

ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Эксплуатация транспортных систем и логистика»

Монография

«Моделирование процессов, влияющих на техническое состояние машин»

Авторы

Демьянов А. А., Буракова М. А.,
Демьянов А. А., Дымов Н. В.

Ростов-на-Дону, 2019

Аннотация

В монографии представлены основные теоретические сведения о видах и методах исследований и испытаний узлов различных машин и механизмов, в которых реализуются процессы трения и изнашивания

Приведены схемы и технические характеристики ряда испытательных и лабораторных машин для исследований процессов влияющих на техническое состояние машин и механизмов.

Рассмотрены мероприятия по повышению долговечности машин с учетом условий и режимов эксплуатации, а также мероприятия по обеспечению безопасности персонала при проведении испытаний.

Монография предназначена для научных работников, преподавателей, аспирантов, а также студентов старших курсов, интересующихся вопросами моделирования процессов, которые влияют на техническое состояние машин и механизмов. Возможно применение разделов монографии при курсовом и дипломном проектировании, для проведения практических занятий и самостоятельной подготовки студентов и аспирантов по вопросам изучения процессов трения и изнашивания узлов машин, а также для инженерно-технических и научных работников, специализирующихся в области проектирования, внедрения и эксплуатации машин и механизмов включающих триботехнические системы.

Данная монография приняла участие в IV Международном конкурсе изданий для вузов «Университетская книга - 2017» и получила диплом в номинации «Лучшее научное издание».



Авторы

д.т.н., профессор, доцент кафедры «ЭТСиЛ» Демьянов А. А.,
к.т.н., доцент кафедры «ЭТСиЛ» Буракова М. А.,
к.т.н., доцент кафедры «ЭТСиЛ» Демьянов А. А.,
к.т.н., доцент кафедры «ЭТСиЛ» Дымов Н. В.



Оглавление

1 Цели и задачи моделирования процессов, влияющих на техническое состояние машин.....	6
1.1 Трение как фактор, определяющий техническое состояние машин	6
1.2 Проблемы трения.....	7
1.3 Решение задач трибологии	11
1.4 Роль триботехнических испытаний в повышении надёжности и долговечности машин и механизмов	13
2 Структура и методы испытаний	16
2.1 Триботехнические испытания и методы их проведения	17
2.2 Модельные испытания	23
2.3 Стендовые испытания	25
2.4 Полигонные испытания.....	27
2.5 Испытания на треках	27
2.6 Испытания на трассах.....	29
2.7 Эксплуатационные испытания	32
3 Испытательная техника для моделирования трибологических процессов с учетом особенностей работы узлов машин.....	36
3.1 Испытания на лабораторных машинах	36
3.2 Триботехнические испытания на стендах	49
3.3 Методы контроля процессов изнашивания узлов трения	52
4 Испытания на трение и изнашивание узлов и агрегатов машин в условиях эксплуатации	65
4.1 Эксплуатационные мероприятия по повышению долговечности машин.....	67
4.2 Влияние условий эксплуатации и режима работы машины на изнашивание трибосопряжения	68
4.3 Характерные узлы трения транспортных машин	76
4.4 Смазочные материалы, их физико-механические свойства и методики оценки триботехнических характеристик	102
5 Рациональный цикл последовательных испытаний	115
5.1 Рациональный цикл испытаний.....	115
5.2 Экономическая эффективность использования рационального цикла испытаний (РЦИ)	122
6 методы физического моделирования И планирования эксперимента для ВЫБОРА режимов испытаний и обработки их результатов	123



6.1 Теоретические основы физического подobia и область его применения.....	123
6.2 Применение метода планирования эксперимента при исследовании и проектировании машин	139
7 Мероприятия по обеспечению безопасности персонала при испытаниях.....	157
7.1 Защита от опасности поражения электрическим током при проведении испытаний	157
7.2 Обеспечение безопасности персонала при вибрации агрегатов, установок и машин	160
7.3 Производственный шум при испытаниях и меры борьбы с ним.....	164
7.4 Вредные вещества и профилактика профессиональных отравлений при проведении испытаний.....	166
Библиографический список	169

