (см. материалы предыдущего раздела).

Решение основной задачи осложнено тем, что из-за проведения ремонтных работ различные партии деталей подвижного состава проходят обработку на станках в различной последовательности. При этом срок использования модуля по назначению представляет собой непрерывную вероятностную величину. Поэтому основную задачу сформулируем следующим образом: имеется количество  $n$  технологических модулей, ремонтируемых через  $T_i$  промежутки времени в количестве  $m$  штук; необходимо построить структурную модель стадии «эксплуатация» жизненного цикла крупных и тяжёлых станков ЛРЗ, которая могла бы обеспечить технологическую точность, настроенность, стабильность технологических процессов и непрерывность производственного процесса

ремонта деталей подвижного состава. Решение изложенной задачи при большом числе единиц оборудования и видов его ремонта проблематично. Поэтому, при выборе исходных вариантов, используем в алгоритме решения задачи правила эвристического предпочтения.

Технологическую точность и настроенность технологических процессов обеспечивают поддержанием модулей в исправном состоянии в соответствии с заданными техническими характеристиками. Стабильность технологических процессов и непрерывность производственного процесса обеспечивают бесперебойной работой технологических модулей и их взаимозаменяемостью при проведении ТО и ППР.

Для совместного решения поставленных вопросов рассмотрим графическую модель работы технологических модулей. Для этого представим структуру стадии «эксплуатация» в виде временного графа с параллельными рядами (см. рисунок 31). Вершинами графа служат моменты начала и окончания О, Т, СР, КР и этап И. Этап И представим как граф с кратными дугами (см. рисунок 32).

Между началом и окончанием О, Т, СР, КР происходит разрыв цепи и изменение направления маршрута. Вычисляя длину маршрута прохождения вдоль рёбер графа, получим модель той части производственного процесса, в которой задействовано рассматриваемое оборудование. Используя полученную модель, определяем производительность оборудования по группам и типам в течение выбранного периода стадии «эксплуатация». Сопоставляя производительность с объёмом выпуска деталей, найдём минимальное количество технологических модулей, необходимое для обеспечения непрерывности производственного процесса по заданной номенклатуре и количеству деталей подвижного состава.

На рисунке 32 обозначено:  $I_0$ ;  $I_3$  – начало, и завершение этапа И загружаемого технологического модуля;  $I_H$ ;  $I_K$  – начало и окончание дополнительной загрузки модуля во время проведения ремонта модулей подобного типа одного структурного подразделения предприятия; РМ и МР –

вершины графа обозначающие момент отправления потока продукции с ремонтируемого модуля на загружаемый и с загружаемого на отремонтированный соответственно.

При построении графа вариантов этапа И для модулей, выполняющих производственное задание в течение промежутков времени ремонта или ТО аналогичных технологических модулей, необходимо учитывать, что суммарная длина дуг  $\Omega_j$  не должна превышать производительности модуля умноженной на коэффициент выполнения норм. Количество  $j$  дуг равно величине прохождения потока изделий, обрабатываемых на загружаемом модуле. При этом необходимо наложение ограничений

$$j - 1 = m, \text{ при } m \leq C_m, \quad (2.1)$$

где  $m$  – количество ремонтируемых (обслуживаемых) модулей;  
 $C_m$  - количество смен работы оборудования.

Система ограничений (2.1) определяет не только построение графа вариантов этапа И, но построение графа вариантов стадии «эксплуатация» всех технологических модулей одной группы и одного типа рассматриваемого структурного подразделения предприятия. Например, при максимально возможном числе смен работы оборудования равном трём, число параллельных рядов в графе на рисунке 31 должно быть кратно трём и т. д. Максимальная потеря производительности участка из трёх модулей при одновременном ремонте двух достигает 66,7 %. Но остановки производства не происходит.

Рассмотрим отдельно каждый ряд графа вариантов стадии «эксплуатация». Ряд представляет собой не что иное, как структурную графическую модель стадии «эксплуатация» отдельного технологического модуля, работающего в рассматриваемом производственном участке. Методология построения подобных структурных моделей имеет свои особенности. Рассмотрим основные из них.

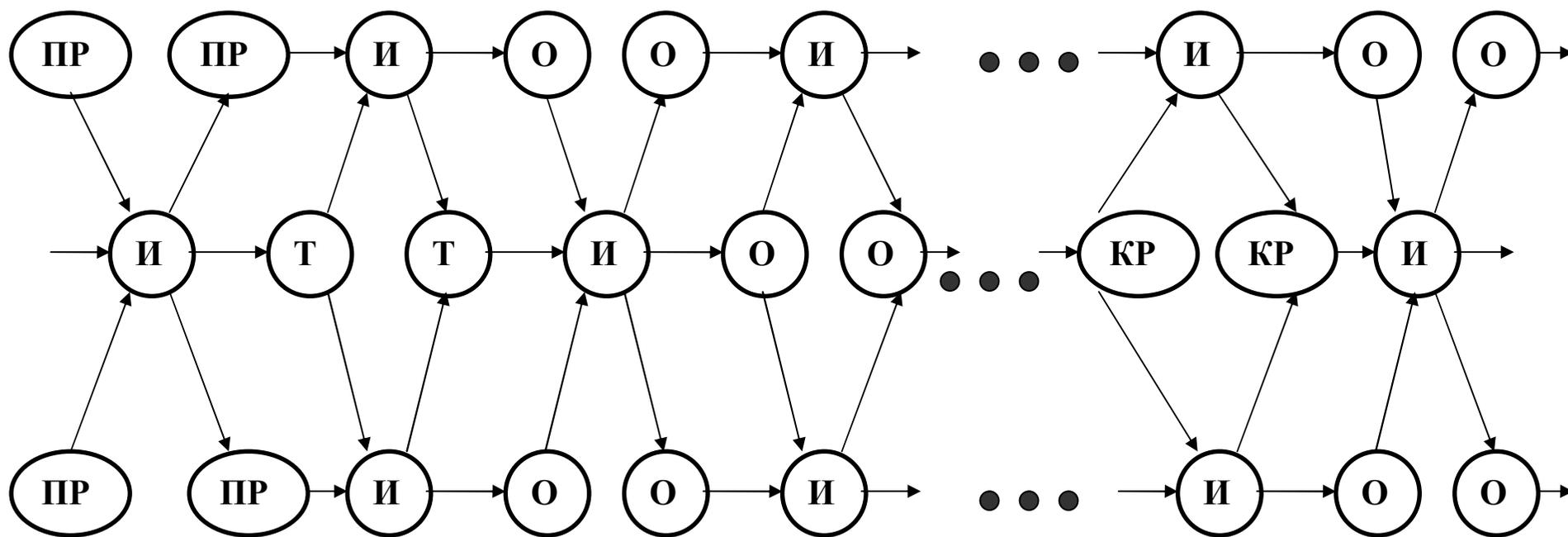


Рисунок 31 – Граф вариантов стадии «эксплуатация» комплекса типовых технологических модулей

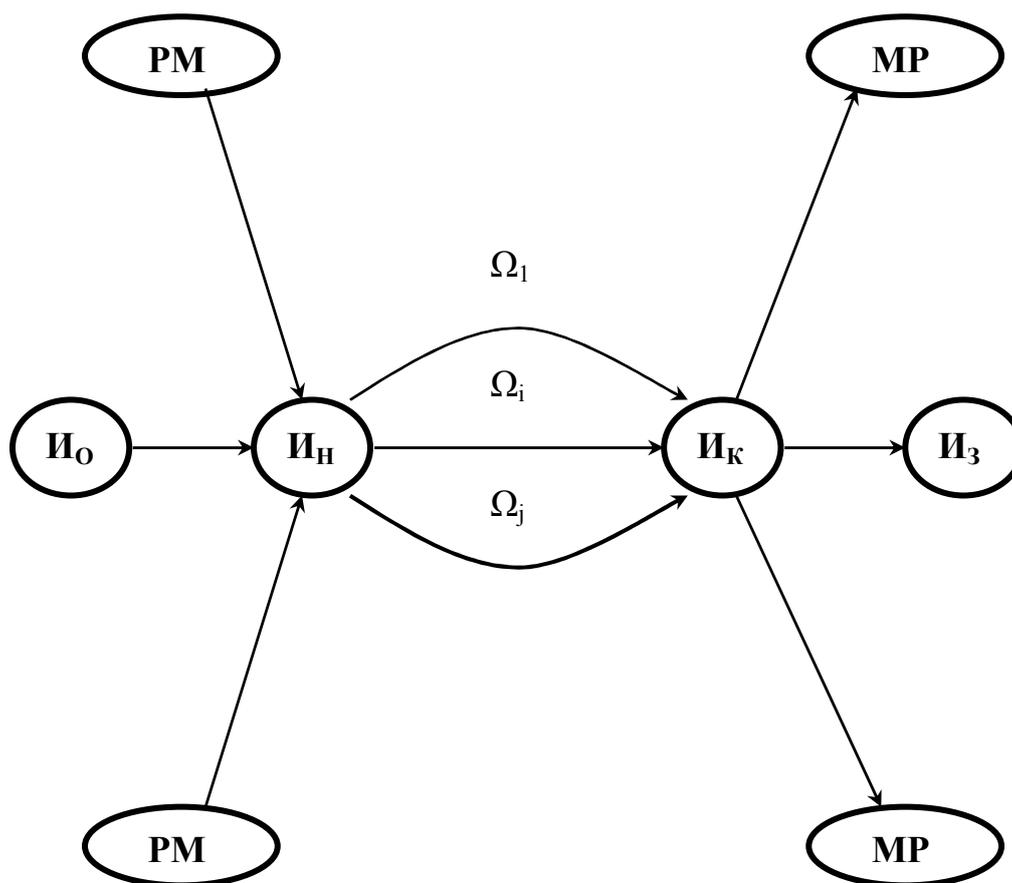


Рисунок 32 – Граф вариантов этапа И модуля, загружаемого на время ремонта соседних модулей производственного участка

На основе полученных зависимостей потери точности и вероятности безотказной работы (см. материалы предыдущего раздела) составим структуру стадии «эксплуатация» технологических модулей ЛРЗ (см. таблицу 13). Сроки проведения профилактических работ имеют различные периоды, зависящие от  $K_x$ , и некоторый вариационный разброс данных периодов  $V_x$ , индивидуальный для каждой модели оборудования, применяемого на определённой технологической операции.

Совместный анализ структур стадии «эксплуатация», корреляционных уравнений потери точности (см. рисунки 12 - 18) и вероятности безотказной работы (см. таблицы 6 – 11) позволил получить формулу для расчёта продолжительности оперативного времени ремонтного цикла

$$T_{PЦ} = C_T \cdot (1 \pm V_X), \quad (2.2)$$

где  $C_T$  – средний показатель значения оперативного времени работы оборудования до первого отказа по точности, устранение которого возможно только ремонтом деталей несущей системы станка;

$V_X$  – коэффициент возможной вариации сроков ремонта с сохранением вероятности безотказной работы технологического модуля: станок-приспособление. Если использовать знак минус в уравнении (2.2), то можно получить ремонтный цикл с резервированием по параметру «непрерывность производственного процесса», а плюс позволяет максимально использовать ресурс оборудования, но при условии уменьшения вероятности безотказной работы. Формула расчёта продолжительности оперативного времени  $X$ -го межремонтного периода

$$T_{MPX} = K_X \cdot T_{PЦ} \left( \sum_{X=1}^N X \right)^{-1}, \quad (2.3)$$

где  $K_X$  – коэффициент снижения ресурса оборудования, зависит от вероятности безотказной работы;

$N$  – количество межремонтных периодов в ремонтном цикле. Для практического применения в формуле (2.3) можно использовать значения коэффициентов из рядов:

1) для станков с 12-ти периодным циклом:  $K_1=1,45$ ;  $K_2=1,3$ ;  $K_3=1,2$ ;  $K_4=1,05$ ;  $K_5=0,95$ ;  $K_6=0,8$ ;  $K_7=1,0$ ;  $K_8=0,95$ ;  $K_9=0,9$ ;  $K_{10}=0,85$ ;  $K_{11}=0,8$ ;  $K_{12}=0,75$ ;

Таблица 13 – Структурные модели стадии «эксплуатация» жизненного цикла технологических модулей

Модель станка	$C_T$ , час	$V_X$	Структура стадии «эксплуатация»
1512, 1516, КС-412	61 400	$5,7 \cdot 10^{-3}$	ПН-К <sub>1</sub> И <sub>А</sub> -О-К <sub>2</sub> И-Т-К <sub>3</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>4</sub> И-Т-К <sub>5</sub> И-О-К <sub>6</sub> И-СР <sub>ПР</sub> - -К <sub>7</sub> И-О-К <sub>8</sub> И-Т-К <sub>9</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>10</sub> И-Т-К <sub>11</sub> И-О-К <sub>12</sub> И-КР
1Н65, РТ-117	61 400	$5,7 \cdot 10^{-3}$	ПН-К <sub>1</sub> И <sub>А</sub> -О-К <sub>2</sub> И-Т <sub>ПР</sub> -К <sub>3</sub> И-О-К <sub>4</sub> И-Т-К <sub>5</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>6</sub> И-СР- -К <sub>7</sub> И-О-К <sub>8</sub> И-Т <sub>ПР</sub> -К <sub>9</sub> И-О-К <sub>10</sub> И-Т-К <sub>11</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>12</sub> И-КР
1836	39 720	$6,3 \cdot 10^{-3}$	ПН-К <sub>1</sub> И <sub>А</sub> -О-К <sub>2</sub> И-Т-К <sub>3</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>4</sub> И-Т-К <sub>5</sub> И-О-К <sub>6</sub> И-СР-К <sub>7</sub> И- -О <sub>ПР</sub> -К <sub>8</sub> И-Т-К <sub>9</sub> И-О-К <sub>10</sub> И-Т-К <sub>11</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>12</sub> И-КР
1841	39 720	$6,3 \cdot 10^{-3}$	ПН-К <sub>1</sub> И <sub>А</sub> -О-К <sub>2</sub> И-Т-К <sub>3</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>4</sub> И-Т-К <sub>5</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>6</sub> И-СР-К <sub>7</sub> И- -О-К <sub>8</sub> И-Т-К <sub>9</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>10</sub> И-Т-К <sub>11</sub> И-О-К <sub>12</sub> И-КР
2А636, 2К637, 2Е656	59 400	$6,7 \cdot 10^{-3}$	ПН-К <sub>1</sub> И <sub>А</sub> -О-К <sub>2</sub> И-Т-К <sub>3</sub> И-О-К <sub>4</sub> И-Т-К <sub>5</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>6</sub> И-Т-К <sub>7</sub> И-О-К <sub>8</sub> И-Т-К <sub>9</sub> И-О-К <sub>10</sub> И- -Т-К <sub>11</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>12</sub> И-Т-К <sub>13</sub> И-О-К <sub>14</sub> И-Т-К <sub>15</sub> И-О-К <sub>16</sub> И-Т-К <sub>17</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>18</sub> И-КР
3А428, ХШ-15	61 400	$7,3 \cdot 10^{-3}$	ПН-К <sub>1</sub> И <sub>А</sub> -О <sub>ПР</sub> -К <sub>2</sub> И-Т-К <sub>3</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>4</sub> И-Т-К <sub>5</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>6</sub> И-Т-К <sub>7</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>8</sub> И-Т-К <sub>9</sub> И- -О <sub>ПР</sub> -К <sub>10</sub> И-Т-К <sub>11</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>12</sub> И-Т-К <sub>13</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>14</sub> И-Т-К <sub>15</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>16</sub> И-Т-К <sub>17</sub> И-О <sub>ПР</sub> - -К <sub>18</sub> И-Т-К <sub>19</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>20</sub> И-Т-К <sub>21</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>22</sub> И-Т-К <sub>23</sub> И-О <sub>ПР</sub> -К <sub>24</sub> И-КР
Примечание ПН – пусконаладочные и монтажные работы; И – период использования станка по назначению; О-осмотр; Т- текущий ремонт; СР – средний ремонт; КР – капитальный ремонт. Индекс ПР означает, что данная операция включает ремонт средств технологического оснащения; индекс А- в данный этап проводят ТО технологических модулей связанное с приработкой деталей.			

2) для станков с 18-ти периодным циклом:  $K_1=2$ ;  $K_2=1,5$ ;  $K_3=1,4$ ;  $K_4=1,3$ ;  $K_5=1,2$ ;  $K_6=1,1$ ;  $K_7=1,0$ ;  $K_8=1,0$ ;  $K_9=0,9$ ;  $K_{10}=0,9$ ;  $K_{11}=0,9$ ;  $K_{12}=0,9$ ;  $K_{13}=0,9$ ;  $K_{14}=0,8$ ;  $K_{15}=0,7$ ;  $K_{16}=0,6$ ;  $K_{17}=0,5$ ;  $K_{18}=0,4$ ;

3) для станков с 24-х периодным циклом:  $K_1=2$ ;  $K_2=1,8$ ;  $K_3=1,6$ ;  $K_4=1,4$ ;  $K_5=1,2$ ;  $K_6=1,0$ ;  $K_7=1,0$ ;  $K_8=1,0$ ;  $K_9=1,0$ ;  $K_{10}=1,0$ ;  $K_{11}=1,0$ ;  $K_{12}=1,0$ ;  $K_{13}=1,0$ ;  $K_{14}=0,9$ ;  $K_{15}=0,9$ ;  $K_{16}=0,9$ ;  $K_{17}=0,8$ ;  $K_{18}=0,8$ ;  $K_{19}=0,7$ ;  $K_{20}=0,7$ ;  $K_{21}=0,6$ ;  $K_{22}=0,6$ ;  $K_{23}=0,6$ ;  $K_{24}=0,5$ .

Поскольку наиболее выгодным по относительным ремонтным потерям является 6-ти периодный цикл [35], а 12-ти, 18-ти и 24-х периодные позволяют наиболее полно использовать ресурс оборудования, то выходом из данной ситуации может быть уменьшение трудоёмкости  $O$  и  $T$  соответственно на 50 %, 70 % и 75 % с последующим разделением производства работ. Поставленный вопрос решен на основе разделения ремонтируемых деталей в группах по запасу надёжности, определяемому при проведении  $O$ . При этом  $O$  считаем ремонтной операцией. Во время проведения  $O$  необходимо оказывать частичное ремонтное воздействие на те детали, которые может отремонтировать эксплуатирующая организация, а также производить ремонт оснастки. Таким образом, может быть реализована четырёхвидовая структура ремонтного цикла оборудования [35], которая позволит свести к минимуму простои технологического модуля в ремонте.

Одним из экономичных и часто используемых видов ремонта является ремонт по состоянию [45]. Схема, представленная на рисунке 33, позволяет реализовать совместно проведение ППР и возможность ремонта по техническому состоянию. В приведённом маршруте расстояние между  $O$  и последующими  $T$ ,  $CP$ ,  $KP$  должно быть минимальным и равным времени проведения закупочно-маркетинговых мероприятий. Поскольку для тяжёлых станков не все детали и узлы могут быть отремонтированы или изготовлены эксплуатирующей организацией, то перед проведением  $CP$  и  $KP$  расстояние увеличивают на время изготовления запасных частей и ремонта узлов специализированной организацией.

На основе проведённых исследований разработан алгоритм управления ТО и ППР оборудования.

## 2.5 Экономическое обоснование подбора, ремонта и списания технологических модулей

При комплектации оборудованием и станочной оснасткой вновь создающихся участков, цехов и предприятий возможно приобретение станков, как на первичном, так и на вторичном рынке. Такая ситуация возможна и при реорганизации предприятия. В рассматриваемых случаях участки предприятия комплектуют станками и приспособлениями с различным остаточным ресурсом. Теоретическим обоснованием подбора оборудования в данном случае является нахождение минимума двух функционалов

$$\left. \begin{aligned} Z &= \sum_{i=1}^n \tau_i T_i^{-1} \\ W &= \sum_{j=1}^m k_j \omega R_j \end{aligned} \right\} \longrightarrow \min, \quad (2.4)$$

где  $\tau_i$  – трудоёмкость ремонта детали, узла, приспособления или станка в целом;

$T_i$  – срок службы детали;

$k_j$  – повышающий коэффициент, учитывающий снижение ресурса станка или приспособления;

$\omega$  – затраты предприятия на ремонт узла с группой ремонтной сложности, равной единице;

$R_j$  – группа ремонтной сложности станка или приспособления;

$n$  – количество станков и приспособлений на комплектуемом участке;

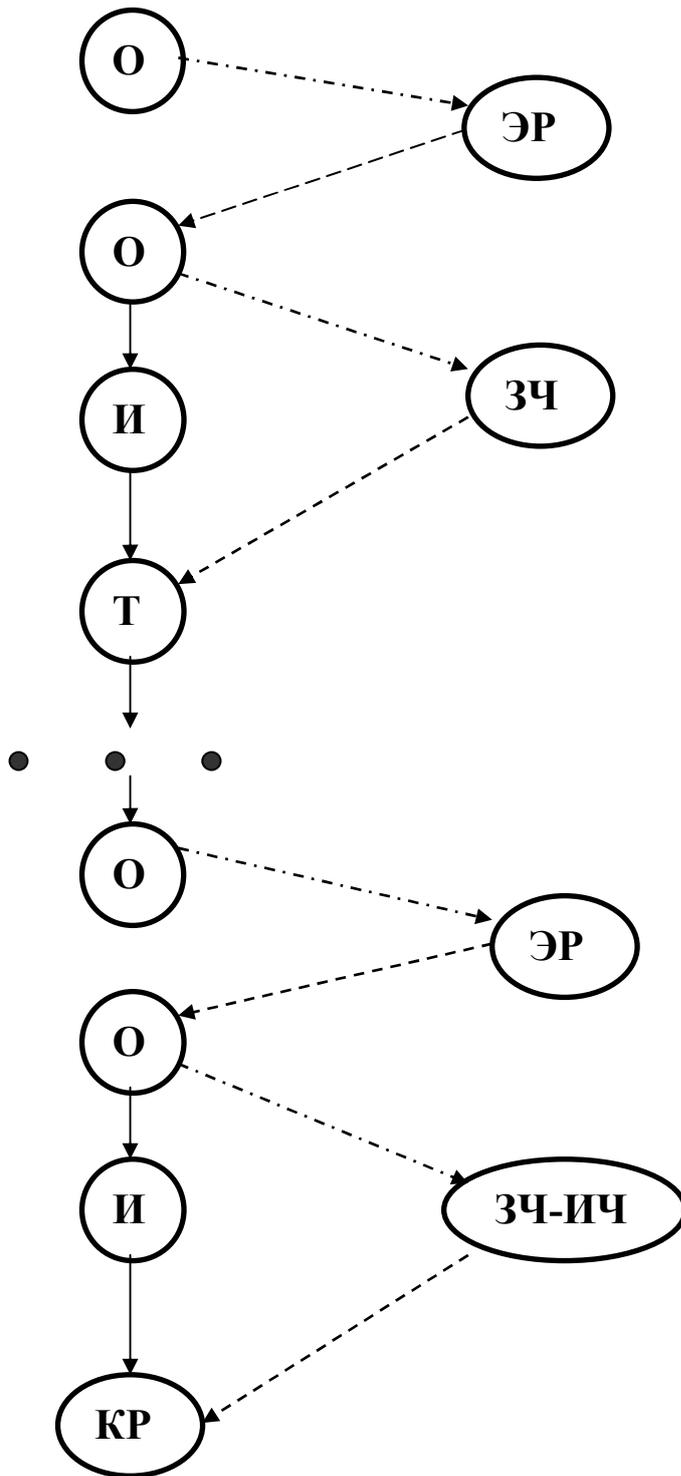


Рисунок 33 – Граф вариантов мероприятий при ремонте технологических модулей «по техническому состоянию»

$m$  – количество станков и приспособлений, планируемых к ремонту за время эксплуатации участка.

Решение системы (2.4) реализуют при условии ограничений

$$\begin{aligned} h\varepsilon(\tau_1 + \dots + \tau_i + \dots + \tau_n) &\leq NF_Z, \\ \omega(C_1k_1R_1 + \dots + C_jk_jR_j + \dots + C_mk_mR_m) &\leq NF_R, \end{aligned}$$

где  $h$  – часовая тарифная ставка;

$\varepsilon$  – коэффициент выполнения норм;

$N$  – время работы участка (год);

$F_Z$  – годовой фонд заработной платы рабочих-ремонтников;

$C_j$  – коэффициент, характеризующий вид производимого ремонта: внеплановый (аварийный), О, Т, СР и КР;

$F_R$  – годовой фонд денежных средств, выделенный на ремонт технологических модулей.

При расчёте на длительную перспективу работы участка, компоненты системы функционалов (2.4) и их ограничений составляют исходя из годовых затрат предприятия. Минимум ремонтных потерь и затрат определяют на текущий (следующий) год.

Анализ системы функционалов (2.4) показывает, что  $Z$ -функционал, характеризующий относительные ремонтные потери, определяется узлами (деталью) с минимальным сроком службы.  $W$ -функционал это прямые затраты предприятия на содержание станков и оснастки. Его уменьшение возможно при использовании технологических модулей с максимальным ресурсом, либо нового оборудования. При этом годовая экономия  $\mathcal{E}_D$  денежных средств от увеличения продолжительности ремонтного цикла нового оборудования и оснастки составляет

$$\mathcal{E}_D = W_C - W_H,$$

где  $W_C$  – затраты на содержание старого оборудования и оснастки в течение года;

$W_H$  – затраты на содержание нового оборудования в течение года;

$$W_C = \frac{\sum W_C}{T_{PCC}},$$

где  $\sum W_C$  – суммарные затраты на содержание старого оборудования в течение ремонтного цикла;

$T_{PCC}$  – продолжительность ремонтного цикла старого оборудования.

$$W_H = \frac{\sum W_H}{T_{PCH}},$$

где  $\sum W_H$  – суммарные затраты на содержание нового оборудования в течение ремонтного цикла;

$T_{PCH}$  – продолжительность ремонтного цикла нового оборудования.

Расчёт величин  $\sum W_H$ ;  $T_{PCH}$ ;  $\sum W_C$ ;  $T_{PCC}$  для станков производим согласно методике, приведённой в [45]. Для оснастки величины  $T_{PCH}$ ;  $T_{PCC}$  определяют исходя из возможного ресурса, рассчитанного по методике [19]. Величину затрат  $\sum W_H$ ;  $\sum W_C$  для оснастки определяют эмпирическим путём, исходя из трудоёмкости ТО, ремонта, потребности в запчастях, расхода смазочных материалов и энергозатрат эксплуатирующей организацией. За основу расчёта трудоёмкости полного восстановления приспособления берут нормы времени на ремонт корпуса (базовых деталей) и (или) механизма зажима заготовок.

Наиболее важным для локомотиворемонтных предприятий является величина затрат по ремонту технологических модулей  $Z_p$  отнесённая к себестоимости продукции. С увеличением  $T_{PC}$  технологического модуля величина этого вида затрат уменьшается [11]. Наиболее точную оценку  $Z_p$

можно получить, используя в формулах, взятых из [11], величину прямых ремонтных потерь  $Z$

$$Z = Z_P + Z_{ППР},$$

где  $Z_P, Z_{ППР}$  – время, затраченное на все операции ТО и ППР соответственно станка и приспособления.

По отношению к системе ППР, предложенной в [45],  $Z_P$  в предлагаемой модели уменьшены в 1,75 - 2,7 раз. В сравнении с [17] и [42] имеем преимущество по простоям технологических модулей в ремонте за счёт частичного переноса ремонтных работ с Т на О.

Скрытые убытки предприятия  $S$ , вызванные недобором продукции, равны

$$S = Z \cdot \sum_{j=1}^N W_{ij} \cdot k_{Bi} \cdot t_{Шi}^{-1},$$

где  $W_{ij}$  – прибыль, получаемая от реализации  $i$ -ой детали, выпущенной в количестве  $j$  единиц за промежуток времени  $Z$ ;

$k_{Bi}$  – коэффициент выполнения норм при изготовлении  $i$ -ой детали;  $t_{Шi}$  – штучно-калькуляционное время на изготовление  $i$ -ой детали;

$N$  – число типов деталей, изготавливаемых на станке.

Скрытые убытки при использовании предлагаемой модели стадии «эксплуатация», при прочих равных условиях, уменьшаются не менее, чем

$$\Delta S = Z_{ППР} \cdot \sum_{j=1}^N W_{ij} \cdot k_{Bi} \cdot t_{Шi}^{-1},$$

Формулы для определения скрытых убытков предприятия не используют в экономических расчётах на предприятиях. В предлагаемой

работе формулы применены для обоснования экономического эффекта разработанных моделей упреждающего управления оборудованием ЛРЗ.