1 ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ МАШИН

Методология проектирования машин и механизмов, включающих триботехнические системы, как и любое другое направление науки, непрерывно развивается. Этапы этого развития связаны с развитием железнодорожного транспорта, корабельной техники, металлообрабатывающей промышленности, горнорудной промышленности, станкостроения, авиации и космонавтики. Во второй половине XX века с развитием машиностроения, военной техники, авиационного и автомобильного транспорта резко возросло потребление нефтепродуктов, высоколегированных сталей, дефицитных цветных металлов, что обострило проблемы триботехники.

Триботехника – наука прикладная. Конечные результаты исследований и разработок на основе триботехники должны обеспечивать снижение затрат труда на техническое обслуживание и текущий ремонт машин, снижение стоимости капитальных ремонтов, уменьшение расхода запасных частей, экономию горюче-смазочных материалов, снижение металлоёмкости конструкций узлов трения и повышение производительности машин. В целом триботехника решает такие проблемы [1], как экономия энергии, сокращение расхода материалов, а также повышение надёжности и безопасности механических систем.

1.1 Трение как фактор, определяющий техническое состояние машин

Трение – удивительный феномен природы! С помощью трения человек смог когда-то добыть огонь, затем получил возможность в течение короткого времени остановить скоростной поезд и автомобиль, ускорить химическую реакцию в сто тысяч раз, записать человеческий голос на пластинку, услышать звуки скрипки и многое другое.

Трение изучали Леонардо да Винчи и М.В. Ломоносов, Амонтон и Шарль Огюстен Кулон, Леонард Эйлер, Д.И. Менделеев, Н.Е. Жуковский и Ренольдс и другие ученые. В наше время изучением трения занимались А.С. Ахматов, С.Б. Айнбиндер, В.А. Белый, Н.А. Буше, Д. Бакли, Ф. Боуден, С.В. Венцель, Н.В.

Виноградов, Д.Н. Гаркунов, Н.Н. Голего, Б.В. Дерягин, Н.Б. Демкин, Ю.Н. Дроздов, Ю.А. Евдокимов, А.Ю. Ишлинский, В.А. Кислик, В.И. Колесников, В.И. Костетский, В.И. Крагельский, В.Д. Кузнецов, П.А. Ребиндер, Л.М. Рыбакова, А.П. Семёнов, М.М. Тененбаум, М.М. Хрущев, А.В. Чичинадзе, Е.А. Чудаков, Е.Д. Щукин, П.И. Ящерицин и многие др.

Трение даже к настоящему моменту во многих своих проявлениях остаётся нераскрытым. Только в процессе трения происходят одновременно и тепловые, и электрические, и механические, и вибрационные и химические процессы. При трении может произойти как упрочнение так и разупрочнение металла, повышение или уменьшение в нём содержания углерода, водорода, возможен переход в окислы золота и платины, возможна полировка или сваривание деталей. Трение – это самоорганизующийся процесс, и в нем с определённой последовательностью могут протекать весьма «разумные» процессы, разрушающие поверхности или создающие новые системы, снижающих износ и трение.

В наше время трение и износ машин и механизмов является одной из самых острых проблем современности. Расходы необходимые для восстановления изношенных элементов машин износа огромны и ежегодно увеличиваются. Повышение ресурса машин и оборудования даже в малой степени соизмеримо с вводом значительного количества новых производственных мощностей [2].

1.2 Проблемы трения

Главным резервом развития всех отраслей машиностроения является повышение ресурса машин. Малый ресурс машин и оборудования приводит к огромным непроизводственным затратам металла, сырья, энергии, рабочей силы. В связи с этим проблема надёжности машин становится одной из главных для машиностроения.