### **3 Методы аналитической оценки снижения точности технологических модулей при эксплуатации**

На точность станки проверяют при проведении СР и КР. Точность станка непосредственно связана с точностью обработки и характеризует состояние всей системы станка. Данный показатель является основным при оценке степени износа направляющих и сопряжений базовых деталей станков и приспособлений. Проверка станков на точность – наиболее важный вид диагностики станков. Необходимо отметить, что испытание станков на точность, как самостоятельная диагностическая оценка состояния станка, неизменна с 1950 г. [33]. Трудоёмкость проверки средних станков на точность не менее 7 часов. Если производить одновременно проверку станка и приспособления трудоёмкость этой операции превысит одну смену. И поскольку в проверке станка на точность участвуют: станочник, механик и контролёр ОТК, трудоёмкость достигает 24 человеко-часов и более. Резерв экономии времени связан с изменением подхода к методологии проверки на точность. Сокращению числа операций, проводимых в данный этап.

#### **3.1 Аналитическая оценка изменения точности станков вследствие износа базовых и ответственных деталей**

Современные методы оценки точности по каждому показателю станка являются интегральными по отношению к каждой точке обработанной поверхности детали. Износ же отличается от погрешности изготовления сложностью пространственного расположения. Эпюры износа дают

координату и направление этого вида погрешности. Поэтому для аналитической оценки точности станков содержащих изношенные детали необходим векторный способ расчёта точности.

Предлагаемый способ расчёта точности может быть представлен в виде дифференциального и векторно-разностного методов. Оба метода объединяет малость величин входных погрешностей. Они образуют общую систему методов расчёта векторных величин по совокупности признаков используемой методологии оперативного действия над исследуемыми векторами. В процессе эксплуатации систем станков, например, систем автоматического следящего привода, появляются проблемы решения задач объединяющих вопросы кинематики, динамики и точности механических, электромеханических и гидравлических систем автоматизации. Центральной проблемой в подобных задачах является определение погрешностей векторных величин в зависимости от ошибок исполнения элементов системы и неточности их монтажа. Для решения данной проблемы воспользуемся одним из методов теории точности – разложением исследуемого параметра в ряд Тейлора и, после исключения величин высшего порядка малости, представлением его погрешности в виде полного дифференциала [9 , 41] и др.

Представляя каждый элемент станка как совокупность рабочих поверхностей и систем координат, построенных на основных и вспомогательных базах деталей станка [3], а также используя уравнение дифференциала вектора в произвольной (общей криволинейной и произвольно движущейся) системе координат [20, т.1, с. 405], составим зависимость для компонент вектора погрешности любой вектор-функции, связанной с исследуемым элементом устройства

$$\Delta V_n = \left( \frac{dV_n}{dx^q} + \Gamma_{pq}^n V_p K_q^p \right) \Delta x^q , \quad (3.1)$$

где  $\Delta V_n$  – компонента вектора погрешности некоторой вектор-функции  $V$ , направленная вдоль  $n$ -й координаты системы координат, связанной с рассматриваемым звеном механизма;

$\Delta x^q$  – пространственно-временная погрешность расположения точки приложения вектор-функции  $V$ ;

$V_n$ ;  $V_p$  – компоненты  $V$ , направленные вдоль  $n$ -й и  $p$ -й координат соответственно;

$\Gamma_{pq}^n$  – параметры параллельного переноса (коэффициенты связности систем координат) [16, 20] системы координат звена;

$K_q^p$  – коэффициенты, определяющие степень влияния входных погрешностей  $\Delta x^q$  на выходные  $\Delta V_n$ .

Величину отклонения (погрешность) вектора можно определить с использованием такого понятия современной геометрии как векторная разность его номинального  $V$  и фактического  $v$  значений.

Погрешность изготовления взаимодействующих звеньев систем управления вызывает неточность расположения точек (линий, поверхностей) контакта этих звеньев и несовпадение момента их контакта с моментами контакта остальных звеньев. Если вектор  $V$  задан в точке контакта, занимающей номинальное положение, а  $v$  – в точке фактического контакта, то для нахождения их векторной разности  $\Delta V$  необходимо посредством операции параллельного переноса совместить начала этих векторов. Используя формулу изменения вектора (векторного поля, векторной функции) при параллельном переносе [16], получим

$$\Delta V_n = V_n - \left( v_n + K_q^p \Gamma_{pq}^n V_p \Delta x^q \right), \quad (3.2)$$

где  $v_n$  – компонента фактического вектора направленная по  $n$ -й координате.

Формула (3.2) более приближена по математическому характеру к уравнениям нелинейной теории точности [9], чем уравнение (3.1). Изменение

мест уменьшаемого и вычитаемого в разности основного уравнения нелинейной теории точности [9] связано с особенностями проведения операции параллельного переноса вдоль малого вектора пространственно-временных погрешностей  $\Delta x^q$ .

В формулах (3.1) и (3.2) происходит суммирование по повторяющимся индексам (знак суммы опущен в соответствии с записями, принятыми в работах [16, 20]). Выражение в квадратных скобках формулы (3.1) является диадой передаточных отношений входных погрешностей. Вектора в формулах обозначены стрелкой в тексте полужирным курсивом.

Погрешность  $\Delta V_n$  определяют в системе координат ведущего звена и в координатах ведомого определяют в виде

$$\Delta W_n = A_n^m K_n \Delta V_n e^n, \quad (3.3)$$

где  $A_n^m$  – якобиан перехода между системами координат звеньев [16];

$e^n$  – векторы, характеризующие базис (репер) в каждой точке системы координат ведущего звена (если они заданы как функции от базиса системы координат ведомого, то якобиан перехода из формулы (3.3) исключают);

$K_n$  – коэффициенты разложения вектора по заданному пространственно-временному базису  $e^n$ .

С использованием (3.3) возможен расчёт передаваемых погрешностей между двумя любыми сопряжёнными звеньями (необязательно ведомым и ведущим). Необходимо отметить, что формула (3.3) верна в том случае, когда передаваемые векторные величины сонаправлены в обоих исследуемых звеньях. Для произвольной высшей кинематической пары расчёт согласно (3.3) возможен при отсутствии скоростей и ускорений относительного движения, а также удельного скольжения непосредственно в месте контакта сопряжённых звеньев. Это обстоятельство вызвано тем, что использование якобиана  $A_n^m$  справедливо лишь для линейной замены координат [16]. Из высших кинематических пар зависимость (3.3) применима, например, для

определения передаваемых погрешностей окружных скоростей во фрикционной передаче; в зубчатой передаче в момент времени, когда точка контакта зубьев находится в полюсе зацепления (при условии, что в зацеплении находится только одна пара зубьев). Если имеется возможность определения погрешности вектора скорости скольжения с использованием других методов теории точности, то, производя расчёт вектора погрешности в координатах ведущего колеса для любого момента времени, затем, слагая данный вектор с  $\Delta V_n$  в (4.3), получим значение погрешности передаваемой окружной скорости для любого положения сопряжённой пары зубьев. По аналогии с работами [9, 41]

$$\frac{dL}{dt} = \frac{dL_0}{dt} + \frac{d\Delta L}{dt} ,$$

где  $L$  – относительное перемещение;

$dL/dt$  – скорость относительного перемещения;

$L_0$  – номинальное относительное перемещение;

$\Delta L$  – погрешность относительного перемещения.

Величина вектора погрешности  $\Delta W$  является общей для взаимодействующих звеньев устройства и с учётом вектор-функции  $D$ , аргументами которой являются динамические характеристики сопряжений звеньев, а также их базирующих элементов. Он описывает деформации внутренних кинематических и размерных связей [9] механического устройства и их изменение во времени. Компоненты вектора погрешности с учётом компонент вектор-функции  $D$  имеют вид

$$\Delta W_m = A_n^m (\Delta V_n + D_n) K_n . \quad (3.4)$$

Размерность вектор-функции  $D$  зависит от размерности  $\Delta V$ ; если  $\Delta V$  – погрешность перемещения, то  $D$  описывает значения упругих, контактных и

тепловых деформаций, относительного подъёма сопряжённых поверхностей вследствие образования гидродинамических клиньев и т.п.; если  $\Delta V$  – погрешность скорости, то  $D$  – скорость деформации, и т.д.; если вектор-функция  $D$  постоянна по времени  $t$ , т.е. его производная по времени равна нулю, то его учитывают как геометрическую погрешность в  $\Delta x^q$  и не учитывают в формуле (3.4). Если ведомое и ведущее звенья образуют высшую кинематическую пару, а  $\Delta V$  при этом – погрешность скорости или ускорения, то  $D$  содержит значения погрешностей соответственно скоростей скольжения и относительных ускорений, определённые в системе координат ведущего звена.

Значения коэффициентов разложения  $K_m$  вектора по осям пространственно-временной системы координат можно установить из уравнения

$$\vec{F} = K_m F_m e^m, \quad (3.5)$$

где  $F$  – произвольный трёхмерный вектор, разлагаемый по пространственно-временному базису;

$F_m$  – три его известные компоненты, а четвёртая (фиктивная) компонента (проекция на ось времени) равна скалярному произведению  $F$  на орт оси времени.

Введение коэффициентов влияния  $K_q^p$  вызвано тем обстоятельством, что параметры параллельного переноса (коэффициенты связности систем координат)  $\Gamma_{pq}^n$  симметричны по нижним индексам и по ним происходит суммирование при взятии полного дифференциала вектора. При тензорном умножении в формуле (3.1) и при определении векторной разности в уравнении (3.2) появляется выражение типа  $\Gamma_{pq}^n V_p \Delta x^q$ . Если при суммировании данного выражения при некоторой  $q$ -й погрешности стоят сопряжённые компоненты исследуемого вектора (например, компонента вектора определяющего направление движения и компонента вектора

направленная вдоль оси времени), то происходит наложение (обычно – удвоение) ошибок исследуемого вектора, вызванных  $q$ -й и  $p$ -й погрешностями. Значения  $K_q^p$  выбирают таким образом, чтобы пространственно-временные погрешности не дублировали друг друга при суммировании в уравнениях (3.1) и (3.2).

Формулы (3.1) - (3.5) составлены для обобщённых (контрвариантных) компонент [16, 20] векторов.

Все величины в формулах (3.1) по (3.5) четырёхмерны. В качестве четвёртой координаты используют время. Базисный вектор оси времени определяют дифференцированием радиус-вектора рассматриваемого объекта по скалярному временному параметру. Определённый таким образом орт времени всегда направлен по касательной к траектории движения объекта. Соответственно у неподвижного объекта орт времени  $e^t$  отсутствует. Компоненту якобиана перехода между осями времён  $A_i^t$  неподвижного и подвижного объектов явно определить не возможно. Компоненты якобиана перехода  $A_n^t$  от оси времени неподвижного объекта к произвольной  $n$ -й координате сопряжённого с ним подвижного принимаем равными нулю.

При сложении погрешностей векторных величин, вычисленных согласно выражениям (3.1) – (3.5), по всей кинематической цепи исследуемого устройства необходимо учитывать влияние этих ошибок на характер относительного движения систем координат, связанных с отдельными элементами исследуемого устройства. Пространственную часть погрешности для каждого отдельного элемента рассматриваемого устройства определяют посредством размерного анализа всей кинематической цепи исследуемого устройства. В качестве входных пространственных погрешностей можно использовать величины, полученные непосредственным измерением, методом взятия полного дифференциала [9] или полной вариации [39] функций параметров, влияющих на точность исследуемой системы устройства.

В предлагаемом методе расчёта точности наиболее целесообразно использовать в качестве входных погрешностей величины, представляющие собой отклонение реальной пространственно-временной координаты точки приложения векторной величины от номинальной. Подобное отклонение может быть детерминированной функцией координат, скалярного временного параметра, а также физических характеристик звеньев и процессов, происходящих в их сопряжениях.

Если первичные ошибки системы управления представлены в виде полей допусков (полей рассеяния), то при нахождении максимальной (минимальной) погрешности векторной величины необходимо учитывать расположение поля допуска относительно номинального размера. Например, если поле допуска расположено по обе стороны границы номинального размера, то необходим расчёт для отклонения, как в плюс, так и в минус. При этом в качестве входной погрешности используют разность между координатой границы поля допуска и номинальным размером.

При анализе точности партии механизмов, выполненных по одному конструкторскому и технологическому проекту, предполагаем, что большинство погрешностей линейных и угловых размеров деталей подчиняется нормальному закону распределения [9, 13]. Если погрешности некоторых параметров не подчиняются закону Гаусса, то величина данных погрешностей умножается на коэффициент относительного рассеяния, характеризующего степень отличия закона распределения погрешностей данных параметров от нормального.

Используя правило сложения вероятностных величин величину выходной погрешности можно получить, возводя правую часть (3.1) в квадрат и извлекая корень из полученного значения (при условии, что корреляционная связь между пространственными и временными погрешностями отсутствует).

Погрешностью по времени в предлагаемом методе расчёта точности является разность между значением номинального момента времени начала

хода узла исследуемой системы или момента контакта сопряжённых звеньев и фактическим. Номинальным моментом времени для узла (звена) считаем тот, в который происходит его согласованное действие относительно остальных узлов исследуемой системы. Асинхронность действия элементов устройства вызвана физическими процессами, происходящими в механической системе, а также геометрическими погрешностями исполнения узлов и звеньев системы устройства. Например, начало движения массивных узлов исполнительных элементов тяжёлых станков запаздывает на промежуток времени, необходимый для выборки зазоров в системе управляющего привода и деформации элементов привода до состояния, пока силы упругости не превысят силы трения покоя [23, 40].

Накопленную погрешность по времени от управляющего привода до исполнительных органов (являющиеся объектами управления) определим как скорость срабатывания системы управления исполнительными органами модуля. В рассматриваемом методе расчёта точности скорость срабатывания (как и погрешность по времени  $\Delta t$ ) имеет свою направленность во времени: опережение и запаздывание. Поскольку системы управления, содержащие механические, электромеханические и гидравлические узлы, в большинстве случаев неоднородны с течением времени и изменением положения её элементов, то скорость срабатывания есть функция скалярного временного параметра.

Неоднородность систем управления в разные промежутки времени объясняется процессами, происходящими в данном устройстве. Изменение теплового режима влечёт за собой изменение гидравлических свойств рабочих жидкостей, электрического сопротивления электромеханических устройств, вызывает увеличение линейных размеров звеньев кинематических цепей. Изменение взаимного расположения элементов исследуемой системы вызывает изменение процессов трения между узлами и звеньями устройства, т.к. процесс трения относится к сильно флуктуирующим процессам и мгновенное значение коэффициента трения имеет существенную

нестабильность [6]. В совокупности эти явления асинхронизируют взаимное действие узлов системы. А поскольку эти процессы в реальных системах изменяются при возрастании скалярного временного параметра, то происходит численное и характеристическое изменение функции скорости срабатывания системы.

При анализе выходной точности параметров автоматических систем управления на первое место выходит вопрос о стабильности значений принимаемых выходным параметром автоматической системы управления. Если значения выходных параметров автоматической системы управления подчиняются одному из законов вероятностного распределения, то при известном законе распределения можно ввести энтропийный коэффициент стабильности для непрерывного распределения [38].

По аналогии с вариационным методом расчёта точности механических устройств [39], в предлагаемом методе также возможен расчёт выходной точности устройства с использованием только характеристик точности исполнительных органов устройства (аналог – функция формообразования станка). Подобное упрощение расчётной части метода существенно сказывается на скорости вычисления и подготовки программ расчёта при автоматизированном определении точности механических систем. Для осуществления подобного метода расчёта необходимо выделить системы координат связанные с исполнительными органами исследуемого устройства. Затем определить функциональную зависимость движения данных систем координат, задать с максимально возможной полнотой и достоверностью функциональную зависимость процессов, происходящих между исполнительными органами устройства и взаимодействующими с ними звеньями, и степень их влияния на характер движения и пространственно-временного отклонения систем координат исполнительных органов устройства. После этого определяют приведённую к исполнительным органам устройства погрешность с помощью:

- а) метода взятия полного дифференциала функции выходных параметров;
- б) метода определения полной вариации функции выходных параметров исполнительных органов устройства;
- в) вероятностно-статистического метода;
- г) задания величины и вида приведённой погрешности исходя из конструктивно заданного поля допуска на отклонение значений выходного параметра от номинала.

Затем, используя полученные значения погрешностей в качестве входных в формулах (3.1) и (3.2), определяют погрешности векторных величин, связанных с исполнительными органами устройства. Степень влияния погрешностей устройства автоматического регулирования на объект управления определяют по формуле (3.3), при этом  $A_m^n$  – якобиан перехода между системой координат исполнительного органа устройства автоматического регулирования и системой координат связанной с входными звеньями объекта управления. Если процессы, происходящие между выходным звеном системы управления и входным звеном объекта управления, оказывают существенное влияние на характер движения данных звеньев, то их учитывают в формуле (3.4) в виде вектора  $D$ . При этом в расчётной части метода вместо уравнения (3.3) используют уравнение (3.4) для определения формы записи погрешности векторной величины в сопряжённой системе координат.

Вид системы координат определяют исходя из соображений удобства производимых вычислений исследуемых величин. Так, например, с плоским вращающимся круглым или спиралевидным объектом наиболее удобно связывать полярную систему координат, содержащую угловую координату и вращение в виде угловой скорости умноженной на скалярный временной параметр. Для объёмных симметричных вращающихся объектов – вращающуюся цилиндрическую систему координат. Для шарового шарнира – сферическую систему координат, и т.д.

При расчёте точности металлорежущих станков с ЧПУ наиболее удобно использовать системы координат, регламентируемые ГОСТ 23597-79. Однако при обработке деталей сложного контура это не всегда является целесообразным.

Ограничения в перемещениях исследуемых объектов, налагаемые механическими связями объекта, учитывают при составлении уравнений относительного движения систем координат, связанных с рассматриваемыми объектами. При этом имеют в виду, что движение по координате, перемещение вдоль которой ограничено механической связью, происходит на величину имеющегося зазора (износа, погрешности и т.п.), если связь осуществляют посредством ходовой посадки. Величина перемещения может быть равна величине деформации механической связи, если связь жёсткая.

### **3.1.1 Метод расчёта точности позиционирования кулачкового механизма**

Позиционирование любого механического и гидравлического устройства предполагает отсутствие движения исполнительных органов устройства на момент рассмотрения характера действия данного устройства. Специфика использования формул (3.1) – (3.4), в данном случае, основывается на этой предпосылке. Весь кулачковый механизм, на момент рассмотрения точности его работы, считаем мгновенно остановленным.

При определении погрешности позиционирования центрально расположенного толкателя кулачкового механизма. Его схема представлена на рисунке 34. Здесь ось  $z$  перпендикулярна плоскости чертежа. Погрешность радиального положения толкателя кулачка  $\Delta\rho$ , трансверсальная погрешность  $\Delta\varphi$ , погрешность по времени  $\Delta t$ . Реальное положение толкателя кулачка прорисовано штриховой линией. Номинальное положение прорисовано сплошной линией.

Подставляя в формулу (3.3) вместо погрешности векторной величины погрешность пространственно-временного относительного базирования толкателя и кулачка, вычисленную посредством размерного и временного анализа кулачкового механизма во вращающейся цилиндрической системе координат, связанной с кулачком, получим

$$\Delta S_m = A_n^m \Delta y^n, \quad (3.6)$$

где с толкателем связана, декартова система координат, представленная набором

$$x^1 = x, \quad x^2 = y, \quad x^3 = z, \quad x^4 = t.$$

цилиндрическая система координат, связанная с кулачком, представлена набором

$$y^1 = \rho, \quad y^2 = \varphi, \quad y^3 = z, \quad y^4 = t.$$

Уравнения связи систем координат имеют вид [20, 16]

$$x^1 = \rho \cos \psi, \quad x^2 = \rho \sin \psi, \quad x^3 = z, \quad x^4 = t + \Delta t. \quad (3.7)$$

где  $\psi = \varphi + \omega t$  – угловой параметр, содержащий угловую координату  $\varphi$  и вращение  $\omega$ .

Компоненты якобиана перехода векторных величин между декартовой и цилиндрической системами координат определим, используя последовательное дифференцирование компонент декартовой системы координат, связанной с толкателем  $(x^1, x^2, x^3, x^4)$ , заданной системой уравнений (3.7) по компонентам цилиндрической системы координат  $(\rho, \varphi, z, t)$ . Производя операцию дифференцирования, получим

$$A_1^1 = \cos \psi, \quad A_2^1 = -\rho \sin \psi, \quad A_4^1 = -\rho \omega \sin \psi,$$

$$A_1^2 = \sin \psi; \quad A_2^2 = \rho \cos \psi, \quad A_4^2 = \rho \omega \cos \psi,$$

$$A_3^m = A_n^3 = A_n^4 = 0, \quad A_3^3 = 1, ; \quad A_4^4 = 0.$$

Поскольку компоненты  $A_n^m$  представляют собой частные производные, то формула (3.6) для точности позиционирования толкателя кулачкового механизма является координатной формой записи основного уравнения линейной теории точности [9, 41].

С целью уменьшения объёма вычислительных работ можно ось  $x^2$  декартовой системы координат совместить с направлением движения толкателя. Тогда, погрешность позиционирования в системе координат толкателя имеет только одну компоненту

$$\Delta S_2 = A_1^2 \Delta y^1 + A_2^2 \Delta y^2 + A_3^2 \Delta y^3 + A_4^2 \Delta y^4,$$

т.к.  $A_3^2 = 0$ , а погрешность по времени неподвижного (либо условно неподвижного) объекта равна нулю, получим

$$\Delta S_2 = \Delta \rho \sin \psi + \rho (\Delta \varphi + \omega \Delta t) \cos \psi. \quad (3.8)$$

Первое слагаемое данного уравнения представляет собой проекцию величины  $\Delta \rho$  на ось  $x^2$ , а второе – проекцию малой дуги, полученной поворотом радиуса  $\rho$  на малый угол  $\Delta \varphi + \omega \Delta t$ .

Согласно рисунку 34, толкатель кулачкового механизма меняет своё угловое положение только в пределах погрешности его положения и зазоров в направляющих. Следовательно, угол:  $\psi = \varphi + \omega t$ , будет стремиться, по величине, к значению  $\pi/2$ , т.е. значением косинуса этого угла в расчётах по формуле (3.8) можно пренебречь.

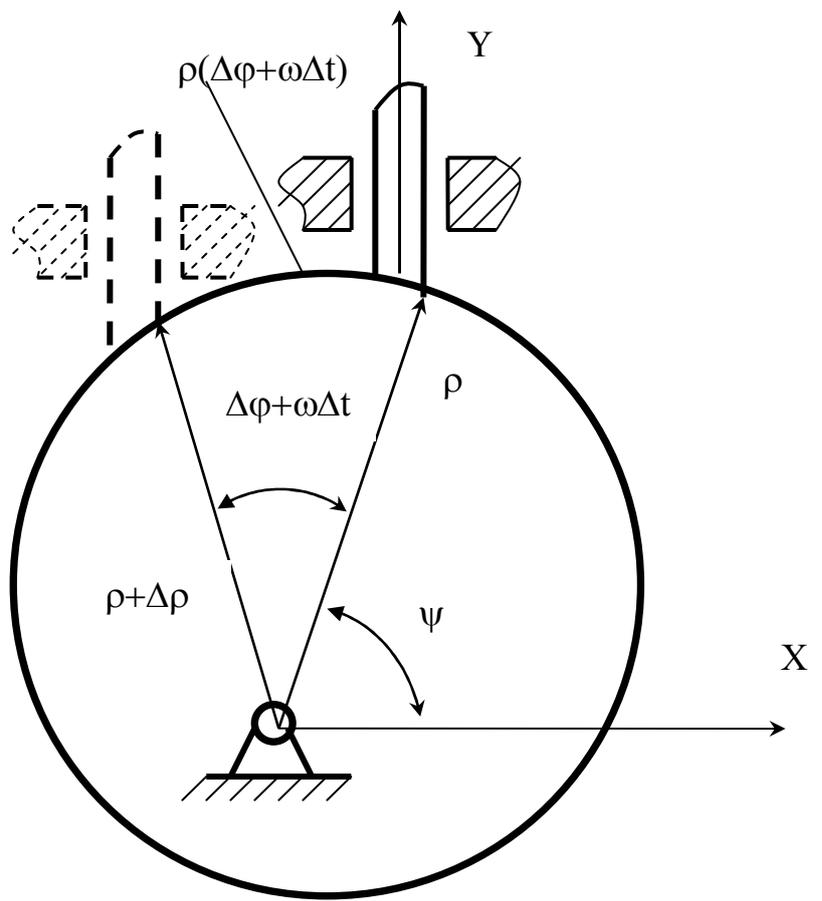


Рисунок 34

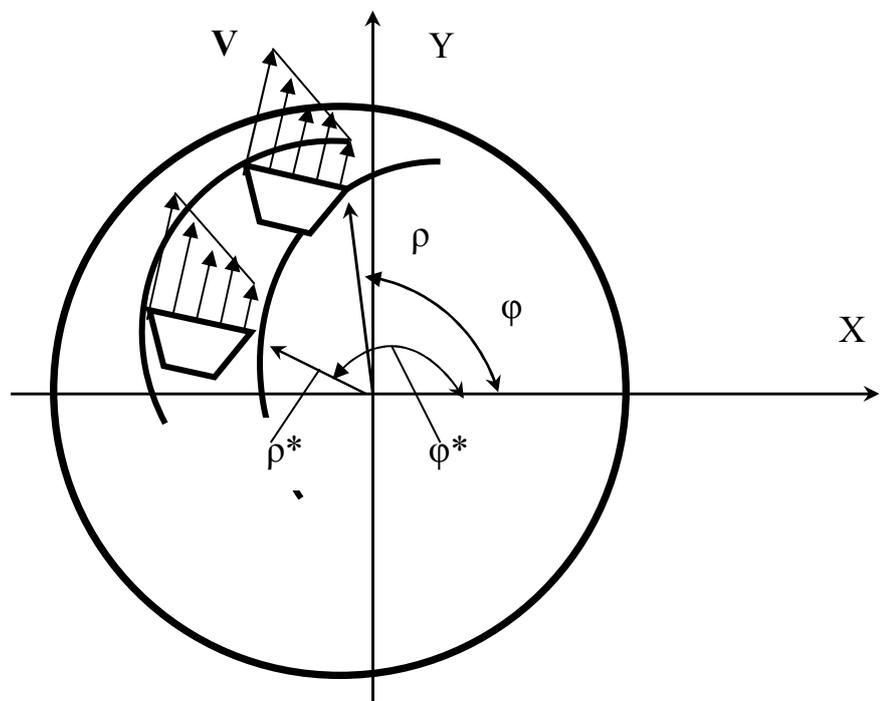


Рисунок 35

Уравнение (3.8) используем при расчёте точности позиционирования кулачка патрона. При движении кулачка к центру патрона, толкатель кулачка взаимодействует со спиралью диска посредством разных зубьев рейки. В зацеплении находится тот зуб рейки и виток спирали диска, разность по реальному шагу которых минимальна относительно остальных зубьев и витков на рассматриваемый момент перемещения. Эта комбинация может меняться в процессе свинчивания кулачков.

Основной базой системы координат толкателя, в этом случае, будет являться зуб рейки, находящийся в зацеплении со спиралью. При смене контактирующего зуба на другой зуб произойдёт (скачкообразно) смена основной базы системы координат. Погрешность по времени, в этом случае, будет равна

$$\Delta t = \frac{\Delta \tau}{\omega \tau},$$

где  $\Delta \tau$  – отклонение точки контакта витка спирали и зуба рейки, образующих основную базу системы координат толкателя, от номинального положения;

$\omega$  - средняя угловая скорость диска;

$\tau$  – номинальное значение шага элементов спирально-реечного механизма. Погрешность по времени определяют для каждого отдельно взятого кулачка. Основными погрешностями позиционирования толкателя зажимного кулачка, используемые в расчёте, являются погрешности, проявляющиеся перед закреплением детали. Погрешность центрирования зажимных кулачков патрона определяют как векторную разность погрешности  $\Delta S$  позиционирования каждого, отдельно взятого, кулачка.