Увеличение выпуска машин требует, как правило, строительства новых предприятий, расширения существующих или интенсификации производствен-

ного процесса. При этом возрастают расходы на эксплуатацию действующих машин, поскольку увеличивается их число. Повышая ресурс машин, можно снизить соответственно их выпуск, стоимость изготовления и эксплуатационные расходы, а в целом повысить эффективность производства. Повышение ресурса машин в будущем должно привести к переходу практически на безремонтную их эксплуатацию. Именно этот путь наиболее экономичен для народного хозяйства, и его реализация сулит огромный материальный эффект.

Большинство машин выходит из строя в результате износа их деталей. Так, например, двигатели автомобилей, тракторов и комбайнов за весь срок службы ремонтируют до 5 раз, а их ресурс после ремонта составляет лишь 30...50 % ресурса нового двигателя. Рабочих, занятых ремонтом двигателей, в несколько раз больше, чем занятых их производством. Затраты на ремонт двигателей значительно выше затрат на их изготовление. Причинами малого ресурса двигателей после ремонта являются: низкое качество обработки поверхностей трения деталей, так как станки на ремонтных предприятиях не имеют такой точности, как станки, применяемые на заводах серийного производства; отсутствие надёжных средств промывки деталей перед сборкой двигателя, запылённость абразивной пылью сборочных цехов, недостаточно высокая культура производства; плохая приработка деталей после ремонта, отсутствие современного испытательного оборудования, приборов, контролирующих процесс приработки, худшая фильтрация масла и др.; недостаточная специализация производства по сравнению с заводами серийного производства, что не позволяет разработать и реализовать наиболее рациональные технологические процессы.

Недочёты в этом вопросе проявляются, в первую очередь, в малом сроке службы деталей. Таким образом 20...30 % ресурса двигателя расходуются за первые часы его работы. В настоящее время только автомобильные двигатели ремонтируют около сотни предприятий, многие из которых представляют собой универсальные мастерские с преобладанием ручного труда. Затраты на ре-

монт и техническое обслуживание многих машин за период их эксплуатации в 5...15 раз превышают стоимость новой машины. Например, объем трудовых затрат за весь срок службы автомобиля распределяется так: на изготовление – 1,4 %, на техническое обслуживание – 45,4 %, на текущий ремонт – 46 % и на капитальный ремонт – 7,2 %.

Эффективными методами повышения несущей способности и долговечности трущихся поверхностей являются:

- упрочняющая технология (химико-термическая, термомеханическая поверхностного пластического деформирования; электромеханические, ионные, лазерные, плазменные и другие способы нанесения упрочняющих покрытий);
- нанесение износостойких и антифрикционных покрытий (газофазных, термовакуумных, ионно-плазменных, полученных катодным распылением, имплантацией и др.);
- разработка и использование новых смазочных материалов (жидких, твердых, пластичных, присадок к ним и др.);
- оптимизация параметров макро- и микрогеометрии и физико-химических свойств поверхностей;
- научный подход к конструированию узлов трения (оптимальные нагрузочные, скоростные, температурные характеристики и выбор среды).

Наиболее полную оценку износостойкости материала применительно к конкретным условиям работы узла трения можно получить в результате испытаний деталей в процессе эксплуатации машин или на установках, полностью имитирующих условия службы.

Создание новых эффективных триботехнических материалов и подбор пар трения тесно связаны с совершенствованием методов испытаний и измерений выходных характеристик, а также методов оценки работоспособности пар трения. При этом разработка рациональных циклов испытаний является одним из необходимых условий оптимизации и подбора пар трения.

Управление трением – правильный выбор материалов с учётом трения и износостойкости, рациональное конструирование подвижных сопряжений и оптимизация условий эксплуатации – может существенно продлить срок жизни машин при незначительном увеличении их стоимости. Поэтому борьба с потерями от трения и износа машин в большинстве развитых стран стала государственной задачей. Исключительное значение приобретают работы в области триботехнического материаловедения, а также теоретические и экспериментальные исследования в области физико-химической механики процессов трения и изнашивания с использованием испытательных средств и измерительной техники, которые могут раскрыть и изыскать новые способы снижения потерь на трение и повышения износостойкости машин, приборов и оборудования.

Задачи повышения долговечности узлов трения все время усложняются, так как тенденции развития науки, техники и технологии производства неумолимо ведут к ужесточению и усложнению режима работы машин, а значит, и узлов трения в зависимости от нагрузок, температуры, вибрации, условий воздействия различных газовых и жидких сред, воздействия радиоактивных излучений и т. д. Кроме того, конструкторы стремятся к уменьшению габаритов и удельных массовых характеристик узлов трения, что ещё больше усложняет задачу.

Проблема трения получает новое звучание в связи с серьёзными неполадками приборов и механизмов космических аппаратов. Исключительно остро стоит проблема торможения реактивных самолётов, скоростного, магистрального, монорельсового и трубоконтейнерного транспорта при использовании линейных и реактивных двигателей с магнитным и газодинамическим подвесом.

Чрезвычайно важно повысить срок службы узлов трения и инструментов при глубинном бурении и работе в морских глубинах. Принципиально новым вопросом является повышение износостойкости элементов оборудования ядерной энергетики. Исключительное значение приобретают вопросы трения и из-

нашивания для узлов трения автоматизированных и программируемых устройств, особенно для роботов и манипуляторов.

1.3 Решение задач трибологии

В трибологии и триботехнике на первый план выдвигаются следующие цели:

— обеспечение экономически целесообразной наибольшей долговечности узлов трения или по возможности равной износостойкости по сравнению с другими частями машины при работе в различных средах и климатических условиях;

— повышение износостойкости материалов и узлов трения в широком диапазоне температур;

— минимизация габаритных размеров конструкций узлов трения и обеспечение связанного с этим повышения удельных нагрузок на опоры и другие детали, работающие с трением;

— повышение скоростей скольжения и качения без опасности разрушения узлов от динамических и тепловых нагрузок;

— обеспечение в одних устройствах минимального сопротивления движению (в подшипниках), а в других – максимального сопротивления (в тормозах).

Для достижения этих целей необходимо решить следующие задачи триботехники:

1 Повысить срок службы узлов трения строительно-дорожных, сельскохозяйственных и горнодобывающих машин и нефтегазового оборудования за счёт применения новых конструктивных мероприятий и материалов, снизив вредные уровни вибрации и шума, вызываемые трением.

2 Увеличить КПД различных передач и узлов трения в машинах и механизмах. Для этого в силовых и кулачковых передачах и нагруженных подшипниках увеличить контактную прочность и снизить потери на трение. Снизить

также вредные вибрационные и шумовые эффекты, возникающие в узлах трения, за счёт применения покрытий, новых смазочных материалов и антифрикционных присадок, а также фильтров и уплотнений для предотвращения попадания абразивных частиц в зону трения.

3 Повысить температурный барьер в подшипниках высокооборотных машин за счёт применения новых более теплостойких подшипниковых материалов, способных работать при температуре выше 200 °С, обеспечивая малое сопротивление движению при пуске и демпфирование возникающих вибраций и шума.

4 Повысить несущую способность и долговечность подшипников качения за счёт новых технологий и материалов, а также оптимизации формы поверхностей трения качения.

5 Разработать новые типы фрикционных композитных материалов для тормозов и муфт, работающих при высоких объемных и поверхностных температурах.

6 Обеспечить высокий и стабильный коэффициент сцепления колёс с рельсами на железнодорожном транспорте при снижении износа бандажей и рельсов для повышенных нагрузок на ось и высоких скоростей движения.

7 Повысить долговечность деталей и узлов трения машин и механизмов химических и металлургических производств при работе в агрессивных средах (кислоте, щелочи, галогенах, агрессивных газах и др.) за счёт применения новых полимерных и металлических материалов, например титановых сплавов, а также износостойких покрытий.

8 Разработать и создать новые фрикционные узлы трения, конструкционные и смазочные материалы и т. д. Это необходимо как для медицинских задач по трибологии, так и для подшипников, опор, шарниров и направляющих в роботах, манипуляторов, приводах малогабаритных счётно-решающих устройств.