### 3.1.2 Методы расчёта точности скорости резания и силы резания

В настоящем параграфе будет рассмотрен пример расчёта пространственно-временной точности векторных величин, характеризующих процесс резания – скорости резания и силы резания. Данные векторные величины являются основными при описании процесса резания материала. Аппарат математизации определения точности этих величин особенно важен при проверке станков на технологическую точность. Наибольшую роль здесь отводят определению погрешности величины и направлению силы резания материала – как физическому фактору, максимально влияющему на достигаемую точность обрабатываемой детали.

В примерах, рассмотренных ниже, отражён метод расчёта точности векторных величин, связанных с исполнительными органами технологических модулей. Погрешность относительного положения резца и установки заготовки рассматривают как приведённую погрешность к резцу и к обрабатываемой заготовке.

Определим величину и направление векторов погрешности силы резания и скорости резания, вызванную неточностью пространственно-временного расположения точки контакта резца и заготовки.

Свяжем с обрабатываемой деталью неподвижную декартову систему координат (см. рисунок 35, ось  $z$  перпендикулярна плоскости чертежа), представленную следующим набором компонент

$$x^1 = x, \quad x^2 = y, \quad x^3 = z,$$

её орты  $i, j, k$ .

Считаем, что все остальные узлы и звенья технологического модуля совершают относительно заготовки движения формообразования спирали.

С резцом свяжем вращающуюся цилиндрическую систему координат, представленную набором компонент

$$y^1 = \rho, \quad y^2 = \varphi, \quad y^3 = z, \quad y^4 = t.$$

Уравнения связи неподвижной декартовой системы координат заготовки и подвижной (вращающейся) цилиндрической системы координат резца полностью совпадают с набором формул (3.7).

Значения базисных векторов определим, дифференцируя радиус-вектор произвольного объекта в цилиндрической системе координат

$$\mathbf{r} = i^{\rho} \cos \psi + j^{\rho} \sin \psi + k^z,$$

по координатам  $\rho, \varphi, z, t$  либо перемножая орты  $i, j, k$  на соответствующие компоненты якобиана, приведённые в предыдущем параграфе.

Для пространственного базиса имеем

$$e^{\rho_1} = i^{\rho} \cos \psi + j^{\rho} \sin \psi,$$

$$e^{\rho_2} = -i^{\rho} \sin \psi + j^{\rho} \cos \psi,$$

$$e^{\rho_3} = k^z.$$

Для орта времени имеем

$$e^{\rho_4} = -i^{\rho} \rho \omega \sin \psi + j^{\rho} \rho \omega \cos \psi, \quad e^{\rho_4} = \omega e^{\rho_4}.$$

Анализ уравнений описывающих орты времени базисных векторов показывает, что основным отличием орта времени от орта, вдоль которого осуществляется движение, является параметр, характеризующий это движение, как правило, величина обобщённой скорости.

Компоненты коэффициентов связности систем координат определим посредством разложения производных базисных векторов по основному

базису [20, 16]. Пространственные компоненты коэффициентов связности, согласно работе [20], равны

$$\Gamma_{22}^1 = -\rho, \quad \Gamma_{21}^2 = \Gamma_{12}^2 = -\frac{1}{\rho}.$$

Пространственно-временные компоненты коэффициентов связности систем координат

$$\Gamma_{24}^1 = \Gamma_{42}^1 = -\rho\omega, \quad \Gamma_{44}^1 = -\rho\omega^2, \quad \Gamma_{14}^2 = \Gamma_{41}^2 = \frac{\omega}{\rho},$$

$$\Gamma_{21}^4 = \Gamma_{12}^4 = \frac{1}{\rho\omega}, \quad \Gamma_{41}^4 = \Gamma_{14}^4 = \frac{1}{\rho}.$$

При нахождении значений коэффициентов разложения вектора воспользуемся уравнением реального трёхмерного вектора, содержащего время как скалярный параметр, по четырёхмерному базису (см. формулу (3.5)). Запишем это уравнение в виде

$$\overset{V}{V} = K_m V_m \overset{P}{P}^m.$$

Поскольку в рассматриваемом случае  $e^4 = \omega e^2$ , то

$$V_2 = \omega V_4,$$

и, следовательно, для сохранения математического баланса уравнения (3.3) должны быть отличны от единицы два коэффициента разложения вектора

$$K_2 = K_4 = \frac{1}{2}.$$

Значения коэффициентов влияния

$$K_1^4 = K_1^2 = K_2^1 = K_4^1 = \frac{1}{2}.$$

Учитывая значения проекций векторного поля скорости резания в цилиндрической вращающейся системе координат

$$V_1 = V_3 = 0, \quad V_2 = \omega, \quad V_4 = 1.$$

Получим на основе формулы (3.2) следующие выражения: для компоненты вектора погрешности скорости резания в радиальном направлении

$$\Delta V_1 = \rho\omega(\omega\Delta t + \Delta\varphi).$$

Геометрически эта погрешность представляет собой малую дугу, образованную поворотом вектора длиной  $\rho\omega$  на малый угол  $\omega\Delta t + \Delta\varphi$ .

Для компоненты вектора погрешности скорости резания по направлению орта угловой координаты

$$\Delta V_2 = -\frac{\Delta\rho\omega}{\rho}.$$

Эта погрешность представляет собой изменение мгновенной линейной скорости на величину  $\Delta\rho\omega$ . Поскольку  $\Delta V_2$  является обобщённой компонентой вектора погрешности направленной вдоль трансверсального направления, то её величина делится на величину полярного радиуса.

Для компоненты вектора погрешности направленной вдоль оси времени

$$\Delta V_4 = -\frac{\Delta\rho}{\rho},$$

она отличается от трансверсальной компоненты вектора погрешности на величину  $\omega$ , согласно уравнениям связи базисных векторов угловой и временной координат. Здесь и далее под  $\Delta\rho$ ,  $\Delta\varphi$  обозначены погрешности пространственного положения режущей кромки резца.

$$\Delta\rho = \rho - \rho^*, \quad \Delta\varphi = \varphi - \varphi^*,$$

где  $\rho^*$  и  $\varphi^*$  – фактические полярные координаты режущей кромки резца;

$\rho$  и  $\varphi$  – номинальные координаты (их определяют согласно полярному уравнению обрабатываемой спирали).

Используя выражение (3.3), получим значение вектора погрешности скорости резания в неподвижной декартовой системе координат заготовки

$$\Delta V^P = [\Delta\rho \sin \Psi - \rho\varphi(\omega\Delta t + \Delta\varphi)\cos \Psi]_i^P - [\Delta\rho\omega \cos \Psi + \rho\omega(\omega\Delta t + \Delta\varphi)\sin \Psi]_j^P. \quad (3.9)$$

Если погрешности  $\Delta\rho$  и  $\Delta\varphi$  определены для всех значений  $\rho, \varphi$  и  $t$  во вращающейся полярной системе координат резца, а  $\Delta t$  представляет собой общее время «срабатывания» металлорежущего станка, т.е. разность между временем срабатывания кинематических цепей от электропривода до шпинделя станка, несущего заготовку, и от электропривода до суппорта, несущего резец, то  $\Delta V$  определена для любого момента обработки заготовки.

Определим величину и направление вектора погрешности силы резания, вызванную неточностью пространственно-временного расположения точки контакта резца и обрабатываемой заготовки. Пусть из справочных данных известны: радиальная  $R_1$ , тангенциальная (главная)  $R_2$  и осевая  $R_3$  составляющие силы резания  $\mathbf{R}$ .

Предположим, что в рассматриваемый момент времени процесс резания материала стабилен. Следовательно, производные от  $\mathbf{R}$  по  $y^1, y^2, y^3, y^4$

равны нулю. Считаем, что обрабатываемая заготовка условно неподвижна (по аналогу с примером определения погрешности величины и направления скорости резания).

Подставляя значения  $R_1, R_2, R_3, R_4 = R_2/\omega$  и  $\Gamma_{24}^1; \Gamma_{41}^4$  в (3.1), имеем:

- для погрешности радиальной составляющей силы резания

$$\Delta R_1 = R_2 \rho (\omega \Delta t + \Delta \varphi);$$

- для погрешности тангенциальной составляющей силы резания материала

$$\Delta R_2 = - \frac{[R_1 (\Delta \varphi + \omega \Delta t) + R_2 \Delta \rho]}{\rho};$$

- для проекции на ось времени

$$\Delta R_4 = - \frac{\Delta R_2}{\omega}.$$

При нахождении уравнений для определения значений  $\Delta R_1$  и  $\Delta R_2$  произведена подстановка  $R_2 = \omega R_4$ . Погрешность осевой составляющей силы резания зависит, в данном случае, только от свойств обрабатываемого материала. Основное влияние в данном случае оказывает то обстоятельство, что, все рассматриваемые погрешности расположены в плоскости чертежа (данный пример расчёта погрешностей величины и направления вектора силы резания во многом условен).

Используя формулы (3.1) и (3.3), определим величину и направление вектора погрешности силы резания в неподвижной декартовой системе координат, связанной с деталью

$$\Delta R = \overset{V}{i} \{ R_2 \rho (\Delta \varphi + \omega \Delta t) \cos \Psi + [R_1 (\Delta \varphi + \omega \Delta t) + R_2 \Delta \rho] \sin \Psi \} + \overset{P}{j} \{ R_2 \rho (\Delta \varphi + \omega \Delta t) \sin \Psi + [R_1 (\Delta \varphi + \omega \Delta t) + R_2 \Delta \rho] \cos \Psi \}. \quad (3.10)$$

Поскольку сила резания является основной силой, действующей в системе металлорежущего станка, то найденное решение для  $\Delta R$  может быть использовано (при соответствующих дополнениях в виде форм влияния осевой составляющей погрешности и в виде формализованной зависимости влияния непосредственно самого процесса обработки материала) в управляющих программах станков с ЧПУ, имеющих блоки систем управления с адаптацией на изменение силы резания материала.

Формулы (3.9) и (3.10) могут быть использованы и для определения любых других векторов скоростей и сил в полярных координатах (не обязательно скорости и силы резания). Эти вектора могут быть совместной скоростью сопряжённых звеньев, силой реакции поверхности и т.п. Основное требование к вычисляемым векторам – независимость от векторных величин, характеризующих относительное движение. В противном случае требуется более сложное вычисление.

Формула (3.10) будет использована в исследовании сил, действующих между несущими элементами спирально-режущего механизма при решении вопросов по модернизации патронов.

### 3.1.3 Погрешность перемещения ускоренно движущегося узла

Определим точность перемещения ускоренно движущегося объекта, которым может являться: суппорт тяжёлого токарного или фрезерного станков в момент перехода от трения покоя к трению скольжения; инструмент, приводимый в движение от кулачка; корпус шлифовальной бабки резьбошлифовального станка при затыловании резьбонарезного инструмента и т.д.

Считаем, что объект расположен в пространстве без погрешностей; звенья механизма, приводящего объект в движение, изготовлены абсолютно точно; погрешность по времени представляет собой промежуток времени, затраченный на деформирование передаточных звеньев механизма привода до тех пор, пока сила упругости деформированных звеньев не превысит силу трения покоя в направляющих и сопряжениях.

Свяжем неподвижную систему координат с базовой деталью станка XYZ. С подвижным узлом свяжем систему координат  $xuz$ , перемещающуюся с ускорением  $A$  относительно XYZ.

Уравнения связи неподвижной системы координат с подвижной

$$X = x + A \cdot t, \quad Y = y, \quad Z = z, \quad t = t + \Delta t.$$

Орт времени равен  $e^4 = A \cdot t$ .

Значения коэффициентов связности определим при разложении производной орта времени по основному базису

$$\Gamma_{44}^1 = A, \quad \Gamma_{44}^4 = \frac{1}{t}.$$

Проекция вектора перемещения  $S$  на оси  $x$  и  $t$

$$S_1 = \frac{At^2}{2}, \quad S_4 = \frac{t}{2}.$$

Коэффициенты, определяющие степень влияния входных погрешностей на выходные равны

$$K_q^p = 1, K_2 = K_4 = K = \frac{1}{2}.$$

Тогда, вектор погрешности перемещения в неподвижной системе координат определим согласно зависимости

$$\Delta S^U = -K \left( \Gamma_{44}^1 S_4 \Delta t e^{P_1} + \Gamma_{44}^4 S_4 \Delta t e^{P_4} \right). \quad (3.11)$$

Результаты расчётов по формуле (3.11) можно использовать при составлении управляющих программ для прецизионных станков с ЧПУ.

Если узел станка движется с ускорением только в момент разгона и торможения, то данные о погрешности ускоренного перемещения вводят в УЧПУ совместно с корректирующими поправками, учитывающими влияние изменения скорости во время переходных процессов на точность позиционирования.

### **3.2 Основы расчёта динамической составляющей погрешности перемещения узлов технологических модулей**

Колебания, возникающие в системе станка, вызывают погрешность координатных перемещений РОС, несущих заготовку и инструмент. Влияние колебаний особенно велико, когда РОС перемещают на заданное расстояние по направляющим имеющим задиры и износ.

При контурной обработке крупногабаритных корпусных заготовок на многоцелевых станках, а также резании винтовых, спиральных и фасонных поверхностей на тяжелых фрезерных, горизонтально-расточных и токарных станках технологические режимы таковы, что РОС работают на границе устойчивости, или в режиме автоколебаний (см. [23, 40 и др.]). Задание других режимов резания (в основном скорости подачи узлов), исключающих возникновение колебаний, не всегда возможно из-за ограничений, рекомендуемых технологией обработки. Эти ограничения могут быть связаны не только с кинематикой станка и свойствами обрабатываемого материала, но и силами трения и инерции, исключающими точное

перемещение и позиционирование РОС при высоких скоростях их подачи. В подобной ситуации актуален вопрос о расчёте динамической составляющей погрешности перемещения РОС.

### **3.2.1 Структура математической модели точности технологического модуля при условии колебаний его узлов**

Основой предлагаемой модели является задание обобщенных координат, связанных с РОС, согласно требованию ГОСТ 23597-79. Считаем, что РОС взаимодействуют с остальными узлами станка через опорные точки, являющихся базовыми для систем координат, связанных с РОС [3, 39].

Структура модели, согласованная с требованиями ГОСТ 8-82, имеет вид:

- 1) определение точности баз для установки заготовки и инструмента;
- 2) определение точности траектории перемещений РОС;
- 3) определение точности расположения осей вращения и направлений прямолинейных перемещений РОС относительно друг друга и относительно установочных баз;
- 4) определение точности взаимосвязанных относительных линейных и угловых перемещений РОС;
- 5) определение точности координатных перемещений РОС;
- 6) оценка стабильности позиционирования и координатных перемещений РОС при многократности повторений рабочих ходов.

К вышеизложенной структурной модели, в ГОСТ 8-82 утверждены дополнительные показатели точности, а именно:

- а) показатели жёсткости;
- б) сохранение взаимного расположения РОС при воздействии тепла;
- в) сохранение взаимного расположения РОС, при колебаниях, возникающих при работе станка на холостом ходу.

Но колебания РОС, оказывающие наибольшее влияние на точность обработки, происходят при осуществлении рабочих ходов. Поэтому,

рассмотрим изменение точности относительных перемещений РОС во время их неустойчивого движения.

Предложим следующий порядок определения показателей точности:

1) показатели точности, поименованные в пунктах 1 – 3 структурной модели определяются из расчёта геометрической [3, 39] точности станка. При оценке динамической составляющей погрешности перемещения для конкретного станка, для действий по пунктам 1 – 3 структурной модели, наиболее целесообразно использовать численные данные погрешностей из акта проверки на точность исследуемого станка;

2) показатели точности, поименованные в пунктах 4 и 5, определяют кинематическую точность станка. Её находят расчётом (по ГОСТ 21098 – 82), либо берут из акта проверки на точность исследуемого станка.

Расчёт погрешности относительных перемещений РОС осуществляют при допущении, что один из РОС условно неподвижен (лучший вариант – рабочий орган, несущий заготовку), а остальные совершают относительно него движение формообразования [39]. Динамическую составляющую погрешности вектора перемещения РОС в системе координат, связанной с данным органом, определяют по формуле

$$\Delta S_n = \delta S_n + \left\{ \Lambda(a_0; \omega; \Omega) \sum_{n=1}^N \Gamma_{pq}^n S_p K_q^p \right\} \Delta x^q \leq \Sigma_{LD}, \quad (3.12)$$

где  $\Delta S_n$  – компонента погрешности перемещения  $S$ , направленная вдоль  $n$ -й координаты системы координат, связанной с рассматриваемым РОС;

$\delta S$  – собственная погрешность вектора, представлена как разность вектора перемещения при движении без колебаний и при колебаниях узлов, включает в себя отклонение направления движения узла от номинального и разность значения перемещения между номинальным значением скорости перемещения и его среднего действительного значения, вычисляют используя основы нелинейной теории точности [9];

$S_p$  – компонента  $S$ , направленная вдоль  $p$ -й координаты;

$\Lambda(a_0; \omega; \Omega)$  – оператор, корректирующий значения амплитуды и частоты в  $\Gamma_{pq}^n$ , если колебания РОС происходят с апериодическими биениями;

$K_q^p$  – коэффициенты, определяющие степень влияния входных погрешностей  $\Delta x^q$  на выходные  $\Delta S_n$  при суммировании по повторяющимся индексам;

$\Delta x^q$  – пространственно-временная погрешность расположения точки начала вектора перемещения  $S$  ( $\Delta x^q$  находят как сумму погрешностей, определённых в п.п. А, Б и приведённых к РОС в виде запаздывания, т.е. «погрешности по времени»);

$N$  – число координат, вдоль которых происходит перемещение, включая координату «время» (при условии, что коэффициенты  $\Gamma_{pq}^n$ , связывающие эти координаты, не равны нулю);

$\Sigma_{LD}$  – суммарная величина зазоров между деталями, а также собственных и контактных силовых смещений деталей механизма привода движения РОС. Величина  $\Sigma_{LD}$  является ограничением уравнения (3.12).

Обозначения в уравнении (3.12), правила математических действий с его компонентами и суммирование компонент по повторяющимся индексам соответствуют работам [20, 16].

Результат произведения диады передаточных отношений входных погрешностей, компоненты которой находятся в фигурных скобках уравнения (3.12), на  $\Delta x^q$  показывает, как геометрические погрешности и запаздывание по времени влияют на отклонение движения РОС от номинального с учётом его динамических характеристик. Величина данного произведения является динамической составляющей погрешности перемещения РОС.

Уравнение (3.12) показывает, как динамическая составляющая погрешности меняется во времени, при условии, что входные погрешности неизменны. Определение компонентов данного уравнения начинают с решения дифференциальных уравнений движения РОС при нелинейной

характеристике трения в направляющих данного органа. Решение производят известными методами (см. [23, 40 и др.]) относительно обобщённых координат движения РОС. При этом определяют значение амплитуды первого скачка, логарифмического декремента затухания колебаний и частоту колебаний. На основе полученных значений составляют уравнение движения РОС в виде зависимости координаты от времени. Данная координата совпадает с направлением движения. Затем, находят коэффициенты  $\Gamma_{pq}^n$ , осуществляющие аналитическую связь между системами координат РОС;

3) стабильность параметров точности технологического модуля при многократности повторений проверки оценим, используя энтропийный показатель стабильности [38].

### **3.2.2 Аналитическое выражение компонентов модели**

Если задать колебательное движение РОС в тригонометрической форме, то нахождение погрешностей по уравнению (3.12) будет осложнено тем, что компоненты диады передаточных отношений становятся трансцендентными. Это обстоятельство делает невозможным проведение вычислений. Наиболее удобной для расчётов является комплексная форма. Перспектива использования комплексного вида уравнений обосновывается простотой задания уравнений движения РОС применением его АФЧХ.

Анализ экспериментальных данных [40, 23 и др.] показывает, что колебания РОС, с позиции физической сути процесса, можно разделить на три основных вида:

- 1) периодические колебания;
- 2) затухающие (нарастающие) колебания;

3) аperiodические колебания (имеющие существенное несовпадение по промежуткам времени между двумя смежными точками).

Вычисление базисных векторов  $e^m$  и коэффициентов  $\Gamma_{pq}^n$  системы координат рабочего органа начинают с разложения найденной формы относительного колебания РОС в гармонический ряд и приведению уравнения движения при колебаниях рассматриваемого органа к следующему виду

$$X = a_0 \exp\{(j\omega - \Omega)t + \alpha\},$$

где  $X$  – координата (обозначение условное), вдоль которой происходит неустойчивое движение (с колебаниями) РОС;

$$j = \sqrt{-1};$$

$a_0$  – начальная амплитуда, является компонентой амплитуды  $A$ , представленной в виде функции от логарифмического декремента затухания колебаний  $0,5\Omega T$  и времени  $t$

$$A = a_0 \exp[-\Omega t],$$

где  $\omega$  – его круговая частота;

$t$  – время;

$\alpha$  – начальная фаза (функция запаздывания по времени  $\Delta t$ );  $T$  – период колебаний.

Базисные векторы равны: координаты направления движения  $e^l = i$ ; базисный вектор оси времени, направленный по касательной к траектории движения:

$$e^4 = -i a_0 (j\omega - \Omega) \exp\{(j\omega - \Omega)t + \alpha\},$$

здесь  $i$  – базисный вектор координатной оси  $X$ .

Погрешность вектора перемещения, обусловленную колебательным движением РОС, определяем согласно уравнению

$$\Delta \overset{P}{S} = -K \left( \Gamma_{44}^1 S_4 \Delta t \overset{P}{e}^1 + \Gamma_{44}^4 S_4 \Delta t \overset{P}{e}^4 \right). \quad (3.13)$$

Уравнение (3.13) описывает теоретическое значение  $\Delta \overset{P}{S}$  при неустановившемся движении РОС, по форме оно полностью совпадает с уравнением (3.11) для расчёта погрешности перемещения ускоренно движущегося РОС. Используя правила (см. [20, 16]) нахождения  $\Gamma_{pq}^n$  путём дифференцирования  $e^1$  и  $e^4$ , получим:

а) для периодических и автоколебаний ( $\Omega$  равен нулю)

$$\Gamma_{44}^1 = -A\omega^2 \exp(j\omega t + \alpha), \quad \Gamma_{44}^4 = j\omega.$$

Проекция вектора перемещения на ось времени  $S_4 = j\omega^{-1}$  (т.к.  $\Omega = 0$ ).

Действительная часть уравнения (3.13) динамической составляющей погрешности перемещения РОС при периодических колебаниях, будет равна

$$\Delta \overset{P}{S} = -i^P a_0 \omega \Delta t \cos \omega t;$$

б) для затухающих колебаний

$$\Gamma_{44}^1 = a_0 (j\omega - \Omega)^2 \exp(-\Omega t + j\omega t), \quad \Gamma_{44}^4 = j\omega - \Omega.$$

Проекция вектора перемещения на ось времени  $S_4 = (j\omega - \Omega)^{-1}$ . Тогда, динамическая составляющая погрешности перемещения РОС при условии затухания колебаний, будет равна

$$\Delta S^p = -i^p \{ a_0 \exp(-\Omega t) (\omega \sin \omega t + \Omega \cos \omega t) \Delta t \}.$$

Временные компоненты  $\Gamma_{44}^4$  коэффициентов  $\Gamma_{pq}^n$  равны отношению обобщённого ускорения РОС к его обобщённой скорости, а пространственно-временные  $\Gamma_{44}^1$ , определяют мгновенное изменение виброускорения РОС.

Коэффициенты, определяющие степень влияния входных погрешностей на выходные равны

$$K_q^p = K = \frac{1}{2},$$

для всех видов колебаний;

в) для апериодических колебаний: случай апериодических колебаний возможен, при движении РОС по направляющим с неравномерным износом поверхности. Нахождение  $\Delta S$  начинают с разделения участка перемещения на интервалы, где перемещение подчиняется гармоническому закону. Затем для каждого интервала определяют величину погрешности вектора перемещения. Полную погрешность перемещения РОС, находят как интегральную сумму величин погрешностей по всем интервалам.

Используют только действительную часть компонентов модели.

### **3.2.3 Расчёт динамической составляющей погрешности перемещения стола тяжёлого станка**

Укрупнённая блок-схема алгоритма нахождения динамической составляющей погрешности перемещения стола станка, при условии его колебаний, представлена на рисунке 36. Он состоит из восьми основных блоков, отражающих последовательность проведения вычислений при

нахождении погрешности вектора перемещения столов тяжёлых горизонтально-расточных, фрезерных, продольно-строгальных и др. станков.

Используя данный алгоритм, рассчитаем погрешность малых перемещений стола горизонтально-расточного станка модели 2А636Ф1, несущего массивную заготовку. Направляющие стола этого станка имеют накладки, изготовленные из цинкового сплава марки ЦАМ 10-5. Направляющие станины изготовлены из чугуна марки СЧ 15.

Общие исходные данные: масса стола с заготовкой  $m = 12,6 \cdot 10^3$  кг; осевое усилие, развиваемое приводом, согласно паспортным данным станка, равно  $F_W = 20\ 000$  Н; зазор в шариковой винтовой передаче  $U = 40$  мкм; фактическое значение жёсткости привода, взятое из руководства по эксплуатации станка  $C = 1,43 \cdot 10^9$  Н/м. Коэффициент трения при минимальной скорости стола  $\mu_0 = 0,062$ . Изменение коэффициента трения при переходе от покоя к движению  $\delta\mu = 0,014$ .

Расчёт проведём для двух режимов:

1) скорость перемещения стола  $V_{1W} = 16$  мм/мин. В системе СИ  $V_{1W} = 0,000267 = 2,67 \cdot 10^{-4}$  м/с;

2) скорость перемещения стола  $V_{2W} = 31,5$  мм/мин ( $V_{2W} = 5,25 \cdot 10^{-4}$  м/с).

При нахождении уравнения движения стола используем результаты известных исследований, выполненных для тяжёлых станков, имеющих аналогичную компоновку стола и такой же материал направляющих. Рассчитаем основные характеристики колебаний стола станка 2А636Ф1.

Условно считаем, что  $\delta S = 0$ , и  $V_W = V_{WCP}$ , где  $V_W$  – номинальное значение скорости подачи стола вдоль оси  $W$ , а  $V_{WCP}$  – её среднее значение при прерывистом перемещении стола. Ограничение:  $\Sigma_{LD} = 0,057$  мм. Это значение получено суммированием величины зазора  $U$  и величины собственных упругих и контактных силовых смещений деталей привода

стола. Суммарную величину контактных деформаций рассчитывали по [8], упругие и контактные силовые смещения рассчитывали с учётом распределения нагрузки между несущими элементами винтовой шариковой передачи привода стола [5]. При определении величины  $\Sigma_{LD}$  учитывали, что силовые смещения деталей привода происходят не только в момент начала скачка РОС, но и при завершении скачка, если амплитуда скачка больше  $U$ .

**Режим 1.** При скорости  $V_{IW} = 2,67 \cdot 10^{-4}$  м/с движение стола происходит в режиме автоколебаний. Вычислим по [40], амплитуду колебаний

$$a_0 = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ м};$$

затем, определим циклическую частоту колебаний стола

$$\omega = 4,46\pi \text{ Гц.}$$

Тогда, уравнение колебаний стола при его продольной подаче «от шпинделя» (это направление по ГОСТ 23597-79 обозначают  $W$ , м), будет иметь вид

$$W = 3,3 \times 10^{-5} \exp j14t .$$

Промежуток времени, затраченный на деформацию элементов привода до начала движения стола, равен

$$t_{V1} = \frac{F_{TP} + \delta F}{CV_{IW}},$$

где сила трения в начале разгона

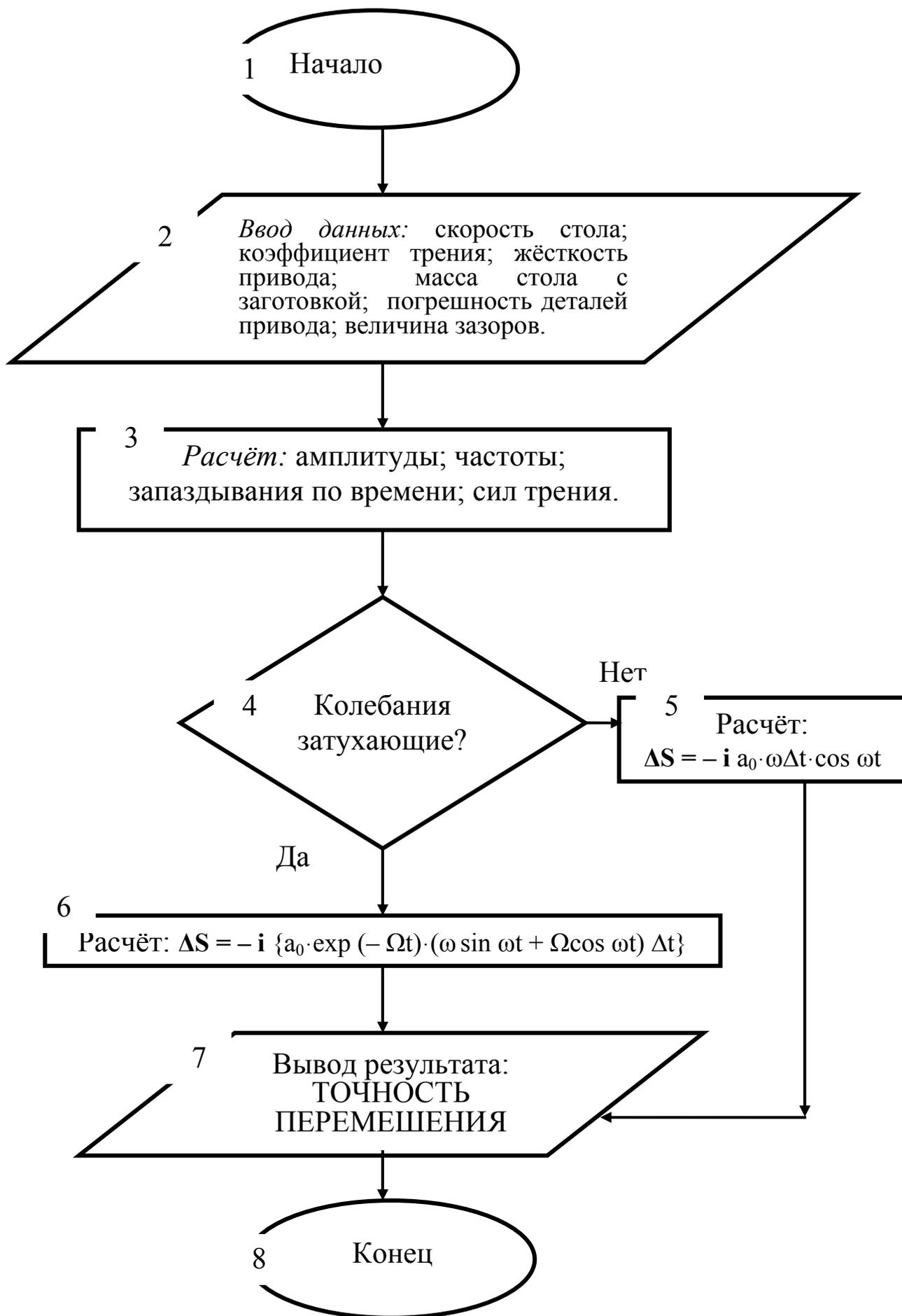


Рисунок 36

$$F_{TP} = mg \cdot \mu_0 ,$$

$$F_{TP} = 12,6 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,062 = 7663,6 \text{ Н}$$

скачок силы трения при переходе от покоя к движению

$$\delta F = 1730,5 \text{ Н.}$$

Время, затраченное на деформацию элементов привода до начала движения

$$t_{V1} = \frac{7663,6 + 1730,5}{1,43 \times 10^9 \cdot 2,67 \times 10^{-4}} = 0,025 \text{ с.}$$

Погрешность по времени, вызванная наличием зазора в шариковой винтовой передаче, который всегда образуется в процессе эксплуатации, равна отношению величины зазора  $U$  к величине скорости подачи  $V_{1W}$

$$\delta t = \frac{U}{V_{1W}} ,$$

$$\text{тогда } t_{V1} = \frac{0,00004}{0,000267} = 0,15 \text{ с.}$$

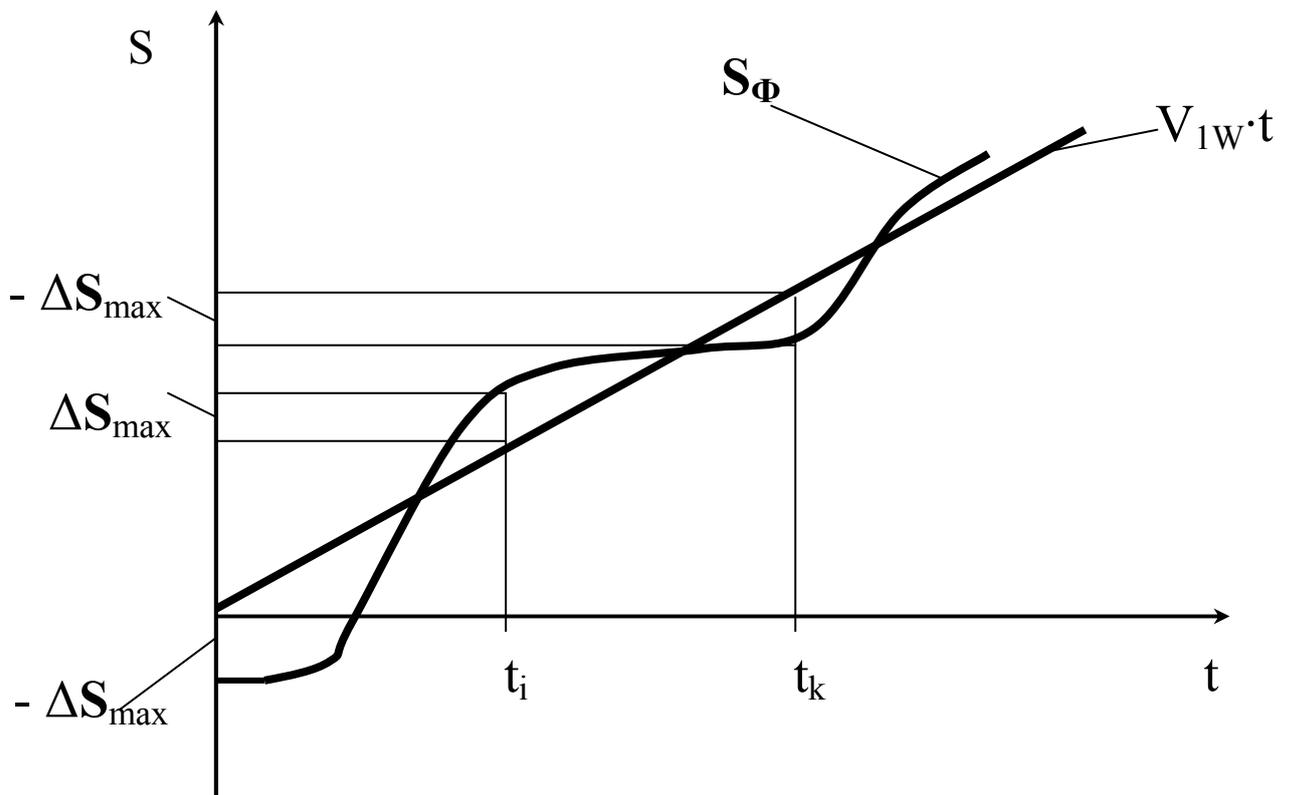
Полная погрешность по времени равна

$$\Delta t = 0,15 + 0,025 = 0,175 \text{ с,}$$

тогда динамическая составляющая погрешности перемещения  $\Delta S^P$ , м, РОС примет вид

$$\Delta S^P = -i^P \{ 3,3 \times 10^{-5} 0,175 \times 14 \cos 14t \} \leq \Sigma_{LD} ,$$

$$\Delta S_{max} = 80 \text{ мкм.}$$



$t_i$  и  $t_k$  – моменты времени, при которых  $\Delta S$  принимает максимальное значение (отрицательное либо положительное).

Рисунок 37 – График номинального  $V_{1W}t$  и фактического  $S_{\Phi}$  значений перемещения  $S$  стола станка

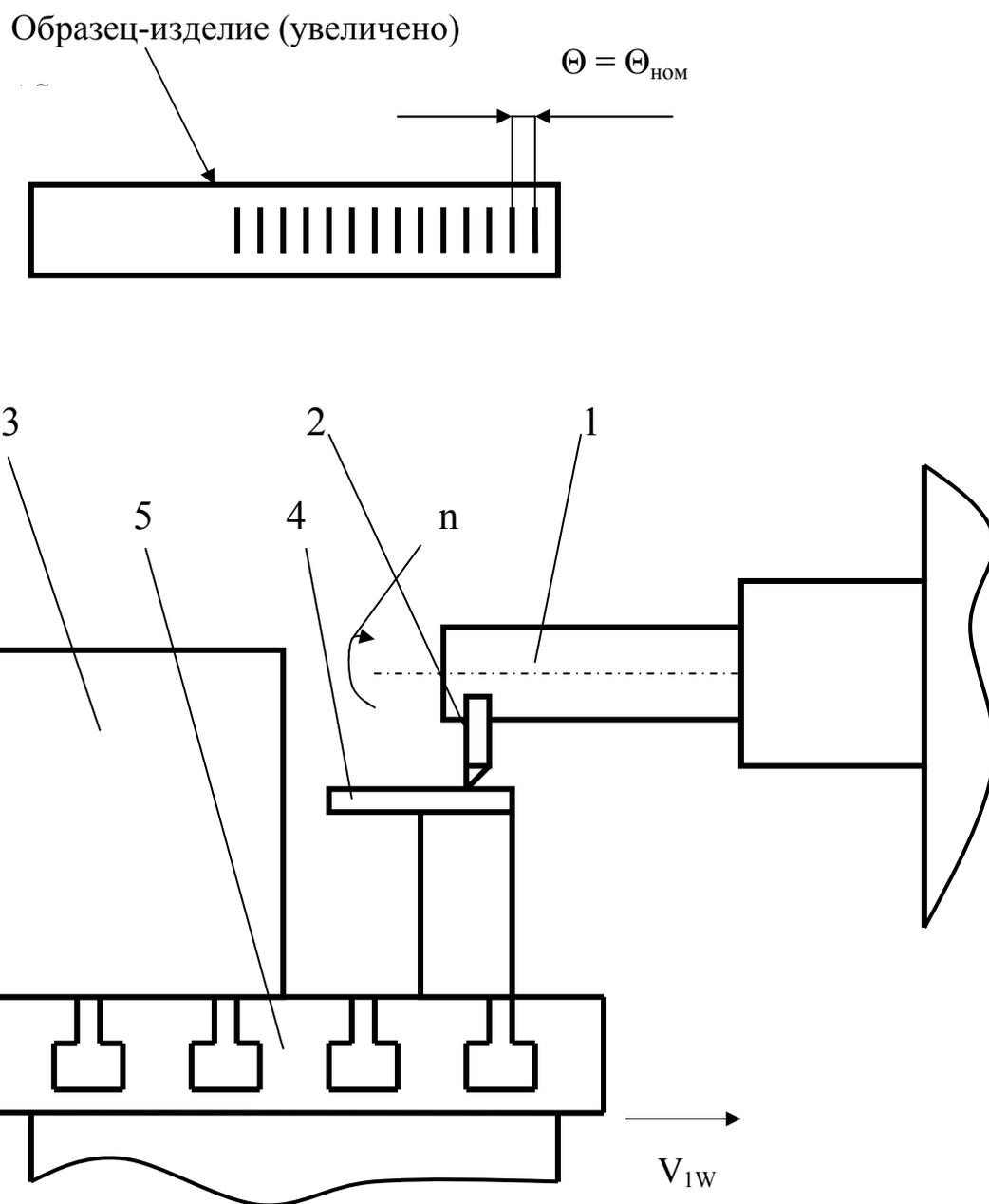


Рисунок 38 – Схема экспериментальной проверки расчётов

Пояснение к рисунку 38: Номинальный шаг рисок  $\Theta_{НОМ}$  равен отношению скорости  $V_{1W}$  перемещения стола к частоте  $n$  вращения шпинделя. В уравнении для  $\Theta \Delta S$  берут со своим знаком (опережение плюс, запаздывание минус). 1 – выдвижной шпиндель станка; 2 – резец; 3 – нагрузочная деталь; 4 – образец-изделие, жёстко закреплённый на стойке (либо на нагрузочной детали); 5 – стол станка.

Учитывая ограничения  $\Sigma_{LD}$  уравнения, имеем:  $\Delta S_{\max} = 57$  мкм. Как происходит отклонение фактического движения стола от номинального при периодических колебаниях показано на рисунке 37.

**Режим 2.** При скорости  $V_{2W} = 5,25 \cdot 10^{-4}$  м/с движение стола происходит с уменьшением амплитуды (колебания затухают). Рассчитаем амплитуду первого скачка  $a_0 = 7 \cdot 10^{-5}$  м; вычислим циклическую частоту колебаний стола

$$\omega = 5,73\pi \text{ Гц.}$$

и компоненту логарифмического декремента затухания колебаний  $\Omega = 2,69$ . Уравнение колебаний стола  $W$ , м, будет иметь вид

$$W = 7 \times 10^{-5} \exp(j18 - 2,69)t$$

Время, затраченное на деформацию элементов привода до начала движения

$$t_{V2} = \frac{7663,6 + 1730,5}{1,43 \times 10^9 5,25 \times 10^{-4}} = 0,013 \text{ с.}$$

Погрешность по времени, вызванная наличием зазора в шариковой винтовой передаче

$$t_{V1} = \frac{0,00004}{0,000525} = 0,0762 \text{ с.}$$

Полная погрешность по времени равна

$$\Delta t = 0,0762 + 0,013 = 8,92 \cdot 10^{-2} \text{ с.}$$

Динамическая составляющая погрешности подачи стола  $\Delta S^P$ , м,

$$\Delta S^P = -i^P \{ 7 \times 10^{-5} \exp(-2,69t) (18 \sin 18t + 2,69 \cos 18t) 8,92 \times 10^{-2} \} \leq \Sigma_{LD}$$

Время переходного периода стремится к одной секунде. Своего максимального значения  $\Delta S_{max} = 88$  мкм, погрешность перемещения достигает в начале разгона стола при  $t = 0,087$  с. С учётом ограничений уравнения  $\Delta S_{max} = 57$  мкм. В конце разгона, когда движение становится устойчивым, пиковое значение  $\Delta S_{max}$  не превышает 5 мкм. Экспериментальную проверку значений  $\Delta S_{max}$ , полученных в примере для режима 1 производили на прогревом станке, отработавшем не менее 4 часов. На момент проверки, станок имел значение энтропийного коэффициента стабильности позиционирования и координатных перемещений стола 0,24 - 0,29.

Динамическую составляющую погрешности перемещения для режима 1 оценивали по изменению шага риска, оставляемых вращающимся резцом на образце-детали (см. рисунок 38). Зазор в шариковой винтовой передаче составлял  $U = 90$  мкм. Шаг риска  $\Theta$  измеряли на микроскопе УИМ – 21 с точностью до  $\pm 0,002$  мкм. Поскольку  $\Delta S_{max}$  четырнадцать раз в течение одной секунды принимает значение равное нулю, то значение  $\Delta S_{max}$  можно зарегистрировать только при совпадении координат максимума  $\Delta S$  и риски. Совпадение координат получали последовательным смещением координаты первой риски относительно резца. Величину смещения контролировали по показаниям датчика станка с точностью  $\pm 0,004$  мкм. Математическое ожидание экспериментально полученной величины  $\Delta S_{max}$  равно 75 мкм. Среднее квадратичное отклонение  $3\sigma = 24$  мкм.

## 4 Методы диагностирования технологических модулей

Алгоритмы и модели системы упреждающего управления технологическим оборудованием основаны на своевременной диагностике.

Основная цель методов предупредительной диагностики в процессе эксплуатации технологических модулей – определить момент наступления ремонта с резервом по времени для образования производственного задела деталей. В этом случае основной функцией подразделений, отвечающих за управление оборудованием предприятий, будет своевременная оценка состояния станков и приспособлений. Это определяет необходимость развития методов диагностирования с последующим поузловым ремонтом оборудования в специализированных ремонтных подразделениях или предприятиях.

В качестве специализированных ремонтных предприятий могут выступать заводы-изготовители оборудования. Они могут обеспечить как полный, так и поузловой ремонт. Однако при этом следует учитывать фактическую потребность модуля в ремонте. Фактически необходимый вид ремонта можно установить на основании предупредительной диагностики. По результатам диагностирования определяют категорию технического состояния оборудования. Это предопределяет состав ремонтного воздействия и затраты на него. Технические требования, устанавливаемые для ремонтного воздействия, согласовывают с руководящими материалами по проведению ТО, О, Т, СР, КР. С целью экономии средств подэтап «диагностирование» проводят в период ограниченный вариационным разбросом сроков проведения ремонтных работ.

Предлагаемые методы диагностирования осуществляют с использованием стандартных измерительных средств, предназначенных для проверки, настройки и регулирования оборудования. На ЛРЗ для контроля крупногабаритных запасных частей подвижного состава применяют нестандартные и специализированные измерительные средства.

Диагностирование оборудования, задействованного в технологических операциях по производству подобных запасных частей, осуществляют с применением указанных средств. В качестве поверочных устройств используют контрольно-измерительные оправки. Технические требования, предъявляемые к данным оправкам, включают в себя жёсткие допуски на отклонение от цилиндричности, не превышающие 0,002 мм. Изготовление, транспортировка, хранение и использование столь прецизионных изделий в условиях ЛРЗ предполагает дополнительные затраты. Механические повреждения, перепады температуры, возможные негативные воздействия со стороны производственной среды могут привести к неустраняемым дефектам контрольно-измерительных оправок. Особенно, если они имеют сложную пространственную конфигурацию.

Для уменьшения стоимости производства контрольно-измерительных оправок для проверки станков на геометрическую точность, а также снижения расходов по их транспортировке и хранению, необходимо ослабить требования к точности изготовления установочной и поверочной частей оправок. Аналитические методы проверок станков, приведённые ниже, могут устранить противоречие по требованиям к точности оправок и допускаемым погрешностям проверки станков на геометрическую точность.

#### **4.1 Оценка технического состояния станков методом разделения составляющих погрешности**

Предлагаемый метод определения точности системы станок-приспособление позволяет произвести корректную оценку происхождения погрешностей обработки и своевременно производить операции технического обслуживания и ремонта оборудования ЛРЗ. Он основан на операции выделения значений действующих погрешностей из общего результата измерения, который представляет собой интегральную величину. Такую возможность даёт аналитический метод, объединяющий

преимущества методов расчёта точности векторных величин кинематических и динамических систем и метода разностных измерений [31].

Первоначально, результат проверки технологического модуля на геометрическую точность представим в виде

$$G(\zeta) = g(\zeta) + \delta(\zeta),$$

где  $G(\zeta)$ ;  $g(\zeta)$ ;  $\delta(\zeta)$  – детерминированные функции, соответственно, измеренная, искомая и функция погрешности.

Набор координат  $\zeta$  представляют в виде:  $XYZ$ , при измерении отклонений от плоскостности, параллельности и перпендикулярности или в виде набора цилиндрических координат  $\rho\varphi z$ , при измерении отклонения от цилиндричности, радиального и торцового биения.

Для того чтобы разделить погрешности, используем при проверке на геометрическую точность разностные измерения. При этом выделение значений компонент действующих погрешностей из измеренной суммарной погрешности осуществляем с применением разностной функции

$$G(\zeta) = g(\zeta + \lambda) - \delta(\zeta),$$

где  $\lambda$  – заданное смещение координаты  $\zeta$  контролируемого показателя при условии несмещённости функции погрешности  $\delta(\zeta)$ .

При проверке станков на точность необходимо производить смещение поверхности контрольно-измерительной оправки относительно измерительной базы. Но не для всех проверок это возможно осуществить.

Рассмотрим методические особенности построения разностных измерений, в результате которых можно алгоритмически определить компоненты, составляющие погрешность.

Рассмотрим последовательность определения  $g(\zeta)$  и  $\delta(\zeta)$ . Определение  $g(\zeta)$  основано на непосредственном сравнении результатов измерения  $G_I(\zeta + \lambda)$

и  $G_2(\zeta)$  при фиксированном значении координаты  $\zeta$  первого измерительного устройства. Основываясь на приведённых выше формулах, получим

$$\Delta G(\zeta) = g(\zeta + \lambda) - g(\zeta).$$

При определении  $\delta(\zeta)$  сравнивают результат измерения  $G_2(\zeta + \lambda)$  индикатором 2 в положении 1 (см. рисунок 39) с результатом измерения  $G_1(\zeta + \lambda)$  индикатором 1 в положении 2, смещённым относительно первого на расстояние  $\lambda$ . Для выражения величины суммарной погрешности, имеем

$$\begin{aligned} G_2(\zeta + \lambda) &= g(\zeta + \lambda) + \delta(\zeta), \\ G_1(\zeta + \lambda) &= g(\zeta + \lambda) + \delta(\zeta + \lambda). \end{aligned}$$

Находя разность данных уравнений, получим

$$\Delta G(\zeta + \lambda) = \delta(\zeta + \lambda) - \delta(\zeta).$$

Дальнейшее определение  $g(\zeta)$  и  $\delta(\zeta)$  строят по общему алгоритму [31] с использованием соответствующей разностной функции.

Значение  $\Delta G(\zeta)$  можно получить разложением в ряд выражения  $g(\zeta + \lambda)$  по степеням  $\lambda$  в некоторой фиксированной точке  $\zeta_0 = 0$ . Имеем

$$\Delta G(\zeta) = g(\zeta)\lambda + \sum_{j=1}^N \frac{g^{(j)}(\zeta)}{j!} \lambda^j.$$

Используя в качестве начальных условий  $g(\zeta) = C$ , где  $C$  – константа, определяющая начало системы отсчёта проведения разностных измерений. Тогда, имеем

$$\Delta G(n\lambda) = g(n+1)\lambda - g(n\lambda),$$

где  $n$  принимает значения от 0 до  $m - 1$ . Решение данного уравнения даёт значение  $g(\zeta)$  в  $\zeta = n\lambda$  узловых точках. Точность определения функции  $g(\zeta)$  связана с методами её аппроксимации.

Наиболее перспективными являются приближения функции  $g(\zeta)$  с помощью сплайн-функций. Если использовать метод, изложенный выше, хорошие результаты даёт применение интерполирования. Для этого необходимо между узлами интерполирования  $\zeta = n\lambda$  задать приближающий функцию  $g(\zeta)$  полином, затем, проходя по узлам интерполирования, объединяют полученные значения в основной интерполяционный полином.

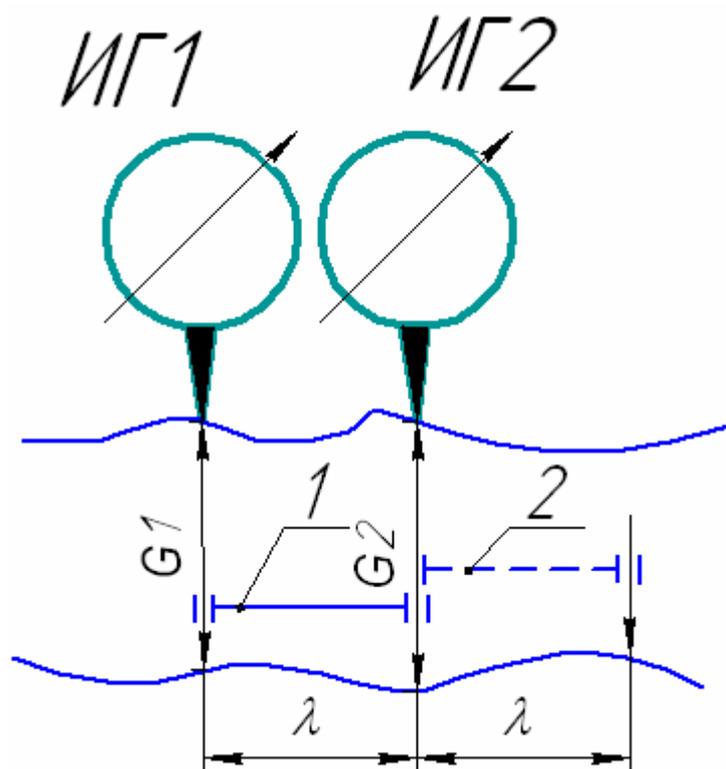


Рисунок 39 – Пример проведения разностных измерений

#### 4.1.1 Метод проверки технического состояния шпиндельных узлов станков для шлифования шатунных шеек коленчатых валов

Используя метод разделения погрешностей, изложенный в подразделе 5.1, а также методы оценки точности механических систем станков,

рассмотрим порядок дефектации кругло-шлифовальных станков для шлифования шатунных шеек коленчатых валов с уменьшением диаметра до ближайшего ремонтного размера. При проверке на точность и настройке станков используют коленчатые контрольно-измерительные оправки. Схема проверки разностным методом представлена на рисунке 40. Поскольку оправка представляет собой жёсткую конструкцию, надёжно установленную в приспособлении станка, то смещения центров установочной и поверочной частей оправки равны  $\Delta O(\varphi)$ . Показания  $G_1$ ,  $G_2$  индикаторов ИГ1 и ИГ2 можно представить в виде векторной суммы

$$\begin{aligned} \overline{G}_1(\varphi) &= \Delta \overline{O}(\varphi) + \overline{P}(\varphi), \\ \overline{G}_2(\varphi) &= \Delta \overline{O}(\varphi) + \overline{P}(\varphi + \lambda), \end{aligned}$$

где  $r$  – радиус поверочной части коленчатой контрольно-измерительной оправки.

Поскольку модуль векторов

$$|\overline{P}(\varphi)| = |\overline{P}(\varphi + \lambda)| = const,$$

то вариационная часть показаний индикаторов  $G_1$ ,  $G_2$  полностью является функцией от величины смещения  $\Delta O(\varphi)$  центра вращения коленчатой контрольно-измерительной оправки.

Величину смещения центра установочной части оправки представим в виде проекций:

- в радиальном направлении –

$$\Delta O_\rho(\varphi) = \Delta \rho \cos(\varphi + \omega t) + \rho \Delta \varphi \sin(\varphi + \omega t);$$

- в трансверсальном направлении –

$$\Delta O_{\varphi}(\varphi) = \Delta \rho \sin(\varphi + \omega t) + \rho \Delta \varphi \cos(\varphi + \omega t),$$

где  $\Delta \rho$  – погрешность смещения центра  $O$  установочной части оправки в радиальном направлении;

$\Delta \varphi$  – погрешность смещения центра  $O$  установочной части оправки в трансверсальном направлении.

Анализ зависимостей  $\Delta O_{\rho}(\varphi)$  и  $\Delta O_{\varphi}(\varphi)$  показывает, что вследствие отклонения движения оправки от вращательного, поверхность её поверочной части будет совершать сложное движение, которое будет неоднозначно регистрироваться измерительными устройствами ИГ1 и ИГ2.

Суммируя проекции  $\Delta O_{\rho}(\varphi)$  и  $\Delta O_{\varphi}(\varphi)$  с соответствующими проекциями  $r(\varphi)$  и  $r(\varphi + \lambda)$  получим, что измерительные наконечники устройств ИГ1 и ИГ2 будут совершать движения, описываемые гармоническими законами. При этом колебания наконечников будут периодически происходить в фазе и противофазе.

Практика проведения проверок на точность с последующим проведением ремонтных работ показывает, что если результаты измерения, полученные за один оборот оправки, можно условно разбить на четыре варианта:

- 1) показания  $G_1, G_2$  имеют одинаковую скорость приращения;
- 2) показания  $G_1$  увеличиваются, а  $G_2$  уменьшаются;
- 3) показания  $G_1, G_2$  имеют одинаковую скорость уменьшения;
- 4) показания  $G_1$  уменьшаются, а  $G_2$  увеличиваются,

либо возможно разбиение на восемь вариантов с сохранением изложенного выше порядка, то, тогда, по значениям  $\Delta O(\varphi)$  можно с вероятностью до 0,95 определить величину износа шеек шпинделя станка, при условии, что на станке используют подшипники скольжения. В случае применения подшипников качения, величина  $\Delta O(\varphi)$  характеризует неустранимый износ тел качения, при условии, что перед проверкой на точность была произведена регулировка опор шпинделя.

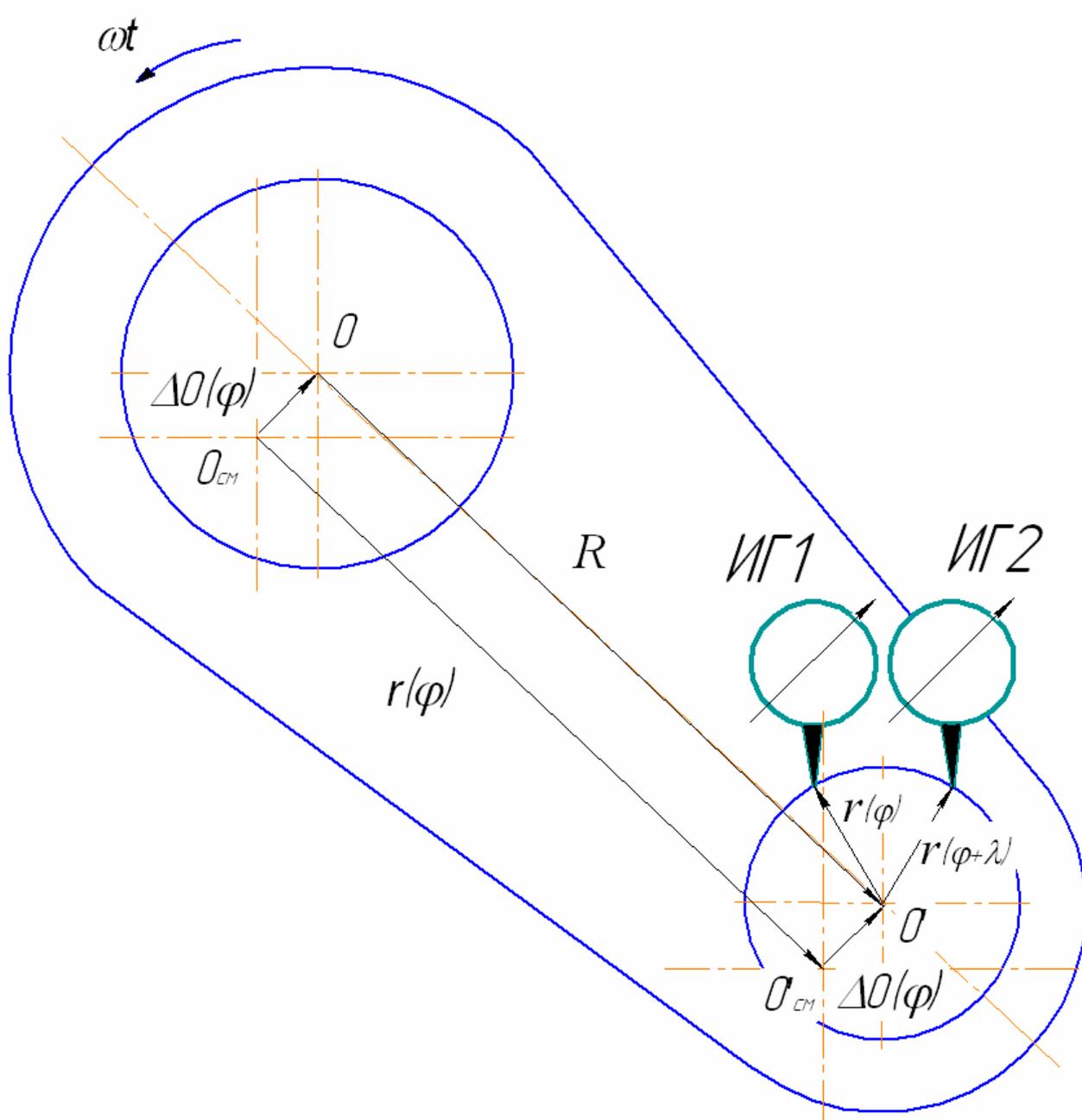


Рисунок 40 – Схема для определения отклонений движения коленчатой оправки от идеального вращательного

В обоих случаях разлагая  $\Delta O_\rho(\varphi)$  и  $\Delta O_\varphi(\varphi)$  на составляющие можно оценить разность  $\Delta \rho$  между координатами точек изношенной поверхности шейки шпинделя, характеризующих его минимальную и максимальную величины, в виде эпюры износа, а также отклонение положения хорды данных точек от выбранного начала отсчёта на угол  $\Delta \varphi$ . Ранее, без

использования методов расчёта точности векторных величин кинематических и динамических систем это осуществить было не возможно.

#### **4.1.2 Метод проверки направляющих станков для шлифования шатунных и коренных шеек коленчатых валов**

Направляющие тяжёлых станков для шлифования шатунных и коренных шеек коленчатых валов дизелей локомотивов представляют собой плоские и V-образные поверхности, между которыми свободно прокатываются ролики, установленные в кассеты.

Операция О системы ППР, предусматривающая проверку состояния направляющих, состоит из разборки станка и поднятия стола весом в 20 тонн.

Затем, извлекают кассеты с роликами, отделяют ролики от кассет и проверяют на разность диаметров. Данная операция весьма трудоёмка. Разборка станка и поднятие стола по трудоёмкости занимают от полутора до двух смен при участии не менее четырёх слесарей-ремонтников 3-го и 4-го разрядов. Проверка роликов на разность диаметров отнимает около двух смен при участии двух контролёров ОТК. Сокращение времени диагностирования технического состояния направляющих качения станков моделей 3А428 и ХШ-335 возможно за счёт проверки различия амплитуд колебаний стола станка в вертикальной плоскости. Измерение амплитуд производят индикаторами МИГ-1 или МИГ-2 при вращении коленчатого вала, установленного на станке.

Эмпирические значения состояния деталей направляющих качения и процентного отношения показаний индикаторов сведены в таблицу 14. В графе «Различие амплитуд» представлены данные, вычисленные по формуле

$$\Delta A = \frac{I_{МИГ1}}{I_{МИГ2}} 100, \quad (4.1)$$



Рисунок 41 – Общий вид станка 3А428

где  $I_{иг1}$  – показания первого индикатора;

$I_{иг2}$  – показания второго индикатора.

Измерения амплитуд производили на малых и максимальных оборотах шпинделей изделия станка с переустановкой коленчатого вала. Показания суммировали и определяли среднее значение по каждому индикатору. Затем, находили отношение средних показаний по формуле (4.1).

Величина износа роликов представлена в графе «Максимальный износ роликов» и представляет собой величину остаточного диаметра, выраженную в процентном отношении к первоначальному диаметру. Измерения диаметров роликов производили пассаметрами с точностью до 0,002 мм. Измерения износа плоскостей направляющих производили с помощью поверочных линеек. Износ оценивали по зазору между поверхностью направляющих и линейки. В качестве первоначальной информации о состоянии поверхностей направляющих использовали данные о точности их

изготовления на Харьковском станкостроительном заводе им. С.В. Косиора (Украина).

Необходимо отметить, что предлагаемый метод оценки состояния направляющих шлифовальных станков возможен к применению только для регистрации износа роликов находящихся в кассетах расположенных в крайних точках стола. Данные, приведённые в графе «Износ несущих плоскостей» получены также с периферийных областей направляющих станины и стола. Если максимум износа элементов направляющих качения приходится на серединные области, то регистрация их износа по предлагаемому методу затруднительна. В этом случае количественные зависимости имеют отличия от приведённых в таблице 14.

Таблица 14 – Сопоставление износа направляющих и разности амплитуд колебаний стола

Модель станка	Различие амплитуд, %	Максимальный износ роликов, %	Износ несущих плоскостей, мкм
ЗА428	87 - 98	96 - 98	10 - 15
	80 - 90	90 - 95	10 - 15
	65 - 75	82 - 88	20 - 30
ХШ335	85 - 95	91 - 94	10 - 15
	78 - 85	85 - 95	10 - 15
	60 - 78	75 - 85	15 - 20

Эмпирические материалы по предлагаемому методу были собраны при проведении О на станках моделей 3А428 и ХШ-335, а также при замене кассет с роликами в направляющих качения указанных станков.

#### **4.2 Диагностирование колёсотокарных станков**

Системы автоматического управления копированием подразделяют на: механические, гидравлические, электромеханические. По выходным сигналам различаются однопараметрические и двухпараметрические. По количеству управляемых одновременно координат – однокоординатные и многокоординатные.

Рассмотрим принцип действия гидравлического следящего привода с четырёх кромочным золотником. Гидравлический привод данной конструкции используют, с различной степенью модификаций, в тяжёлых станках модели 1836М10 производства Украинского ОАО «Краматорский завод тяжёлого станкостроения» (КЗТС). Станок 1836М10 представлен на рисунке 42.

Как было показано в подразделе 3.1 при расчёте выходных погрешностей устройства, согласно методу расчёта векторных величин, возможен расчёт ошибок исследуемого устройства только с использованием двух систем координат, при условии, что процесс взаимосвязи между координатами известен, либо он может быть определён с заданной достоверностью.

В рассматриваемом случае одна (входная) система координат будет связана с контактным пальцем, взаимодействующим с копиром и совершающим движение обката. Вторая (выходная) система координат будет связана с резцом, совершающим движение профилирования детали – бандажа железнодорожной колёсной пары. Считаем, что входная система координат совершает идеальное движение, полностью соответствующее профилю копира. Уравнения движения выходной системы координат

определяются характером действия системы сил со стороны гидравлических цилиндров и силы резания материала.

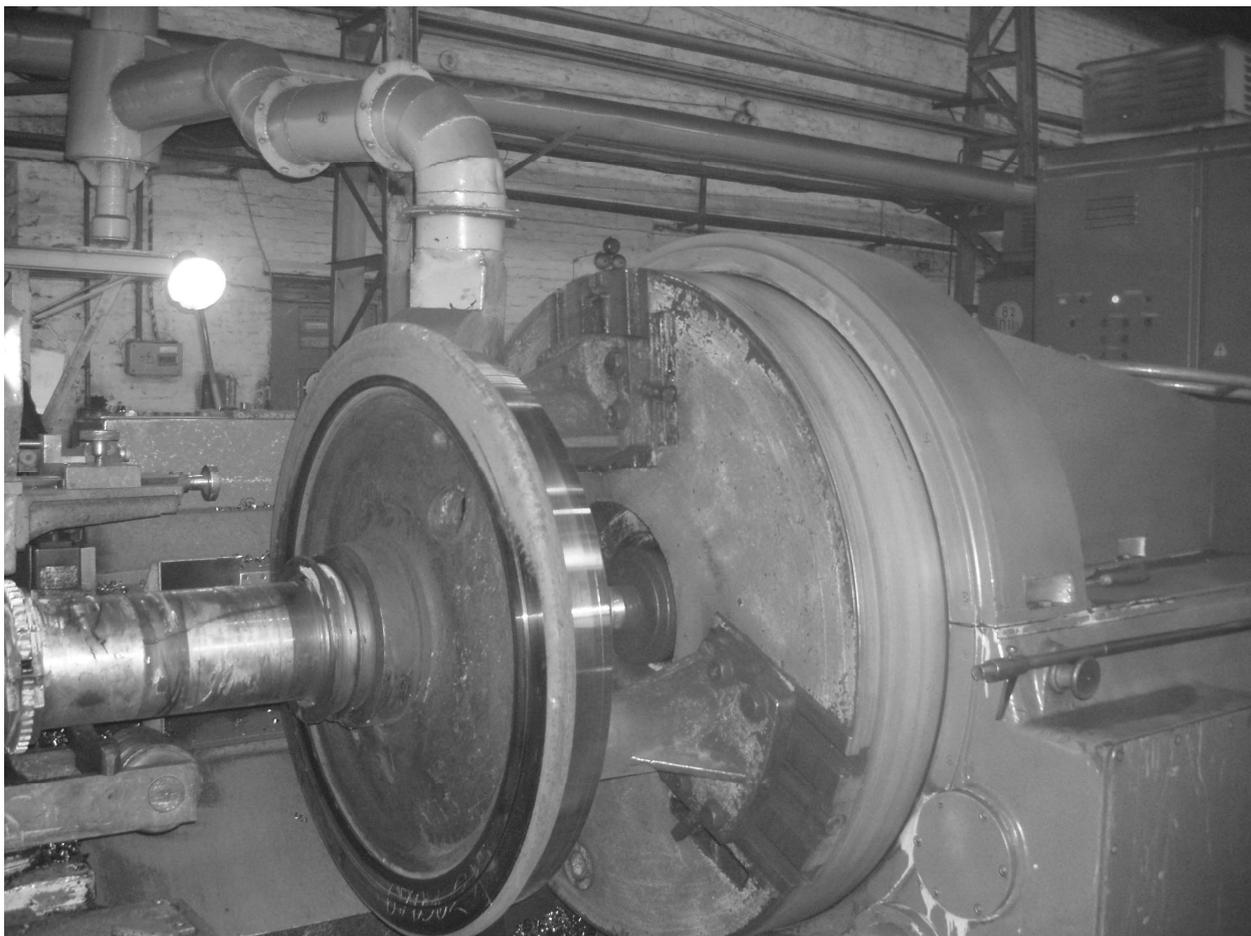


Рисунок 42

Основным уравнением связи между данными системами координат будет выполнение условия постоянства линейного расстояния  $K_A$  между точкой контакта копира и пальца, а поле допуска на образуемый размер  $\Delta$  должно быть больше суммы скоростной ошибки автоматического устройства управления копированием и тяговой ошибки устройства.

Скоростная и тяговая ошибки системы автоматического управления копированием полностью определяются процессами, происходящими в гидравлической части системы, и характером нагрузки на выходном звене устройства управления. Однако они определены только для линейных систем, где величину  $K_A$  определяют вдоль одной определённой обобщенной координаты, хотя в автоматических устройствах, действующих в условиях

реального производства, такое положение редкость. Обычно погрешность раскладывается по нескольким обобщённым координатам. Сила резания также представляет собой вектор, направленный по режущему клину, и не всегда совпадающему по направлению с направлением величины  $K_d$ . Следовательно, точное решение задачи определения ошибок слежения системы автоматического управления копированием возможно только при использовании пространственно-временных векторных размерных цепей.

Следящий гидравлический привод, используемый в станках модели 1836КЗТС и его модификаций, представляет собой двухкоординатную систему, где управление исполнительным органом (резцом) осуществляют посредством двух силовых гидравлических цилиндров подающих резец в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Направляя оси обобщённых систем координат, связанных с пальцем копировального устройства и резцом, вдоль направления движения штоков гидроцилиндров и рассматривая условия движения пальца копира и резца вдоль профиля бандажа получим, что направление компонент силы резания – осевой и радиальной – изменяется в процессе обхода профиля бандажа. Данное изменение направления компонент силы резания материала в пространстве и во времени, меняет условия работы гидросистемы. Здесь также необходимо учитывать пространственно-временные погрешности силы резания. С изменением направления прилагаемой нагрузки меняется величина тяговой и скоростной ошибки следящего гидравлического привода, направленная по каждой из обобщённых координат.

Номинальное значение уравнения движения резца определим согласно уравнению криволинейной поверхности профиля бандажа железнодорожной колёсной пары. Поскольку аналитическое задание подобной кривой невозможно, задаём функциональную зависимость посредством аппроксимации участков профиля. Погрешность (отклонение) движения исполнительного органа от номинала определим решением уравнения движения резца под действием сил со стороны гидроцилиндров и реальной

силы резания (номинальная сила, определённая согласно справочным данным, плюс погрешность, вычисленная согласно методу, изложенному в подразделе 3.1).

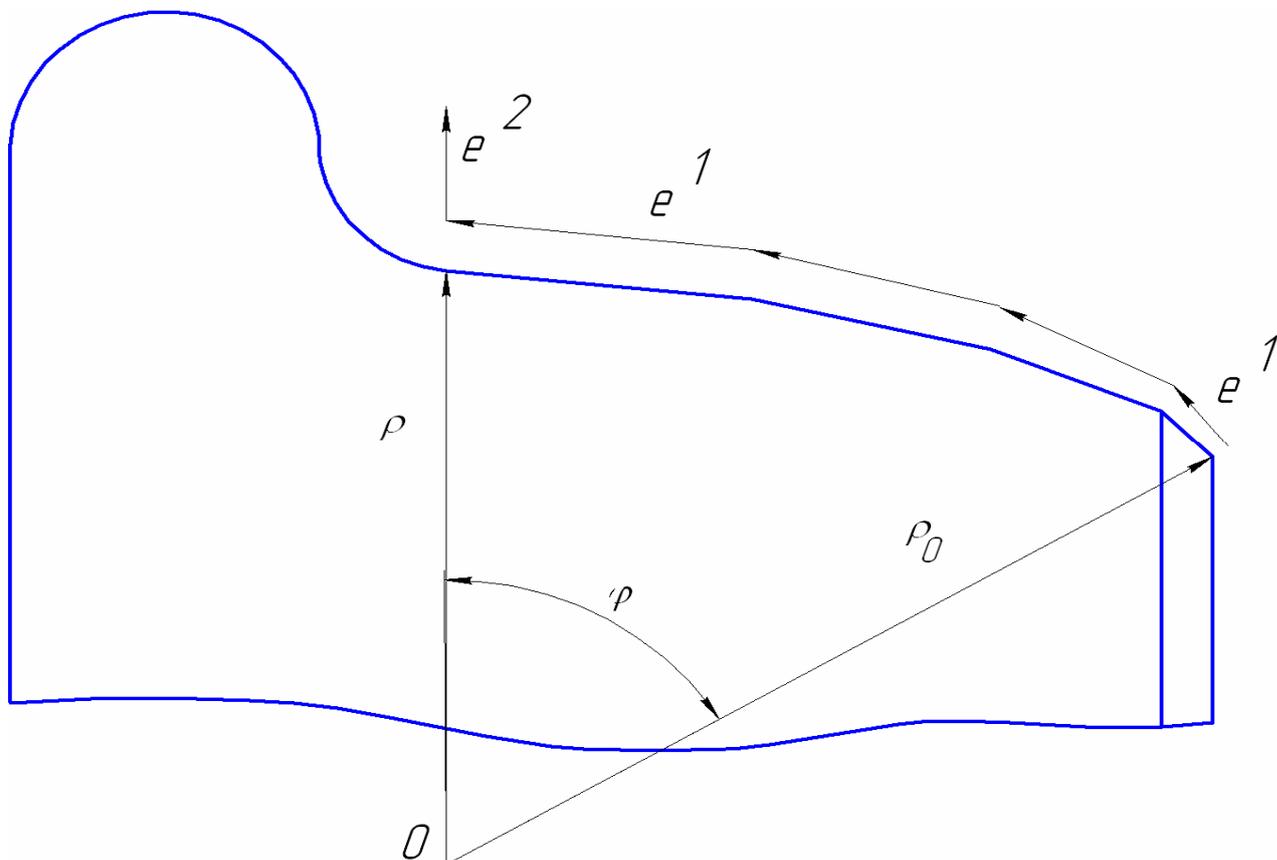


Рисунок 43 – Система координат, заданная на поверхности круга катания бандажа

Отклонение реального движения от номинального определяют как векторную сумму компонент тяговой и скоростной ошибок системы автоматического управления копированием, определённым вдоль обобщённых осей силовых цилиндров исполнительного устройства и спроецированным на направления  $e^1$ ;  $e^2$ ;  $e^4$  (см. рисунок 43).

Уравнение связи систем координат в векторной форме определяем из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} K^2_A + \Gamma_{44}^1 T e^1 \Delta t + \Gamma_{44}^4 T e^4 \Delta t = const, \\ \Gamma_{44}^1 T e^1 \Delta t + \Gamma_{44}^4 T e^4 \Delta t \geq \Delta e^2, \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

где  $K^2_A$  – линейное расстояние между точкой контакта копира и пальца, направленное перпендикулярно поверхности круга катания бандажа;

$\Delta e^2$  – проекция величины поля допуска на направление орта  $e^2$ ;  $e^1$  – орт направления обхода контура бандажа;

$e^4$  – орт времени и движения;

$\Gamma_{44}^4 T$  – оператор, характеризующий скоростную ошибку автоматического устройства управления копированием;

$\Gamma_{44}^1 T$  – оператор, определяющий тяговую ошибку устройства.

Т.е. каждый из членов уравнения связи (4.2) представляют в виде компоненты вектора направленной вдоль  $i$ -й обобщённой координаты. Значения тяговой и скоростной ошибки вычисляют только в зависимости от действия компоненты силы резания направленной вдоль исследуемой координаты. Следовательно, величина относительной нагрузки привода приобретает свою направленность и разделяется по направлениям на каждый гидравлический цилиндр привода. Исходя из величины относительной нагрузки, производят расчёт операторов тяговой и скоростной ошибок, затем определяют погрешность профиля бандажа.

Аналогичный метод расчёта точности гидравлических копируемых устройств был осуществлён на Оренбургском ЛРЗ. Были произведены испытания на опытных образцах и собраны данные производственной статистики. Выработаны рекомендации по снижению погрешности копирования за счёт уменьшения скорости слежения.

Правильность расчётов выполненных согласно предлагаемому методу подтверждает то обстоятельство, что расчёты, произведённые на Оренбургском ЛРЗ, экспериментальные данные, данные производственной статистики и результаты вычислений, полученные на основе изложенных выше уравнений, показывают, что наибольшая погрешность обработки

бандажа колеса железнодорожной пары проявляется во впадине гребня. Разработан метод снижения данной погрешности за счёт изменения скорости слежения. На станках моделей 1836M10 предложены дополнительные методы регулировки пространственного расположения копира. Однако при этом необходимо корректировать положение копира относительно профиля круга катания колеса.

Анализ значений компонент, составляющих погрешность копирования, показывает, что основными причинами роста погрешности во впадине гребня являются: износ направляющих суппортов станка 1836M10; утечки в гидравлике; износ деталей датчиков управления копированием.

#### **4.3 Аналитический метод диагностирования состояния направляющих тяжёлых станков**

Наблюдениями за плавностью перемещения столов тяжёлых станков отмечено, что на станках одной модели или близких по конструктивным и эксплуатационным параметрам имеются существенные отклонения в устойчивости движения. Это вызвано погрешностями изготовления и монтажа. Поэтому предлагаемый метод был апробирован на станках, у которых процесс приработки направляющих был завершён. Реализацию предлагаемого метода проводят на прогретых станках, т.к. в начале работы наблюдается существенная нестабильность позиционирования и перемещения узлов тяжёлых станков. Это может исказить результаты аналитической оценки состояния направляющих.

Основой анализа состояния поверхности направляющих является решение задачи обратной от изложенной в подразделе 3.2.3. Для этого были проведены предварительные исследования, устанавливающие аналоговые зависимости между значениями  $\Delta S_{max}$  и качеством поверхности направляющих.

Разработанный диагностический метод оценки качества поверхности направляющих металлорежущих станков основан на анализе достигаемой технологической точности оборудования по параметрам «шероховатость» и «волнистость» обработанной поверхности. Новый метод диагностирования был применён к крупным токарным, тяжёлым продольно-фрезерным и горизонтально-расточным станкам. Предлагаемый метод имеет следующие преимущества:

- 1) снижение трудоёмкости проведения О. Особенно О перед КР, который по трудозатратам на 10 % превышает предыдущие;
- 2) непрерывный анализ состояния поверхностей направляющих во время использования по назначению технологических модулей.

При перемещении РОС по направляющим, имеющим локальные дефекты: сколы и задиры загрязнённые отходами обработки, технологическая система получает импульсные возмущения. Это негативно отражается на качестве получаемых поверхностей деталей. Состояние направляющих базовых деталей станков и наличие на них инородных предметов проверяют при проведении О. О крупных и тяжёлых станков – трудоёмкая операция ремонтного цикла оборудования. Например, проведение О части направляющих тяжёлых фрезерных или горизонтально-расточных станков, расположенных в зоне постоянно перекрываемой столом станка и защитными элементами, требует разбора нижней части стола и его привода.

Опишем принцип оценки отклонения макрогеометрии и вероятности попадания на поверхность направляющих инородных предметов (далее – дефектов). Составление дифференциальных уравнений движения РОС по направляющим, содержащим дефекты, затруднено тем, что система уравнений должна содержать компоненты, описывающие апериодическое скачкообразное движение узла. Замедления в движении узла, с последующим переходом на скачок, происходят из-за импульсных возмущений, порождаемых зацеплением перемещающегося узла станка с краевой

областью дефекта. Дефекты поверхности направляющих базовых деталей оцениваем путём анализа импульсов, которые влияют на параметры отметок оставляемых инструментом на поверхности обрабатываемой заготовки. В упругой системе станка каждый импульс возбуждает быстро затухающие колебания, которые на технологическом приспособлении и инструменте реализуются в виде взвешенной интегральной суммы колебаний, зависящей от передаточной функции системы станка (или его отдельных узлов).

Значения отклонения макрогеометрии и возможность наличия инородных тел между направляющими можно определить, установив связь между параметрами дефекта и величиной амплитуды импульса. Амплитуду импульса определим из величины силы затраченной на упругое смещение элементов привода РОС по известным соотношениям [14]. Например, значение силы взаимодействия ползуна и направляющей можно представить в виде

$$F_{LTA} = C \{W_{\max} - W_{\min}\}_{LTA},$$

где  $C$  – жёсткость привода по направлению движения ползуна;

$\{W_{\max} - W_{\min}\}_{LTA}$  – величина смещения ползуна вызванная замедлением движения и определённая по оси движения ползуна.

Тогда значения коэффициентов  $\Gamma_{pq}^n$  примут простой вид

$$\Gamma_{pq}^n = \frac{F_{LTA}}{m}, \quad (4.3)$$

где  $m$  – масса ползуна.

Для нахождения зависимости  $\Gamma_{pq}^n$  от характеристик дефекта введём безразмерный коэффициент сопротивления движению  $\Lambda$ . Если выразить  $\Lambda$  через габариты и свойства материалов инородного тела и направляющих, то параметры дефектов определяют решением уравнения (4.3). В первом приближении можно записать

$$\Lambda mg = F_{LTA}, \text{ тогда } \Gamma_{pq}^n \approx \Lambda, \text{ т.к. } \mathbf{g} = \text{const.}$$

Значение коэффициента сопротивления движению  $\Lambda$  определяли расчётно-экспериментальным путём. Для этого измеряли колебания, возникающие при движении по направляющим с единичным дефектом (группой локально расположенных дефектов), размеры и положение которого известно. Вызываемые этим дефектом отклонения шага рисунок на поверхности заготовки (образца-изделия) регистрировали. Из регистрируемой величины исключали значение погрешности привода, перемещаемого РОС.

Силу  $F_{LTA}$  рассчитывали по изменению силы тока, которая характеризует изменение крутящего момента на валу тягового электродвигателя привода, т.к. по изменению момента можно косвенно оценить силу, необходимую для деформации инородного тела и элементов направляющих. Дополнительно  $F_{LTA}$  определяли решением уравнения движения РОС в зависимости от шага рисунок оставляемых инструментом на заготовке при глубине резания от 0,05 до 0,1 мм.

Из практики проведения ремонтных работ известно, что при попадании между поверхностями направляющих инородного предмета наибольший по величине след остаётся на наименее твёрдой поверхности. Результаты измерения габаритов данных следов, крутящего момента, нормальной нагрузки и шага рисунок сопоставляли. Затем сравнивали величину импульса, воздействующего на узел станка, с параметрами дефекта.

В завершении определяли значение  $\Lambda$ . Применительно для пар трения бронза – чугун, ЦАМ – чугун, текстолит – чугун, имеющих вкрапления инородных предметов в вязком материале, используем наиболее простой таблично-словесный способ задания функций (см. таблицу 15).

Таблица 15 – Соответствие значений  $\Lambda$  и  $\Gamma_{pq}^n$  состоянию направляющих

Оценка состояния направляющих	$\Lambda_{\max}$	$\max(\Gamma_{pq}^n)$
Шероховатость поверхности и геометрические погрешности соответствуют техническим условиям на изготовление	0,4 - 0,8	3,92 - 7,85
Поверхность направляющих после приработки	0,1 - 0,6	1,0 - 5,9
Наличие изгиба стола, сколы и задиры	1,1 - 1,3	10,8 - 12,75
Задиры, заполненные стружкой	1,4 - 1,8	13,73 - 17,68
Зацепление крепежом за край задира на направляющих	1,8 - 2,8	17,68 - 27,48



Рисунок 44 – Обработка корпуса тягового двигателя на станке 2А636

Проверку метода провели на станках моделей РТ-117, 2А636, 2К637, 2Е656. Съём виброинформации, обработку данных, измерение шероховатости и волнистости поверхности деталей, обработанных на станках, производили силами квалифицированных сотрудников центральной измерительной лаборатории Оренбургского ЛРЗ. Регистрации и анализу подвергали те детали, геометрия поверхности которых несла информацию об изменении состояния направляющих. Следы, оставляемые резцом на поверхности заготовки, представляют собой периодически повторяющиеся широкие риски с выступами между ними. Наиболее часто встречающиеся следы – одиночная риска или выступ.

В таблице 15 даны результаты предварительных исследований, полученных на станке 2А636Ф1 (см. рисунок 44) при скорости перемещения стола от 10 до 70 мм/мин. Это аналоговые зависимости значений  $\Lambda_{\max}$  и качества поверхности направляющих.

Например, при износе антифрикционных накладок до элементов крепления (нижняя строка), коэффициенты  $\Gamma_{pq}^n$  представляют собой периодические функции со значением частоты на порядок меньше частот, действующих в системе тяжёлого станка. В тоже время амплитуда на порядок превышает обычные значения.

Необходимо отметить, что значения  $\Lambda_{\max}$  можно определить со значением доверительного уровня 0,05 только для одной модели станков, выполненной по единому конструкторско-технологическому проекту.

#### **4.4 Диагностирование силовых элементов станочных приспособлений**

Эксплуатация приспособлений в условиях машиностроительных предприятий приводит к износу его элементов. Максимальному износу подвержены детали механизмов закрепления. Износ влияет на геометрию поверхности деталей механизмов-усилителей и, как следствие, изменяет

направление и снижает силу закрепления. Повышается вероятность потери эффекта самоторможения.

В данном параграфе на основе теоретических и экспериментальных исследований получены значения коэффициента запаса для расчёта усилия закрепления ЭЗУ. Условия расчёта:

- 1) износ силовых элементов механизмов-усилителей;
- 2) ограничение по величине перемещения (либо углу поворота) СЭ.

СЭ – деталь, изменяющая направление и величину силы  $P$  передаваемой ЭЗУ от привода к заготовке.

После того как произошла приработка деталей механизма зажима, сила закрепления  $Q$  не изменяется, а в некоторых случаях возрастает из-за изменения угла подъёма и уменьшения коэффициента трения. Затем, с увеличением износа  $U$ , у механизмов со значением перемещения СЭ не имеющем конкретного значения, сила закрепления начинает изменяться в процессе зажима. Это повышает вероятность дополнительного смещения заготовки при установке, что нежелательно. У механизмов-усилителей с фиксированным значением угла поворота или перемещения рукоятки происходит уменьшение расстояния между прихватами (прижимами) и поверхностью СЭ. Тогда, для закрепления заготовок одного типоразмера с одним и тем же усилием необходимо СЭ поворачивать на больший угол (перемещать на большее расстояние). В противном случае будет уменьшаться натяг  $N$  между СЭ и деталью, передающей усилие к прихватам. Натяг, в данном случае, не что иное, как контактные деформации между СЭ и сопряжённой деталью (гайка, плунжер, толкатель, прихват). От его величины зависят упругие смещения деталей всего ЭЗУ. Эти смещения характеризуют силу упругости, которая определяет силу закрепления заготовок.

При износе СЭ у механизмов с фиксированным значением угла поворота,  $N$  уменьшается. Его величина зависит от относительного приращения  $\delta h$  поверхности при движении СЭ. От величины  $\delta h$  зависит

также передаточное отношение  $i$  ЭЗУ. Согласно [18],  $i$  равно отношению перемещения СЭ к перемещению сопряжённой детали. Для цилиндрических и вращающихся деталей наиболее удобным представляется задание профиля детали в цилиндрических координатах. Тогда,  $\delta h$  определяют по формуле

$$\delta h = -\frac{\rho'}{\rho},$$

где  $\rho, \rho'$  – полярный радиус и его производная по полярному углу  $\beta$ .

Износ изменяет не только внешние контуры, но и внутреннюю геометрию СЭ. Он меняет параметры, характеризующие рабочие поверхности СЭ. Износ не возможно измерить по угловой координате. Поэтому,  $U$  исчисляем как разность между размерами исходной поверхности и линией, образуемой экстремалими по направлению  $\rho$ . При этом  $\rho$  изменяет свою функциональную зависимость.

Рассмотрим изменение  $\delta h$  при износе силового элемента. Используя принцип формообразования изнашивающийся поверхности основанный на минимуме энергетических затрат [47], можно сделать вывод: уравнение изношенной поверхности может быть получено взятием полной вариационной производной от функционала энергетического действия износа. Применяя методы нахождения вариационных производных [16], находим уравнение экстремалей, образующих изношенную поверхность.

Аналитическое решение уравнений экстремалей с последующим нахождением  $\delta h$  занимает большой объём, но результаты имеют качественное совпадение с наблюдаемыми на практике (см. рисунок 45).

Поскольку износ представляет собой стохастический процесс, уравнения, полученные методом взятия полной вариационной производной, являются аппроксимирующими. Они представляют собой величину, стремящуюся по значению, либо близкую к математическому ожиданию величины износа в каждой конкретной точке экстремали. Приведём

аналитическую зависимость изменения величины силы закрепления  $\Delta Q$  ЭЗУ, вызванное уменьшением  $i$  и  $N$ .



Клино-плунжерный СЭ



СЭ круглый эксцентрик



СЭ криволинейный эксцентрик

Рисунок 45 – Эмпирические (слева) и теоретические эпюры износа деталей зажимов приспособлений

Используя основное уравнение нелинейной теории точности механизмов, имеем

$$\Delta Q = Q_H - Q_{ИЗ},$$

где -  $Q_H$  – номинальное (расчётное) значение усилия закрепления;

$Q_{ИЗ}$  – усилие, развиваемое ЭЗУ при наличии износа СЭ.

Значения  $Q_H$  и  $Q_{ИЗ}$  находим из размерного и силового анализа ЭЗУ, выполненного по методу расчета точности (смотри подраздел 3.1). Поскольку СЭ ЭЗУ образуют высшие кинематические пары, необходимо дополнение к предлагаемому методу расчёта.

Переход между системами координат деталей ЭЗУ, образующих высшие кинематические пары производят с помощью коэффициентов  $\Psi_q^p$  матрицы передачи между  $q$ -й координатой системы координат, связанной с СЭ, и  $p$ -й координатой, связанной с сопряжённой деталью. Компоненты матрицы  $\Psi_q^p$  представляют собой функции от к.п.д.  $\eta$ ,  $\delta h$  и  $i$ . Их умножают на соответствующие компоненты  $P_n$  силы, передаваемой от привода. Таким образом, осуществляют связь геометрических и силовых параметров исследуемого ЭЗУ

$$Q_m = A_n^m \Psi_n^m P_n e^n, \quad (4.4)$$

где  $A_n^m$  – компоненты матрицы Якоби [16] перехода между системами координат деталей ЭЗУ;

$e^n$  – компоненты вектора, характеризующего направление вектора  $Q$  в системе координат сопряжённой детали (если он задан как функция от орта системы координат СЭ, то матрицу Якоби из формулы (4.4) исключают).

Уравнение (4.4) представлено в векторной форме для пространственных механизмов. При рассмотрении на плоскости оно значительно упрощается. Например, для пары клин-плунжер отличен от нуля только один компонент  $\Psi_q^p$  ( $\Psi \approx \eta \cdot i$  при малом  $U$ ), исключая влияние остальных деталей ЭЗУ и выражая  $e^n$  через  $A_n^m$ , приближенно получим

$$\dot{Q} \approx \eta i P \dot{e}, \quad (4.5)$$

где к.п.д.

$$\eta = \frac{\delta h}{\operatorname{tg}(\operatorname{arctg} \delta h - \sigma)},$$

а  $\sigma$  – угол трения.

Поскольку  $\operatorname{tg} \delta h \approx \delta h$ , а  $i \approx 1/\delta h$ , то формула (4.5), при малых  $\delta h$ , совпадает по форме с зависимостями для клинового механизма при равенстве углов трения между деталями механизма [22].

В системе координат СЭ зависимость  $\Delta Q$  от  $U$  и  $N$  можно записать в упрощённой форме

$$\Delta \dot{Q} = \Gamma_{pq}^n \Psi_q^p P_n (\dot{N}^q - \dot{U}^q), \quad (4.6)$$

где  $\Gamma_{pq}^n$  – коэффициенты связности систем координат (см. [16] и [20]), согласованные с метрикой изнашиваемой поверхности;

$N^q$ ,  $U^q$  – компоненты величин износа и натяга, представленные в виде векторных полей берущие начало на мнимой номинальной поверхности и заканчивающиеся на реальной изношенной.

Формула (4.6) справедлива при величине  $U$  не более 5 % от  $r$ .

Выполняя размерный анализ для расчёта  $N$ , необходимо включать величину контактных деформаций деталей ЭЗУ, в том числе деформации между прижимом и заготовкой. Т.к. метод расчёта точности по 3.1 может учитывать процессы, происходящие в сопряжениях звеньев механизма, то контактные деформации суммируют с входными погрешностями. Получив значение  $N$ , и используя условие влияния износа на безопасность

закрепления:  $\Sigma U \leq N$ , определяют допустимую величину критического износа СЭ при эксплуатации ЭЗУ.

Рабочие поверхности СЭ клиновых и винтовых механизмов после приработки незначительно снижают шероховатость поверхности, что способствует уменьшению угла трения. Но с образованием выпуклостей, впадин и задиров на рабочей поверхности,  $\sigma$  в местах задиров может изменяться скачкообразно на один порядок. Процессы трения влияют на к.п.д. ЭЗУ. Эти изменения снижают надёжность крепления заготовок. Количественную зависимость изменения угла трения определяем из модели, приведённой в [6]

$$\sigma = \arctg[\mu_{CM}(D + R) + I],$$

где  $\mu_{CM}$  – коэффициент смазки;

$D$  – компонент, определяющий сопротивление движению в местах локализации дефектов, когда контурное давление деформирует материал СЭ на такую глубину, что величина деформации не зависит от коэффициента трения;

$I$  – компонент, характеризующий скачкообразное изменение  $Q$ ;

$R$  – составляющая  $\Lambda$ , вызванная изменением мгновенного механического сопротивления относительно перемещению. Как правило,  $R$  мало и ей можно пренебречь.

Доминирует механическое и абразивное изнашивание. Расчётные значения  $\Lambda$  лежат в пределах от  $3^{\circ}10'$  до  $12^{\circ}30'$ .

Окончательно получаем зависимость для компонент коэффициента запаса  $k$ , необходимых при расчёте  $Q$

$$k = \Psi_0 \Psi, \tag{4.7}$$

где  $\Psi_0$  – матрица, построенная на первичных значениях  $\eta$ ,  $\delta h$  и  $i$  ЭЗУ;

$\Psi$  – матрица, аналогичная  $\Psi_q^p$ . Её компоненты получают расчётом для ЭЗУ с изношенными деталями. Затем полученные компоненты возводят в степень  $(-1)$  и составляют матрицу  $\Psi$ .

Решение уравнения (4.7) представляет собой матрицу. При расчёте  $Q$  механизмов-усилителей с изношенными СЭ используют компоненту  $k_Q$ , которая характеризует составляющую  $Q$ , направленную перпендикулярно поверхности закрепляемой заготовки.

Расчёты и результаты наблюдения за эксплуатацией ЭЗУ в производственных условиях показывают, что при увеличении  $\Lambda$  угол подъёма профиля СЭ уменьшается. Взаимная компенсация данных величин исключает скачёрк значения  $k$ .

#### **4.4.1 Расчёт износа элементарных зажимных устройств в зависимости от числа установок**

Методику расчёта износа деталей ЭЗУ в зависимости от числа произведённых деталей составим, беря за основу теоретическую часть работ [19], [47]. Износостойкость поверхности деталей СЭ ЭЗУ оцениваем величиной  $U_S$

$$U_S = \frac{u}{N_{III}}, \quad (4.8)$$

где  $u$  – износ поверхности СЭ, мкм, после зажима  $N_{III}$  деталей. Величину  $u$  измеряют по направлению нормали от новообразованной износом поверхности  $S_U$  к первоначальной неизношенной поверхности  $S_N$

$$u = S_N - S_U.$$

Векторное поле, построенное по полученным величинам в направлении нормали, образует эпюру износа. Уравнение поверхности износа  $S_U$

определяем беря вариационную производную по малой величине  $\delta u$  изменения первоначальной поверхности вследствие установки в приспособлении одной заготовки, либо небольшой партии заготовок

$$\frac{\delta S_U}{\delta u} = \frac{\partial \xi}{\partial x^i} + \frac{d}{dt} \frac{\partial \xi}{\partial x^i}, \quad (4.9)$$

где  $\xi$  – функция относительной скорости скольжения  $V_{СК}$ , удельного давления  $P_Y$  в контакте деталей СЭ и пути  $L$  трения. Вводя интенсивность изнашивания  $I$  поверхностей деталей СЭ, образующих высшую кинематическую пару, и решая уравнение (4.9) относительно параметров  $V_{СК}$ ,  $P_Y$ ,  $L$ , получим

$$u = If(V_{СК})P_Y L, \quad (4.10)$$

где  $f(V_{СК})$  – коэффициент, зависящий от скорости относительного скольжения деталей СЭ [47].

Решая совместно уравнения (4.8), (4.9) и (4.10) получим величину партии деталей  $N_{Ш}$ , которую можно сравнить с техпромфинпланом предприятия и затем назначать время по диагностированию и ремонту технологических модулей производственных подразделений.

Поскольку величина коэффициента гарантированного запаса является вариантом в течение всего срока эксплуатации приспособления, то его значение при проектировании приспособления выбирают исходя из экспертного решения.

## **5 Технические решения, используемые при модернизации технологических модулей**

Модернизация действующего парка технологических модулей преследует достижение следующих целей:

- 1) расширение технологических возможностей модуля;
- 2) автоматизацию цикла работы технологического модуля;
- 3) повышение специализации модуля;
- 4) изменение основного технологического назначения модуля;
- 5) рациональное использование режущего инструмента;
- 6) концентрация операций и переходов;
- 7) сокращение вспомогательного времени;
- 8) улучшение эксплуатационных качеств станков и приспособлений;
- 9) повышение безопасности модуля при эксплуатации.

Наиболее актуальным для ЛРЗ является осуществление модернизации по пункту 3. Технологические модули узкой специализации потребляют меньше энергии при более высоких значениях коэффициента использования оборудования. Повышение специализации модуля одновременно решает ряд проблем, отражённых в пунктах 8 и 9. Модернизация оборудования по пунктам 8 и 9 является проблемой, актуальной для всех видов машиностроительных предприятий.

Улучшение эксплуатационных качеств имеет своей целью сокращение расходов на Т, СР, КР, на вспомогательные материалы, электроэнергию и рабочую силу. Уменьшение расходов на ремонт возможно за счёт повышения долговечности быстроизнашивающихся деталей, узлов и механизмов станков и приспособлений.

Повышение безопасности работы на станке в предлагаемых технических решениях производим за счёт сохранения выходных параметров приспособлений в течение ремонтного цикла модуля.

## 5.1 Зубчатые передачи

Важнейшим резервом повышения долговечности зубчатых передач машин и механизмов и снижения затрат на их содержание и ремонт является уменьшение износа поверхностей зубьев. Основными способами снижения износа являются улучшение качества смазки и изменение характера контакта зубьев (см. технические решения, изложенные в а.с. 67425 и а.с. 1471023 СССР, а также патент США 3438279).

Техническое решение по а.с. 1471023 выгодно отличается от а.с. 67425 и патента США 3438279 тем, что обеспечивает уменьшение коэффициента относительного скольжения зубьев на 21 % при сохранении постоянным передаточного отношения и обеспечении коэффициента  $\varepsilon$  профильного перекрытия  $1 < \varepsilon < 2$ . Однако, формообразование профиля по указанному техническому решению возможно только методом копирования. Поэтому, для снижения трудоёмкости расчёта профиля модульных фрез необходима его автоматизация.

Радиус основной окружности профиля зубьев должен быть равен

$$\rho = r_0 + \left[ \frac{\left( R \sqrt{\frac{A}{\pi m}} - r_0 \right)}{\operatorname{tg} \left( \cos \frac{r_0}{R} \right)} \right] \cdot \psi, \quad (5.1)$$

где  $\rho$ ,  $\psi$  – координаты полярной системы (радиус и угол) с полюсом на оси наименьшего из колёс;

$r_0$  - радиус основной окружности, являющейся эволютой профиля зубьев аналогичного колеса, но с постоянной эволютой;

$R$  - наружный радиус наименьшего колеса;

$A$  – межосевое расстояние;

$m$  - модуль зацепления.

Теоретическое обоснование зависимости получено из следующих соображений. С увеличением радиуса основной окружности увеличивается радиус-вектор  $\rho$  точки контакта зубьев зубчатого зацепления, определённый следующей зависимостью

$$\rho_C = r_C \psi_C,$$

где  $r_C$  – радиус основной окружности соответствующий некоторой С-й точке контакта зубьев передачи;

$\psi_C$  – угол развёрнутости эвольвенты, соответствующий С-й точке.

При увеличении радиус-вектора точек контакта зубьев зубчатой передачи уменьшается коэффициент относительного скольжения зубьев  $\lambda$ , так как последний находится в обратно пропорциональной зависимости от радиус-вектора согласно формуле

$$\lambda = (1 + i_{12}) \frac{P_0 C}{\rho_C},$$

где  $i_{12}$  – передаточное отношение зацепления;

$P_0 C$  – расстояние от полюса  $P_0$  зацепления до С-й точки контакта зубьев;

$\rho_C$  – радиус-вектор точки С.

Необходимо отметить, что величина увеличения радиус-вектора ограничена значением необходимой величины коэффициента профильного перекрытия зубьев  $\varepsilon > 1$ . Приблизённо величину коэффициента перекрытия зубьев можно определить, заменив длину практической линии зацепления длиной теоретической линии

$$\varepsilon = \frac{A \cdot R^2}{\pi m r_o^2}.$$

Для сохранения передаточного отношения постоянным и нечувствительным к монтажным погрешностям необходимо, чтобы отношение радиусов условных основных окружностей было всегда равно передаточному отношению зацепления во всех точках контакта зубьев практической линии зацепления. Исходя из условия  $\varepsilon > 1$ , возрастание радиусов условных окружностей лежит в пределах

$$r_o \leq r \leq R \sqrt{\frac{A}{\pi m}}.$$

В полярных координатах, принимая за параметр угол развёрнутости эвольвенты профиля зуба, получаем зависимость (5.1).

Изменение радиусов основных окружностей зубьев колёс, участвующих в передаче, обеспечивает уменьшение коэффициента скольжения зубьев. Коэффициент скольжения уменьшается для мелкомодульных колёс от 2 % у головки зуба до 7 % у ножки, для крупномодульных от 6,5 % у головки до 21 % у ножки. Коэффициент скольжения изменяется за счёт замены относительного проскальзывания зубьев колеса и шестерни качением. Это достигается за счёт изменения радиуса кривизны поверхности зубьев (см. рисунок 46) в пределах допускаемых коэффициентом перекрытия. Величина износа боковых поверхностей зубьев зацепления уменьшается пропорционально коэффициенту скольжения.

Как видно из рисунка 46 головка зуба колеса по а.с. 1471023 (расположено снизу) к наружному диаметру имеет меньшее сужение. Этот простой факт способствует снижению величины износа зубьев передачи при прочих равных условиях. Поскольку при износе задействован процесс взаимного обката колёс, то с увеличением износа эволютоидный профиль стремиться к эвольвентному.



Рисунок 46

Опытные образцы были установлены на токарно-винторезных станках моделей: 16К20; 1М63; 1Н65. В результате производственных испытаний установлено, что кинематическая точность зубчатых передач с новым профилем сохраняется: у мелкомодульных передач на 12 %, а у крупномодульных на 19 % дольше, чем у передач с базовым профилем.

При изготовлении зубьев колёс методом копирования профиль инструмента должен соответствовать профилю боковых поверхностей зубьев. Для обеспечения возможности получения гаммы профилей зубьев по указанным техническим решениям разработана программа расчёта профиля модульных фрез.

## 5.2 Обгонные муфты

Результаты исследования износа элементов обгонных роликовых механизмов свободного хода в зависимости от режимов использования по назначению изложены в работе [29]. Однако закономерности влияния конструктивного исполнения на эксплуатационные показатели муфт изучены не полностью. Ниже приведены исследования по износу элементов обгонных муфт в зависимости от конструктивных особенностей.

### 5.2.1 Способы модернизации обгонных муфт

К роликовым МСХ, используемым в станочных приспособлениях и автоматических роторных машинах, предъявляют высокие требования к сохранению их выходных характеристик в процессе эксплуатации. Одним из путей повышения надёжности МСХ является их модернизация. Вопросы модернизации МСХ не рассматривали в литературе в течение длительного промежутка времени [42]. Тем не менее, из литературных источников можно выделить три основных способа модернизации МСХ:

- 1) увеличение числа заклинивающих элементов;
- 2) установка пластин твёрдого сплава на рабочую грань звёздочки;
- 3) изменение профиля рабочей грани звёздочки МСХ.

Фактором, улучшающим условие эксплуатации МСХ, является применение смазочных материалов.

Испытания МСХ. Для испытаний было изготовлено два типа МСХ:

- 1) с прямолинейной рабочей гранью;
- 2) с рабочей поверхностью грани, профилированной по эвольвенте с переменным значением эволюты по а.с. 1479753 СССР.

Во втором случае размер деталей МСХ был подобран так, чтобы профиль обеспечивал не только постоянство угла заклинивания [29], но и выполнял условие собираемости МСХ [12]. При выборе вариантов

профилирования рабочей грани звёздочки МСХ был решён ряд конструкторских, технологических и эксплуатационных задач. Исходя из технологии изготовления деталей МСХ и условий их работы, получена формула для изменения  $\Delta a$  эволюты поверхности, профилирующей рабочую грань

$$\Delta a = \frac{1}{k_0} \sqrt{\frac{\delta R^2 - \delta r^2 - f(\varphi) \cdot k_{II} I r^2 + k_C \sum CD^2}{(1 + \varphi^2)}}, \quad (5.2)$$

где  $\delta R$  – допуск на размер диаметра отверстия обоймы МСХ;

$\delta r$  – допуск на размер диаметра ролика;

$f(\varphi)$  – монотонно возрастающая функция, удовлетворяющая условиям

$$f(\varphi_0) = 0, f(\varphi_{max}) = 1;$$

$\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_{max}$  – угол развёрнутости эвольвенты, профилирующей грань ( $\varphi_0$  – значение угла у торца прижимного штифта;

$\varphi_{max}$  – значение угла на периферии грани);

$k_{II}$  – коэффициент, характеризующий отклонение закона распределения изменения размеров ролика вследствие износа от нормального;

$I r$  – максимально допустимая величина износа ролика;

$k_C$  – коэффициент, характеризующий отклонение закона распределения изменения размеров ролика, обоймы и звёздочки из-за контактных деформаций от нормального;

$\sum CD$  – суммарные контактные деформации, имеют вероятностный характер при числе роликов, больше двух;

$k_0$  – стохастический коэффициент, вводимый при числе слагаемых уравнения для  $\Delta a$  меньше 6-ти.

Испытаниям подвергли МСХ, различные по конструктивному и технологическому исполнению:

1) с одним роликом, содержащие:

а) не термообработанные рабочие поверхности деталей;

б) рабочие поверхности деталей из стали ШХ15 термообработанные до твердости: обоймы – HRC 52...55, роликов – HRC 56 ... 59, звездочки HRC 52 ... 55;

в) сухарь из твердого сплава Т5К10, установленный на рабочей грани звездочки;

2) с тремя роликами.

Фотографии натуральных образцов основных типов испытываемых МСХ с одним роликом представлены на рисунке 47.



Рисунок 47

Оба типа МСХ работали в одинаковых условиях. Основу испытательного стенда составлял вертикально-сверлильный станок модели 2С132Ц с коробкой скоростей третьего исполнения. На столе станка неподвижно закрепляли обойму МСХ, если испытания проводили без смазки.

При применении смазки на столе станка устанавливали масляную ванну, в которой крепили обойму. Передаваемые крутящие моменты превышали номинальные от 100 % до 150 %, а угловые скорости вращения вала муфты на 300 %. МСХ были подвергнуты экстремальным испытаниям (см. таблицу 16).

Из смазочных материалов использовали: масло индустриальное средней вязкости И40А (ГОСТ 20799 – 88); ЦИАТИМ-201 (ГОСТ 6267 – 74); смазку ВНИИ НП-242 (ГОСТ 20421 – 75) и универсальную среднеплавкую синтетическую смазку марки Усс-2 ГОСТ 4366 – 76.

Таблица 16 – Конструктивные параметры МСХ и режимы их испытаний

Тип и вид исполнения МСХ*	R, мм	r, мм	Крутящий момент, Н·м	Число оборотов вала при обгоне, сек <sup>-1</sup>
1.1. а	40	5	21,6	66,7
1.1. б	40	5	32,4	66,7
1.1. в	50	6,5	45,8	53,3
2.1. а	40	5	21,6	66,7
2.1. б	40	5	32,4	66,7
2.1. в	50	6,5	45,8	53,3
2.2	40	5	64,8	66,7

\*Первой цифрой обозначен номер типа МСХ, второй цифрой и литерой – вид исполнения (см. текст выше).

## 5.2.2 Износ ответственных деталей муфт

Исследование износа деталей МСХ имеет большую практическую ценность, так как по износу обоймы, роликов и звёздочки можно выявить характер изменения угла заклинивания. Измерение величины износа ответственных деталей МСХ производили силами квалифицированных сотрудников ЦИЛ ОЛРЗ и ОАО «Гидропресс». Использовали нутромеры и измерительные скобы с индикаторами 1 МИГ, прибор модели 907 завода «Калибр», универсальный измерительный микроскоп модели УИМ – 21. Наиболее характерные эпюры износа представлены на рисунках 48, 49, 50. Данные эпюры имеют качественное совпадение с эпюрами износа деталей МСХ, отработавших на станке 1К625ДГ в течение 6-ти лет. Лунка износа на рабочей грани звёздочек второго типа меньше, по глубине, чем у первого типа, но ширина лунок может быть от 8 % до 12 % больше. Это обстоятельство указывает на то, что ролики в МСХ 2-го типа совершают при обгонном движении дополнительные перемещения вдоль оси прижимного штифта.

В качестве основного воздействия при испытаниях принято движение обгона. На рисунках 51 и 52 приведены графические зависимости износа ответственных деталей МСХ от времени их испытания в экстремальных условиях без смазки. На оси абсцисс дано время движения обгона. Цифрами обозначены линии регрессии износа: 1 – обойм; 2 – звёздочек 1-го типа; 3 – роликов; 4 – звёздочек 2-го типа. Графики на рисунках 51 и 52 построены на основе уравнений регрессии, полученных обработкой данных корреляционных таблиц, составленных по результатам измерений. Величина износа термообработанных деталей МСХ меньше от 52 % до 63 %, чем представленных на рисунке 49, но вид линий регрессии имеет качественное совпадение с не термообработанными. Износ деталей МСХ с тремя роликами оценивали по величине износа наиболее нагруженного ролика. Он меньше от

8 % до 23 %, чем у МСХ с одним роликом. Износ деталей МСХ зависит от множества факторов, в том числе и от условий эксплуатации. Использование смазочных материалов марок: И40А, ЦИАТИМ-201, Усс-2 снижает интенсивность износа до 450 % относительно работы МСХ без смазки. Применение смазки ВНИИ НП-242 снижает интенсивность износа на 12...15%, относительно смазок, указанных выше.

Снижение эксплуатационных показателей модернизированных МСХ. В результате износа деталей МСХ происходит: увеличение гарантированных зазоров в подвижных соединениях и снижение равномерности этих зазоров; снижение плавности перемещений; изменение фактического угла заклинивания; увеличение потерь на трение. Это приводит к снижению эксплуатационных показателей МСХ: уменьшается величина наибольшего передающего крутящего момента из-за увеличения вероятности прокручивания вала относительно обоймы без заклинивания; увеличивается амплитуда вибраций при совершении обгона.

Вероятность прокручивания вала МСХ определяли как отношение числа пробуксовок при заклинивании к общему числу включений МСХ. Вероятность прокручивания вала МСХ 1-го типа равна 0,016, 2-го 0,001. Прилагаемый крутящий момент определяли косвенно по силе тока, потребляемой электродвигателем и к.п.д. привода станка, с расчётной точностью  $\pm 9,32$  %.

Съём информации о виброскорости и виброускорении на неподвижной обойме МСХ осуществляли виброизмерительными пьезоэлектрическими преобразователями ДН-3-М1 и ДН-4-М1 с дальнейшей её обработкой измерителем вибраций ВШВ-008-М2 (прибор 1-го класса точности). Увеличение виброускорения пропорционально увеличению износа деталей МСХ. Наибольшее влияние на виброускорение оказывает износ звёздочки. Особенно, если изношенная поверхность имеет неровности в виде выпуклостей и впадин.

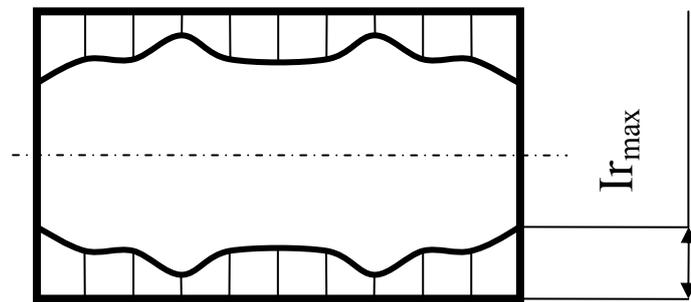


Рисунок 47 – Эпюра износа роликов

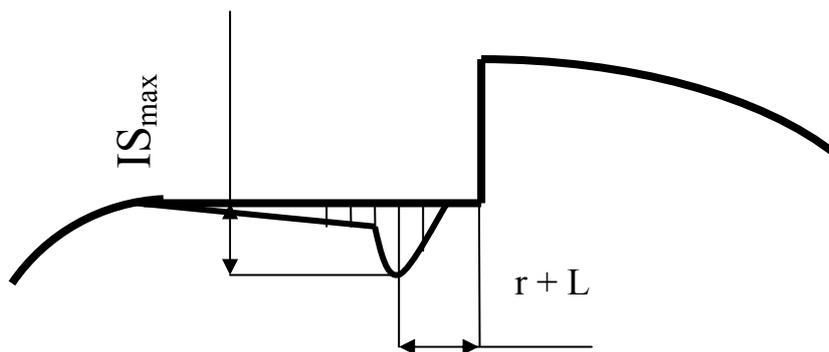


Рисунок 48 – Эпюра износа рабочей поверхности звёздочек 1-го типа

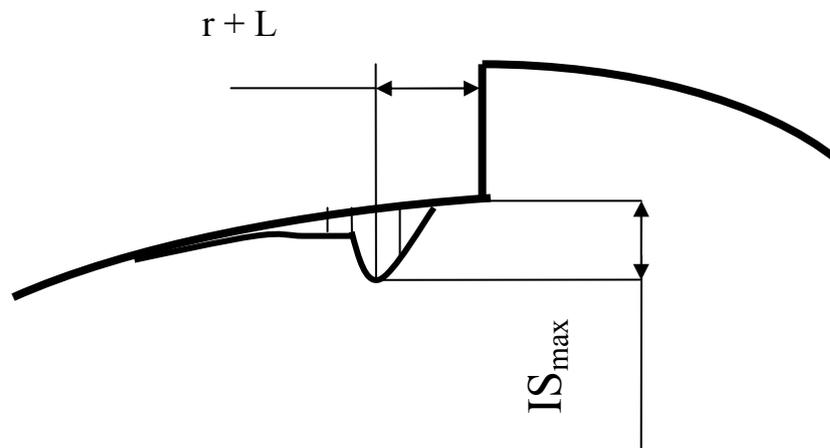


Рисунок 49 – Эпюра износа рабочей поверхности звёздочек 2-го типа

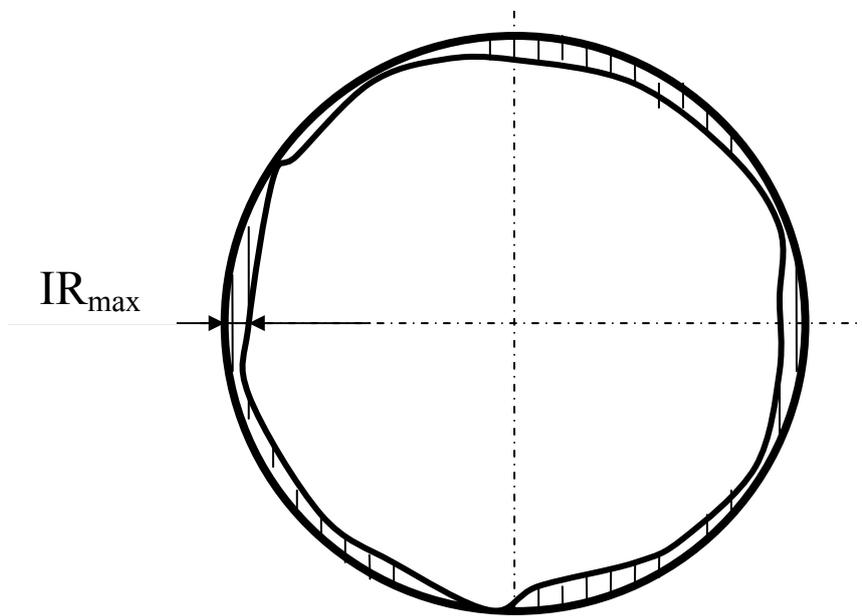


Рисунок 50 – Эпюра износа обойм

### 5.3 Теоретическое обоснование конструктивного исполнения деталей спирально-реечных механизмов

Модернизация универсальных приспособлений – одно из актуальных направлений в области проектирования станочной оснастки. Рассмотрим технические решения по а.с. 984704 и а.с. 1514502, где без существенных изменений конструкции обеспечивается надёжность и долговечность патронов за счёт установления соответствия алгоритма изменения упругих свойств диска, кулачков и шага спирали в спирально-реечном механизме алгоритму изменения нагрузки между несущими элементами.

Решение по а.с. 984704 (см. рисунок 53) предусматривает изменение шага спиральной нарезки диска патрона согласно общей зависимости

$$S = Fm_1\lambda_1 \cdot m_2\lambda_2 \cdot q(z),$$

где  $S$  – шаг спирали;

$F$  – сила, действующая в зацеплении спираль диска - зубья рейки толкателя кулачка;

$m_1\lambda_1$  - коэффициенты, зависящие от упругих и геометрических свойств спирального диска;

$m_2\lambda_2$  - коэффициенты, зависящие от упругих и геометрических свойств зубчатой рейки;

$q(z)$  – интенсивность распределения нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма.

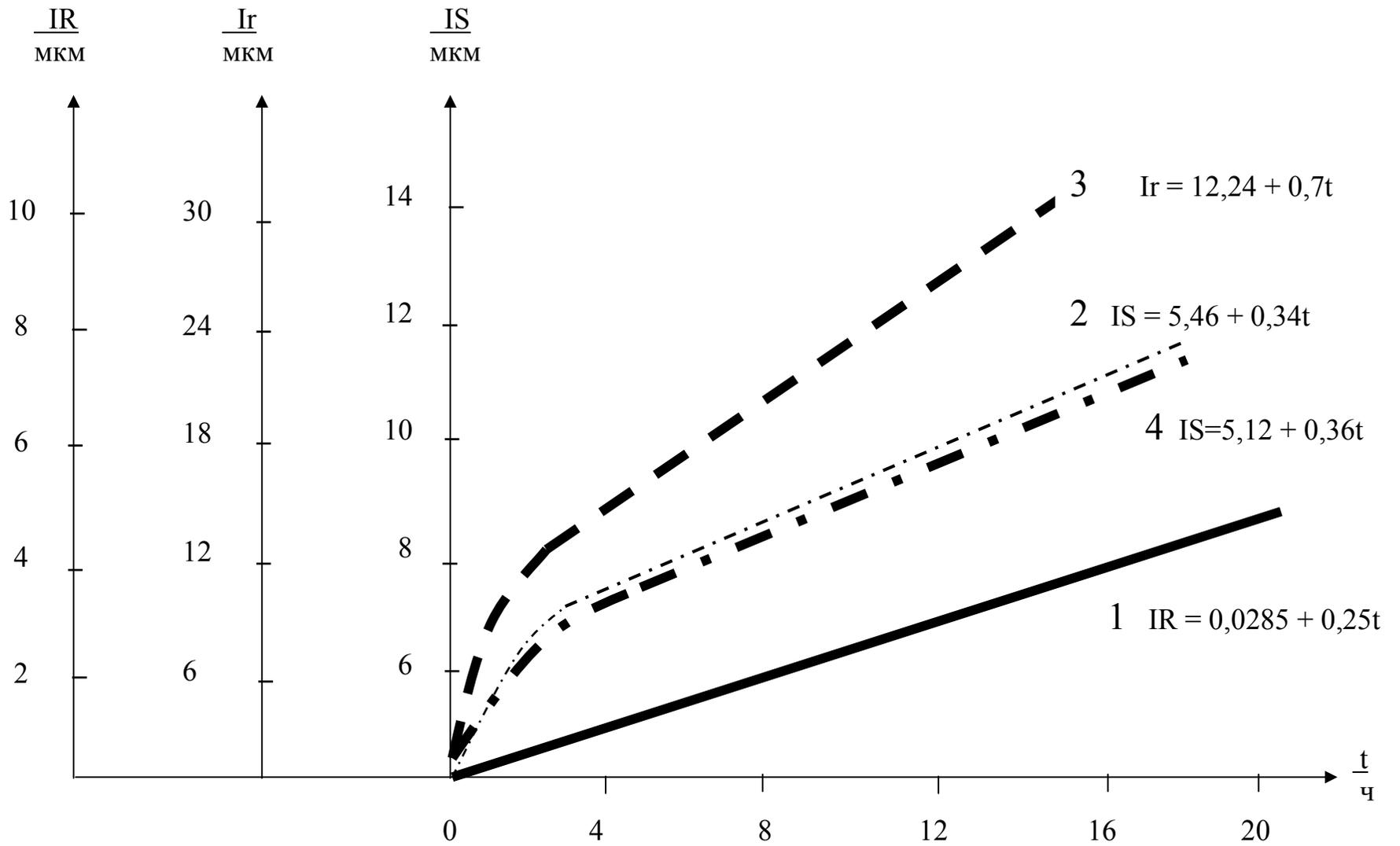


Рисунок 51 – График зависимости износа деталей МСХ с не термообработанными деталями

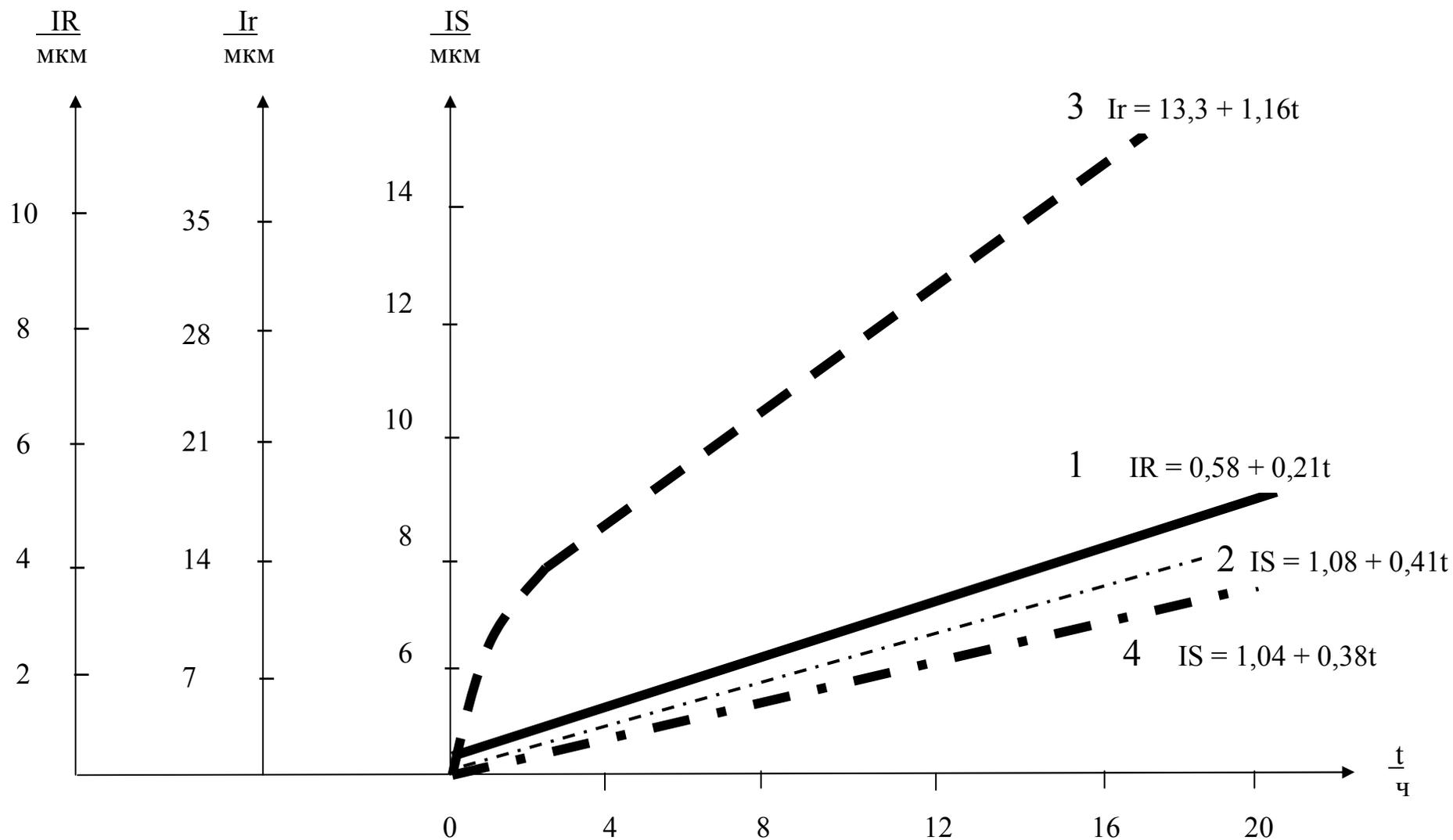


Рисунок 52 – График зависимостей износа деталей МСХ от времени работы при экстремальных режимах, звёздочка содержит сухарь из Т5К10.

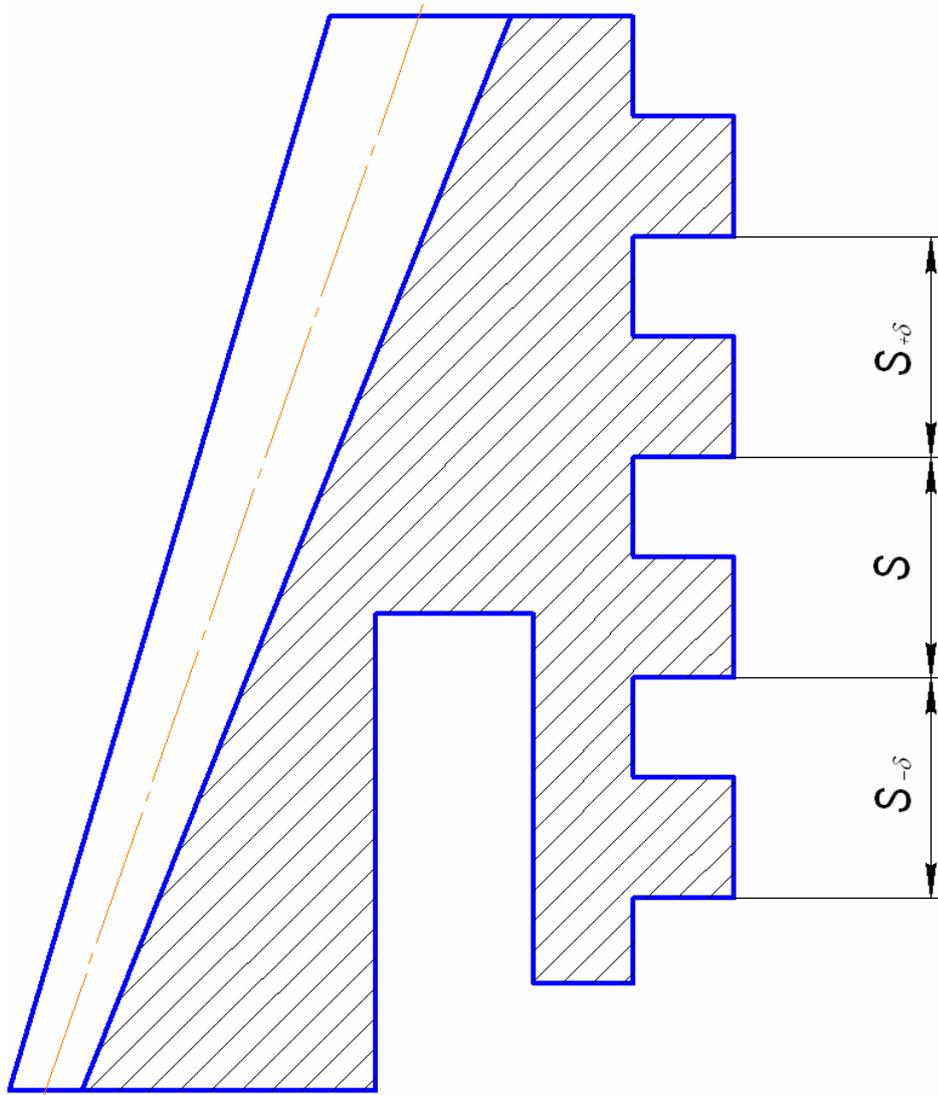


Рисунок 53

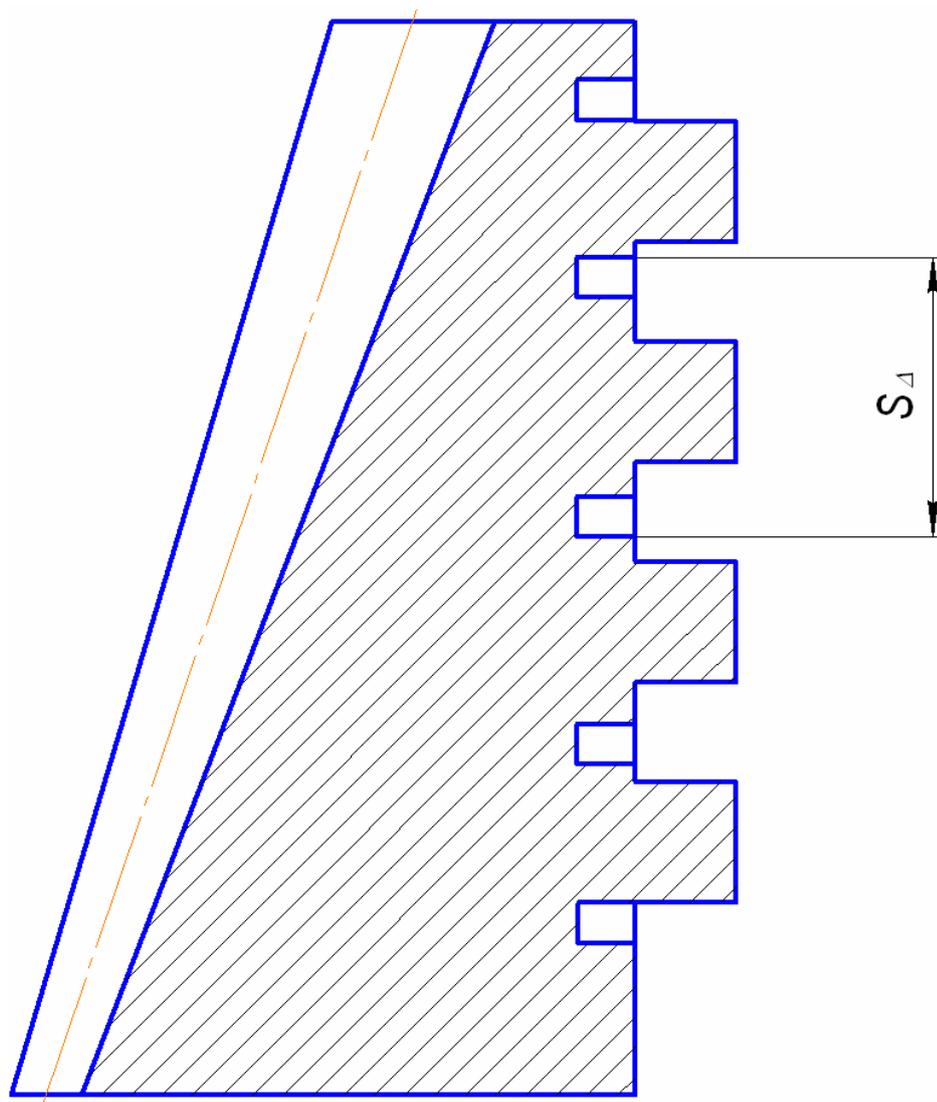


Рисунок 54

Вследствие изменения шага спираль диска профилируют по эвольвенте с переменным значением эволюты. Технические методы реализации данного профиля на технологическом оборудовании будут рассмотрены ниже.

Другим решением, улучшающим распределение нагрузки между элементами центрирующего механизма патрона является а.с. 1514502 (см. рисунок 54). Согласно данному решению повышение долговечности патрона возможно за счёт выполнения дополнительной спиральной канавки, шаг  $S_{\Delta}$  которой подчиняется зависимости

$$S_{\Delta} = (1 + n^{-1})S, \quad (5.3)$$

где  $S$  – шаг основной спиральной нарезки диска;

$n$  – число витков спирали на диске.

Конструктивное исполнение канавки таково, что она начинается за первым, со стороны посадочного отверстия витком спирали диска и оканчивается перед последним. Таким образом, с какой стороны не действовала бы нагрузка на витки спирали, дополнительная спиральная канавка всегда находится за первым со стороны действия нагрузки витком. Это позволяет за счёт снижения жёсткости основания смещать наиболее нагруженный виток относительно менее нагруженных витков.

Смещение первого наиболее нагруженного витка позволит уменьшить натяг между зубом рейки кулачка и витком спирали диска. Это обстоятельство будет способствовать перераспределению нагрузки в зацеплении несущих элементов спирально-реечного механизма.

Для определения конструктивных параметров указанных технических решений необходимо выполнить ряд расчётов. Рассмотрим основные из них.

### **5.3.1 Распределение нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма**

Рассмотрим процесс смещения зажимной поверхности кулачка патрона под действием силовых факторов. Величину смещения определим, беря за основу методы расчёта силовых параметров, действующих в спирально-реечном механизме патронов, изложенные в работах [1] и [24]. А также

решения задачи Н.Е. Жуковского по распределению нагрузки по виткам резьбы [5].

Величина радиального перемещения зажимной поверхности кулачка складывается из множества компонент. Определим часть величины радиального перемещения зажимной поверхности кулачка, вызванного деформациями несущих элементов спирально-реечного механизма (см. рисунок 55). Величина деформаций сильно зависит от характера распределения нагрузки между витками спирали и зубьями рейки. По аналогии с работой [5] имеем

$$\mathcal{G} = \delta_{\epsilon} + \delta_{\zeta} - (\Delta_{\kappa} - \Delta_{\delta}) + \mathcal{G}_{\text{конт}} , \quad (5.4)$$

где  $\Delta_{\kappa}$  – величина упругой деформации кулачка (на участке расположенном между зубьями, находящимися в зацеплении);

$\Delta_{\delta}$  – величина упругой деформации спирального диска на исследуемом участке;

$\delta_{\epsilon}$  – величина прогиба наиболее нагруженного витка спирали диска;

$\delta_{\zeta}$  – прогиб наиболее нагруженного зуба рейки;

$\mathcal{G}_{\text{конт}}$  – величина контактных деформаций системы виток спирали – зуб рейки.

Знак минус в формуле (5.4), стоящий перед круглыми скобками соответствует работе кулачков на зажим детали. При работе кулачков на разжим детали типа кольца знак минус меняется на знак плюс. Величины прогибов остальных зубьев и витков не входят в уравнение (5.4) т.к. они компенсируются деформациями спирального диска и кулачка.

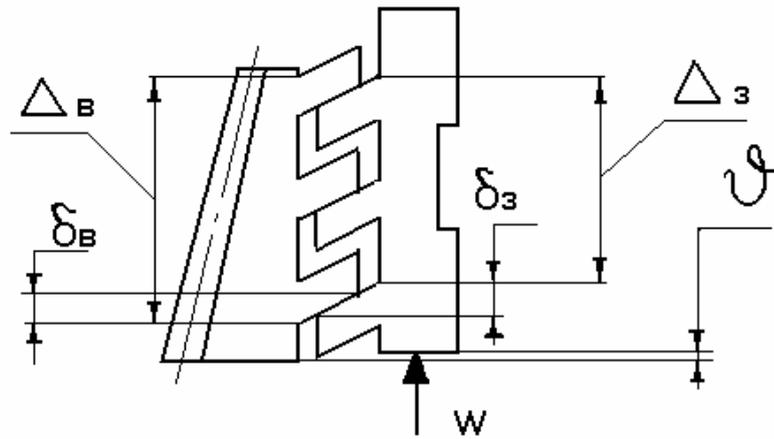


Рисунок 55

Перечисленные величины можно определить, если известен закон распределения нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма. Используя материалы работы [5], имеем

$$\sum Q_i \left( \frac{1}{E_d F_{di}} + \frac{1}{E_k F_{ki}} \right) (S + \Delta S_i) = (\lambda_{ei} + \lambda_{zi}) \rho_i - (\lambda_{en} + \lambda_{zn}) \rho_n, \quad (5.5)$$

где  $Q_i$  – продольные усилия, вызванные силой  $W$ , сжимающие (либо растягивающие) диск и кулачок, находящиеся между двумя парами витков спирали и зубьев рейки, находящихся в зацеплении. Здесь необходимо отметить, что смежная пара витков и зубьев, находящихся в зацеплении не всегда совпадает с геометрической смежной парой вследствие погрешности исполнения витков и зубьев по шагу и профилю.

$F_{di}$  – средняя площадь  $F_d$   $i$ -го сечения спирального диска, на длине одного шага спирали  $S$ . Условно считаем её постоянной и равной

$$F_{di} = 2B_i \sqrt{2iS(R - iS)},$$

где  $R$  – наружный радиус спирального диска;

$B_i$  – толщина витка в  $i$ -м сечении;

$F_{ki}$  – площадь  $i$ -го сечения кулачка;

$\Delta S_i$  – отклонение шага спирали и зубьев рейки от номинала в  $i$ -м сечении;

$E_k$ ;  $E_d$  – модуль упругости 1-го рода материалов кулачка и спирального диска.

Суммирование в формуле (5.5) производят по всем виткам спирального диска, находящимся в зацеплении. Рабочее давление  $p_i$  в данной формуле является, в общем случае, функцией от величины натяга  $N_i$  между витками спирали и зубьями рейки. Натяг определяют исходя из величины погрешностей шага витков и зубьев. Это положение основано на экспериментальных данных и положении о том, что ошибки шага и профиля спирали определяют характер рабочих давлений в зацеплении витков и зубьев.

Коэффициент прогиба зубьев рейки кулачка  $\lambda_3$  определим, считая, что они подвержены деформации сдвига и изгиба

$$\lambda_3 = 0.5K_c h_3 \left( \frac{1}{G_k U} + \frac{h_3^2}{12E_k J(l)} \right),$$

Здесь  $G_k$  – модуль упругости 2-го рода материала рейки толкателя кулачка;

$U$  – площадь сечения основания зуба рейки;

$J(l)$  – момент инерции сечения зуба при изгибе (является функцией от текущего значения длины  $l$  зуба рейки, в предлагаемом алгоритме это варьируемый параметр);

$K_C$  – коэффициент, учитывающий совместность деформаций сдвига и изгиба;

$h_3$  – полная высота зуба.

Коэффициент прогиба витков спирали диска определим, рассматривая спираль как короткую, несимметрично нагруженную оболочку [8] с постоянно увеличивающимся радиусом кривизны (с ростом угла развёрнутости эвольвенты образующей спираль). В расчётах принимаем, что радиус кривизны спирали изменяется согласно зависимости

$$\rho = (a_0 + \Delta a)\varphi ,$$

где  $a_0$ ,  $\Delta a$  – радиус основной окружности эвольвенты образующей спираль и его отклонение от номинала (при расчётах для патронов с дисками, содержащими спираль с  $a_0 \neq \text{const}$ ,  $\Delta a$  определяют по формуле приведённой в а.с. 984704 СССР);

$\varphi$  - значение угла развёрнутости эвольвенты.

Учитывая вышеизложенное, находим формулу для определения коэффициента прогиба витков спирали

$$\lambda_{ei} = 12\Delta a\varphi^2 \frac{(K + \chi)}{\pi^2 E_d b(h)} [1 + 0.5 \sum \cos k\varphi],$$

где  $K$  – общее значение функций Крылова для оболочки с параметрами спирали диска;

$\chi$  – дополнительный коэффициент, учитывающий вариации упругих свойств спирали, их отличие от свойств длинномерных оболочек, возможные колебания значений модуля упругости;

$b(h)$  – толщина спиральной нарезки как функция от высоты  $h$  спирали (т.е. учитывающая возможность наличия дополнительной спиральной нарезки, регулирующей анизотропию жёсткости спирального диска, в предлагаемом алгоритме это варьируемый параметр).

Рассмотрим дискретную схему зацепления спирального диска с рейкой кулачка (см. рисунок 56). Запишем очевидные равенства:

$$\left. \begin{aligned} Q_{n-1} &= l\rho_n \\ Q_{n-2} &= l(\rho_{n-1} + \rho_n) \\ \dots & \dots \dots \dots \\ W &= l(\rho_1 + \rho_2 + \dots + \rho_{n-1} + \rho_n) \end{aligned} \right\} , \quad (5.6)$$

где  $l$  – длина линии зацепления витка спирали с зубом рейки (в общем случае – площадь, её определяют исходя из величин допусков на линейные размеры и отклонение формы зубьев и витков, либо методом непосредственного измерения).

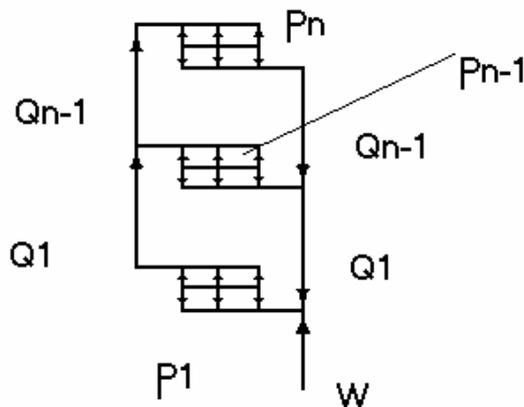


Рисунок 56



$$\rho_n = \frac{W}{\left(1 + \sum C_i\right) l}.$$

Суммирование производим от первого до предпоследнего витка.

Вернёмся к рассмотрению уравнения (6.4). Вычислим величины входящих в него слагаемых исходя из характера силовых параметров, действующих в спирально-реечном механизме

$$\left. \begin{aligned} \delta_g &= \lambda_{g1} C_1 \rho_n & \delta_3 &= \lambda_3 C_1 \rho_n \\ \Delta_K &= \sum Q_i \frac{(t + \Delta t_i)}{E_K F_{Ki}} & \Delta_D &= \sum Q_i \frac{(t + \Delta t_i)}{E_D F_{Di}} \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

Суммирование производят по номерам витков (зубьев), находящихся в зацеплении.

Подставляя значения (5.8) в (5.4) получим одну из составляющих величины отжатия кулачков, определённую с учётом особенностей конструкции спирально-реечного механизма – вариацией формы зубьев рейки и дополнительной спиральной канавки. Исходя из полученного уравнения, определим вклад в величину перемещения зажимной поверхности отдельно взятого кулачка упругих деформаций несущих элементов спирально-реечного механизма

$$g = g_{\text{конт}} + W \frac{\left[ C_1 (\lambda_g + \lambda_3) - l t \left( \sum \frac{M}{E_K F_{Ki}} - \sum \frac{M}{E_D F_{Di}} \right) \right]}{\left( 1 + \sum C_i \right)}; \quad (5.9)$$

Суммирование производят по всем  $i$ -м сечениям диска и рейки.  
Введено обозначение:

$$M = 1 + \sum C_m .$$

Здесь суммирование происходит по каждому  $m$ -му сечению диска и рейки;  $W$  – сумма от радиальных составляющих всех сил, действующих на рейку кулачка. Наиболее значительная из них – сила зажима  $T$  (как реакция со стороны закреплённой заготовки), найденная выше (за минусом сил трения в направляющих корпуса). А также сила резания, центробежные силы и т.д. Уравнение (5.9) составлено для кулачков, работающих на зажим детали.

Алгоритм расчёта параметров спиральной нарезки и зубьев рейки толкателя кулачка патрона представлен на рисунке 57.

В реальных конструкциях, существенное значение на величину отжатия зажимной поверхности кулачка имеет зазор между витком спирали и зубом рейки, которые входят в контакт вторыми. Т.к. после того как вторая пара витков и зубьев входит в зацепление, жёсткость спирально-реечного механизма существенно возрастает в данном сечении и его деформация начнёт стремиться к минимуму. Таким образом, как отмечалось выше, наиболее существенное влияние на отжатие кулачка оказывает разность отклонений по шагу зубьев и витков. Приведённые выше формулы справедливы при разности по шагу между витками и зубьями равной 0,01 мм для токарного патрона с номинальным значением шага витков и зубьев 8 мм и 0,025 мм для токарного патрона с номинальным шагом 10 мм. Если разность по шагу (т.е. величина имеющегося зазора) больше этих значений, то в зацеплении будут участвовать только одна пара витков и зубьев. Остальные пары, даже при наличии физического контакта между ними будут нести нагрузку не более 10 % от общей нагрузки.

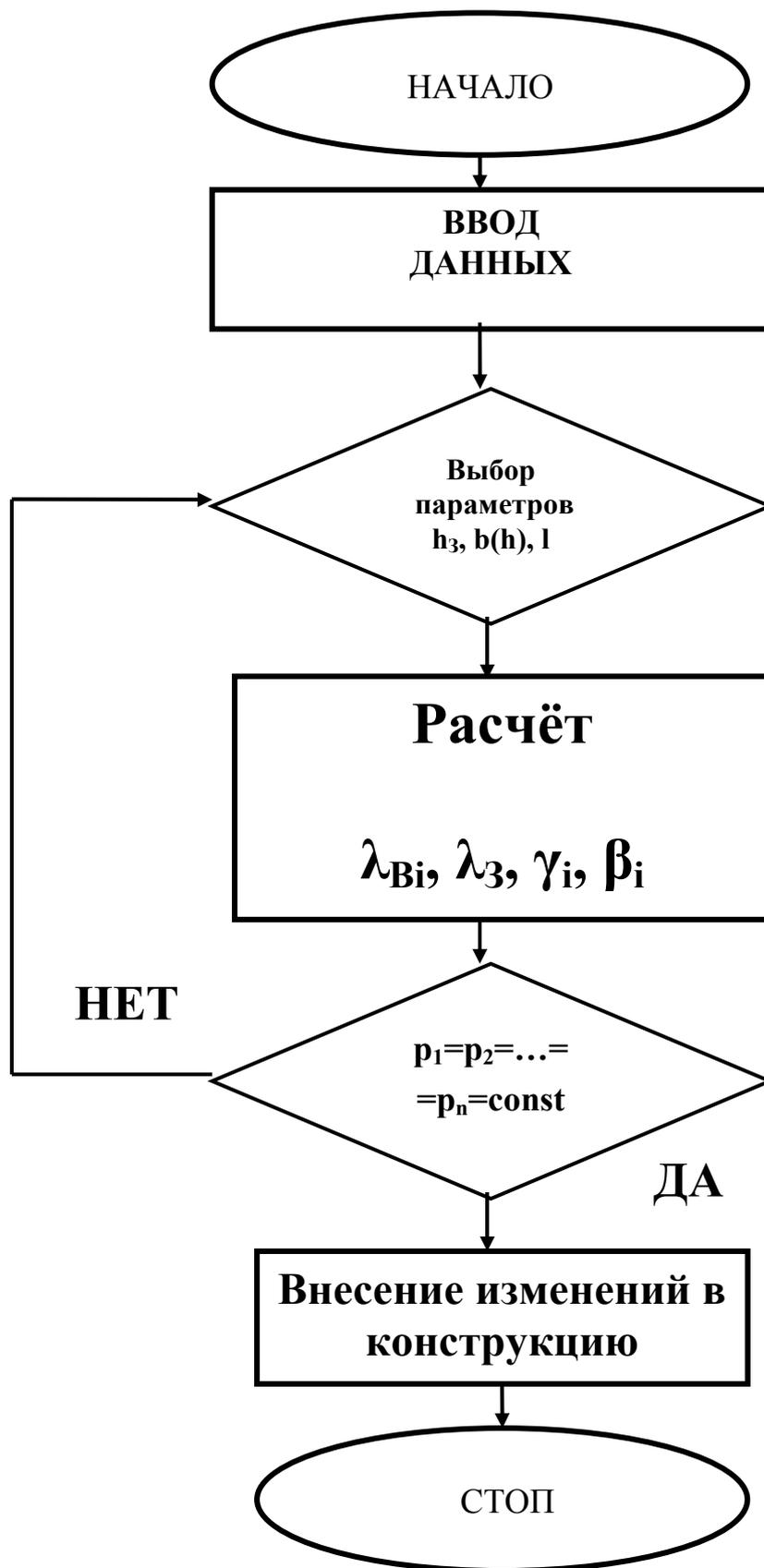


Рисунок 57 – Алгоритм расчета параметров витков спирали и зубьев рейки патронов

При этом значение коэффициентов  $C_1$  будет стремиться к единице. Таким образом, первый, наиболее нагруженный виток, будет являться и последним витком в данной схеме. В этом случае величину рабочих давлений определяют только как функцию от величины натяга.

#### **5.4 Методы и точность изготовления спиралей дисков, спрофилированных по эвольвенте с переменной эволютой**

Практически, задача получения спирали оригинального профиля решается применением четырёх основных способов изготовления.

1 Профилирование спиральной нарезки с непрерывным изменением эволюты посредством использования в спирально-шлифовальных станках специального редукционного механизма приводящего в движение контактный палец станка по а.с. 1114529 СССР. Контактный палец, взаимодействующий с копировальным устройством, изготавливают по профилю спирали, и, при его вращении редукционным механизмом по определённому закону, радиус-вектор точки контакта пальца с копиром спирально-шлифовального станка отличается от номинального значения радиуса контактного пальца на величину изменения шага спирали спирального диска в рассматриваемой точке обработки. Подобный способ изготовления спиралей с видоизменённой характеристикой не приемлем для обработки дисков на токарно-винторезных станках.

2 Профилирование спиральной нарезки с дискретным изменением эволюты путём поворота детали в процессе обработки на определённый угол по а.с. 1288028 СССР. Принцип обработки согласно данному способу основан на оригинальности геометрии эвольвентных поверхностей. Поворот эвольвентной цилиндрической поверхности на определённый угол вызывает отвод поверхности от первоначальной координаты в сечении этой поверхности плоскостью, касательной к поверхности основного цилиндра, от которой происходит развёртка цилиндрической эвольвентной поверхности.

Геометрическая сущность данного метода состоит в том, что при повороте диска, содержащего эвольвентную нарезку, на некоторый угол  $\Theta$  профиль нарезки отойдёт (либо приблизится, в зависимости от направления поворота) к режущему инструменту на определенное расстояние  $\Delta$ .

Величины первоначальной, смещённой и угловой координат взаимосвязаны между собой эвольвентной функциональной зависимостью. Если разность между первоначальной и окончательной угловой координатой составляет  $\Theta$ , то разность между начальной и конечной координатой составляет

$$\Delta = a_0 [\cos(\varphi + \Theta) + (\varphi + \Theta \sin)] - a_0 (\cos \varphi + \varphi \sin \phi), \quad (5.10)$$

где  $a_0$  – номинальный радиус эволюты эвольвенты, или половина диаметра образующего цилиндра;

$\varphi$  - угол развёрнутости эвольвенты.

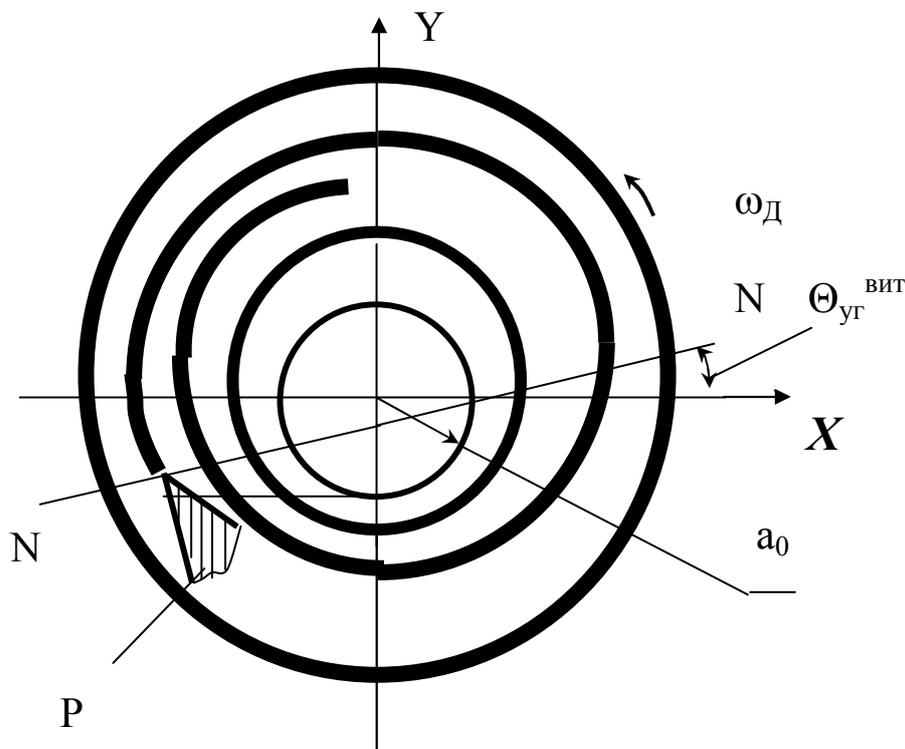
Уравнение (5.10) получено на основе методологии нелинейной теории точности [17].

Разность, вычисленная по формуле (5.10), определяет приращение по сечению диска в горизонтальной плоскости симметрии. В плоскости касательной к основной окружности (в этой плоскости лежит радиус кривизны спирали  $\rho$  и походит траектория движения обрабатывающей кромки инструмента) номинальную разность по шагу определяют согласно следующей зависимости

$$\Delta = a_0 \cdot \Theta. \quad (5.11)$$

Величину углового перемещения обрабатываемой детали в процессе резания определяют исходя из зависимостей (5.10) и (5.11).

Как видно из формулы (5.11) для увеличения значения  $\Delta$  необходимо увеличивать угол дополнительного поворота  $\Theta$ . Это действие необходимо осуществлять в процессе обработки спирали диска.



$P$  – инструмент;

N-N – линия траектории движения инструмента;

$\omega$  - угловая скорость вращения обрабатываемого диска.

Рисунок 58

3 Профилирование спиральной нарезки с непрерывным изменением эволюты за счёт изменения угла направления движения обрабатывающего инструмента. Этот способ основан на фундаментальном положении обработки эвольвентных спиральных поверхностей. Как известно, значение эволюты эвольвенты, профилирующей спираль диска, определяется величиной вертикального смещения обрабатывающей кромки инструмента относительно горизонтальной плоскости, проходящей через ось вращения обрабатываемого диска. Следовательно, если высота смещения инструмента в процессе

обработки будет меняться, то будет происходить изменение номинального значения эволюты  $a_0$  и изменение величины шага. Наиболее простой способ изменения высоты расположения инструмента – его перемещение относительно вышеназванной плоскости под углом  $\Theta_{\text{уг}}^{\text{ВИТ}}$  (см. рисунок 58).

В процессе обработки обрабатываемая кромка инструмента будет перемещаться под углом к горизонтальной плоскости сечения спирального диска. Если движение инструмента и диска согласованно, т.е. на один оборот обрабатываемого диска инструмент перемещается на величину номинального шага спирали диска, тогда, при непрерывном подъёме обрабатываемой кромки инструмента в вертикальной плоскости будет происходить постоянное уменьшение значения эволюты эвольвенты  $a_0$ , стремясь в пределе приблизить профиль эвольвенты к профилю архимедовой спирали.

Четвёртым способом улучшения характеристик спирально-реечного механизма является обработка зубьев рейки с наклонной подачей инструмента.



Рисунок 59

4 При формообразовании профиля зубьев рейки согласно методу, изложенному в пункте 3, профилирование зуба рейки будет происходить по дуге окружности. Но верхняя точка максимума данной дуги будет смещаться в сторону, перпендикулярную оси симметрии кулачка (см. рисунок 59). Это

обстоятельство вызовет смещение точки контакта зуба рейки и витка спирали, и, как следствие, изменение линейного шага точек сопряжения витков и зубьев.

Углы  $\alpha_{\text{уг}}^{\text{зуб}}$  и  $\Theta_{\text{уг}}^{\text{вит}}$  малы, в сравнении с действительными геометрическими размерами спирального диска и элементов технологической системы станка. Следовательно, для расчёта точности получаемых размеров шага и профиля спирали, по способам, изложенным в пунктах 2 и 3, применима формула

$$\Delta S_x = \Delta \rho \cos \Psi + a_0 \Theta \cdot \Delta \psi_{\text{Пш}} \text{ctg} \Psi - a_0 (\Delta \psi_{y_2} + \Delta \psi_{\text{Пш}}) - \Delta \rho \cdot \theta \cdot \sin \Psi . \quad (5.12)$$

В данном случае необходимо использовать вместо  $\Delta \varphi_{y_2}$  значения углов  $\alpha_{\text{уг}}^{\text{зуб}}$  или  $\Theta_{\text{уг}}^{\text{вит}}$ , в зависимости от рассматриваемого метода обработки. Формулу (6.12) можно использовать для нахождения углового отклонения движения инструмента при обработке спирали диска или зубьев рейки. Для этого необходимо вычислить погрешность при значении  $\Delta \varphi_{y_2} = 0$ . Тогда угловое отклонение движения инструмента будет равно

$$\Delta S_x = \{ \Delta \rho [\cos \Psi - \gamma \cdot \sin \Psi] + a_0 \Delta \varphi_{\text{Пш}} (\gamma \cdot \text{ctg} \Psi - 1) - \Delta S_x^{\text{max}} \} \cdot a_0^{-1} , \quad (5.13)$$

где  $\Delta S_x^{\text{max}}$  – максимальное значение отклонения шага и профиля спирали (зубьев рейки) от номинала, вычисленное по формуле (5.12).

Уравнение (5.13) необходимо для вычисления углового отклонения движения инструмента при обработке витков спирали и зубьев рейки с геометрией, обеспечивающей повышенную точность центрирования кулачков. Для того чтобы обеспечить вероятностное решение проблемы контакта зубьев реек кулачков с одним витком, на момент зажима детали, необходимо выполнение следующей зависимости углового отклонения точек контакта витков и зубьев

$$\Delta\varphi_{yz}^{вит} \geq \Delta\varphi_{yz}^{зуб}$$

где  $\Delta\varphi_{yz}^{вит}$  – значение углового отклонения обработки витков спирали диска;

$\Delta\varphi_{yz}^{зуб}$  – угловое отклонение обработки зубьев рейки толкателя кулачка.

Здесь необходимо отметить, что изменение эволюты эвольвенты, за счёт смещения инструмента, имеет свои ограничения, обусловленные техническими возможностями оборудования. Радиус эволюты может принимать значения от  $a_0$  до нуля, приближая профиль эвольвенты к профилю архимедовой спирали. В случае увеличения значения смещения инструмента более, чем на  $a_0$  происходит резкое увеличение биения спирали. Допустимое биение спирали, согласно чертежам 7100-0005 и 7100-0009 не может быть более 0,02 мм.

При обработке спирали инструментом, смещённым на высоту, большую, чем

$$a_0 = \frac{S}{2\pi},$$

где  $S$  - величина подачи инструмента на один оборот шпинделя, происходит обработка спирали с радиусом эволюты, равным  $a_0$ , но центр этого радиуса будет смещён от центра диска на величину равную разности высоты смещения инструмента и  $a_0$ .

Спираль, обработанная подобным образом, будет иметь дополнительное биение  $\delta$ , равное разности номинальной высоты профиля  $h_0$  и фактически полученной  $h$

$$2\delta = h_0 - h,$$

в тоже время

$$\delta = C_M,$$

где  $C_M$  – фактическое значение вертикального смещения инструмента.

Таким образом, биение рабочей поверхности спирали образуется не только за счёт углового отклонения спирали, но и посредством отклонения смещения инструмента  $C_M$  от номинала в сторону увеличения.

Как известно из базовых работ по технологии машиностроения, значения размеров обработанных деталей носят вероятностный характер. Погрешности состоят из систематической и случайной составляющей. Принимая это во внимание, расчётная формула для определения углового отклонения смещения инструмента при обработке спиралей и зубьев примет окончательный вид:

$$\Delta\varphi_{\text{уг}}^{\text{вит}} + \Delta_{\text{уг}}^{\text{вит}} \geq \Delta\varphi_{\text{уг}}^{\text{зуб}} + \Delta_{\text{уг}}^{\text{зуб}},$$

где  $\Delta_{\text{уг}}^{\text{вит}}$ ;  $\Delta_{\text{уг}}^{\text{зуб}}$  – сумма систематической и случайной составляющей погрешности обработки витков и зубьев в трансверсальном направлении.

## Список использованных источников

- 1 Ансеров, М.А. Приспособления для металлорежущих станков / М.А. Ансеров. - Л.: Машиностроение, 1966. – 652 с.
- 2 Аршанский, М.М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / М.М. Аршанский, В.П. Щербаков. – М.: Машиностроение, 1988. – 136 с.
- 3 Базров, Б.М. Расчёт точности машин на ЭВМ / Б.М. Базров. - М.: Машиностроение, 1984. – 256 с.
- 4 Беллман, Р. Динамическое программирование / Р. Беллман. – М.: Иностранная литература, 1960. – 400 с.
- 5 Биргер, И.А. Резьбовые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
- 6 Блау, П.Д. Модель приработки и других переходных процессов в трении скольжения / П.Д. Блау// Проблемы трения и смазки. – 1988. - № 2. – С. 108 – 116.
- 7 Борисов, Ю.С. Организация ремонта и технического обслуживания оборудования / Ю.С. Борисов. – М.: Машиностроение, 1979, - 360 с.
- 8 Бояршинов, С.В. Основы строительной механики машин / С.В. Бояршинов. – М.: Машиностроение, 1973. – 452 с.
- 9 Бруевич, Н.Г. Основы нелинейной теории точности и надёжности устройств / Н.Г. Бруевич, В.И. Сергеев. – М.: Наука, 1976. – 136 с.
- 10 Ваксман, А.А. Терминология системы разработки и постановки продукции на производство / А.А. Ваксман. – М: Издательство стандартов, 1985. – 56 с.

- 11 Великанов, К.М. Определение экономической эффективности вариантов механической обработки деталей / К.М. Великанов. – Л.: Машиностроение, 1970. – 240 с.
- 12 Глушко, В.А. Условие собираемости и геометрия роликовых муфт свободного хода с постоянным углом заклинивания / В.А. Глушко// Машиноведение. – 1989. - № 5. – С. 77 – 80.
- 13 Дальский, А.М. Технологическое обеспечение надёжности высокоточных деталей машин / А.М. Дальский. – М.: Машиностроение, 1975. – 362 с.
- 14 Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2-х томах. Т.1. Общие основы конструирования; направляющие и несущие системы /под. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 663 с.
- 15 Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2-х томах. Т.2. Шпиндели и их опоры. Механизмы и детали приводов /под. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
- 16 Дубровин, Б.А. Современная геометрия: Методы и приложения / Б.А. Дубровин, С.П. Новиков, А.Т. Фоменко. – М.: Наука, 1979. – 760 с.
- 17 Единая система планово-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации технологического оборудования машиностроительных предприятий /под. ред. М.О. Якобсона. – М.: Машиностроение, 1967. – 592 с.
- 18 Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1967. – 431 с.
- 19 Ильицкий, В.Б. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств / В.Б. Ильицкий, В.В. Микитянский, Л.М. Сердюк. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.
- 20 Кильчевский, Н.А. Курс теоретической механики. В 2-х томах. / Н.А. Кильчевский. – М.: Наука, 1977. – 2 т.

- 21 Климов, А.Н., Организация ремонта производственного оборудования машиностроительных предприятий / А.Н. Климов, Л.Г. Попова. – СПб: Машиностроение, 1988. – 144 с.
- 22 Корсаков, В.С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении / В.С. Корсаков. – М.: Машиностроение, 1971. – 234 с.
- 23 Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.
- 24 Самонастраивающиеся зажимные механизмы / Ю.Н. Кузнецов [и др.]. – Киев: Техника, 1988. – 222 с.
- 25 Кутай, А.К. Технологическая точность станков и оценка качества их ремонта / А.К. Кутай, Р.С. Кайрук // Станки и инструмент. – 1969. - №7. – С. 12 – 14.
- 26 Лapidус, А.С. Износ пластмассовых направляющих станков / А.С. Лapidус // Станки и инструмент. – 1964. - №12. – С. 17 – 22.
- 27 Лебедев, А.С. Способы восстановления деталей станков / А.С. Лебедев. – М.: Машиностроение, 1964. – 256 с.
- 28 Лукомский, Я.И. Теория корреляции и её применение к анализу производства / Я.И. Лукомский. – М.: Госстатиздат, 1961. – 230 с.
- 29 Мальцев, В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода / В.Ф. Мальцев. - М.: Машиностроение, 1968. – 415 с.
- 30 Микитянский, В.В. Методика расчёта допустимой погрешности установки с учётом износа приспособлений / В.В. Микитянский, Л.М. Сердюк // Изв. вузов. Машиностроение. – 1970. – № 3. – С. 134 – 137.
- 31 Николаев, Ю.Л. Измерение геометрических параметров деталей разностным методом / Ю.Л. Николаев, А.Г. Ершов // Изв. вузов. Машиностроение. – 1989. – № 11. – С. 143 –147.

32 Пекелис, Г.Д. Технология ремонта металлорежущих станков / Г.Д. Пекелис, Б.Т. Гельберг. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.

33 Полторацкий Н.Г. Приёмка металлорежущих станков / Н.Г. Полторацкий, А.Д. Голованов; под общ. ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Центральное бюро технической информации, 1950. – 344 с.

34 Проников, А.С. Испытания станков на надёжность по экстремальному уровню / А.С. Проников//Станки и инструмент. – 1978. - № 5. – С. 3 – 5.

35 Проников, А.С. К определению оптимальной структуры ремонтного цикла оборудования / А.С. Проников //Вестник машиностроения. – 1953. - № 1. – С. 74 – 78.

36 Проников, А.С. Параметрическая надёжность машин / А.С. Проников. – М. Знание, 1976. – 46 с.

37 Проников, А.С. Повышение долговечности станочного парка / А.С. Проников. – М.: Высшая школа, 1961. – 155 с.

38 Ратмиров, В.А. Управление станками гибких производственных систем / В.А. Ратмиров. – М.: Машиностроение, 1987. – 272 с.

39 Решетов, Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.

40 Санкин, Ю.Н. Динамика несущих систем металлорежущих станков / Ю.Н. Санкин. – М.: Машиностроение. 1986. – 96 с.

41 Сергеев, В.И. Инструментальная точность кинематических и динамических систем / В.И. Сергеев. – М.: Наука, 1971. – 97 с.

42 Справочник механика машиностроительного завода: в 2-х томах / под ред. Ю.С. Борисова, А.П. Владзиевского, Р.А. Носкина – М.: Машгиз, 1958. – 2 т.

43 Станочные приспособления: справочник: В 2-х томах / под. ред. Б.Н. Вардашкина, А.А. Шатилова. – М.: Машиностроение, 1984. – 2 т.

44 Технические указания на ремонт металлорежущего оборудования. М.: Государственное транспортное железнодорожное издательство, 1955. – 151 с.

45 Типовая система технического обслуживания и ремонта металло- и деревообрабатывающего оборудования/ под. ред. В.И. Клягина, Ф.С. Сабирова. – М.: Машиностроение, 1988. – 672 с.

46 Диагностика, испытание и ремонт станочного оборудования / В.О. Трилисский [и др.]. – Пенза: Издательский центр Пензенского государственного университета, 2001. – 366 с.

47 Шульц, В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента / В.В. Шульц. – Л.: Машиностроение, 1990. – 208 с.