9 Разработать новые конструкции газовых опор скольжения, предназначенных для особенно тяжёлых условий работы (в условиях нагружения, при-

ближенных к импульсным, и высоких температурах окружающей среды применительно к рольгангам прокатных станов, подвижным экипажам монорельсового транспорта, контейнерам пневматических трубопроводов и др.).

10 Осуществить переход к новым технологиям, позволяющим получить поверхности трения с заданными свойствами по трению и износу путем применения плазменных, лазерных, газотермических, ионно-вакуумных и т. п. технологий.

Несмотря на то что трение является своеобразным и в ряде случаев протекает в нестабильных, граничных условиях, оно обусловлено процессами физико-химической механики на поверхности трения. К инженерным расчётам на трение и износ предъявляются очень высокие требования [2] по точности и надежности, значительно более высокие, чем требования к расчётам на прочность в задачах механики, в которых используются значительно большие значения коэффициентов запаса.

1.4 Роль триботехнических испытаний в повышении надёжности и долговечности машин и механизмов

Для оценки ресурса машин необходимы разнообразные сведения, в том числе характеристики нагруженности и напряжённости элементов конструкции, данные об условиях взаимодействия сопряжённых деталей и др. Получение наиболее полной информации о ресурсе как отдельных узлов трения, так и механизма или машины в целом – одна из основных задач конструкторов, испытателей и специалистов по долговечности, исследующих проблемы повышения долговечности. Источниками её являются расчёты, испытания и наблюдения, причем относительное значение каждого из них изменяется на различных стадиях создания машин.

При проектировании изделия результаты расчётов в сочетании с данными об его аналогах являются единственной основой для суждений об ожидаемой

долговечности. На этой стадии должны быть выбраны конструкция и размеры основных деталей, позволяющие при использовании доступных материалов и процессов производства, с учётом испытаний и доводки, обеспечить требуемую несущую способность изделия. Расчёты (главным образом сравнительные) помогают избежать как занижения размеров, при которых заданные показатели долговечности окажутся недостижимыми или потребуют чрезмерных затрат, так и недопустимого увеличения размеров. Расчёты выявляют, по крайней мере, часть ненадёжных элементов. Если деталь перенапряжена, то вероятно её раннее повреждение, если расчётная износостойкость сопряжения недостаточна, то с большой вероятностью можно утверждать, что это приведёт к раннему отказу при эксплуатации. Особенностью расчётных прогнозов долговечности объектов массового производства на стадии проектирования в настоящее время является весьма невысокая достоверность.

После изготовления опытных образцов изделий нагрузки, напряжения и другие факторы, влияющие на долговечность, могут быть определены экспериментально, что позволяет скорректировать ранее выполненные расчёты и несколько повысить точность прогнозов. Начиная с этой стадии главным источником информации о долговечности становятся испытания. В частности, при государственных и межведомственных испытаниях расчётные оценки не принимают во внимание или учитывают лишь в той мере, в какой они свидетельствуют об отсутствии потенциально ненадёжных элементов.

Для дальнейшего накопления сведений о долговечности узла трения, его предельных возможностях и проверки стабильности процессов производства испытания изделий продолжают и после начала их серийного выпуска. На этой стадии испытания сочетают с эксплуатационными наблюдениями, которые могут дать такой объем информации о долговечности, какой невозможно получить никакими иными путями. В частности, выявляется износостойкость узлов трения при самых разнообразных вариантах их использования, в различных климатических зонах, при нарушении правил эксплуатации, при сочетаниях

условий, экстремальных для отдельных элементов конструкции, при влиянии специфических факторов, обусловленных особенностями хранения, обслуживания, ремонта, снабжения запасными частями. Наблюдения, проведённые в достаточных масштабах, позволяют получить статистические оценки с высокой степенью точности, что в большинстве случаев недостижимо при испытании на стадии проектирования.

На начальных стадиях создания новой машины сведений о её долговечности мало, на последующих стадиях информация постепенно накапливается и в зависимости от способа и интенсивности испытания, в связи с чем соотношения между информацией и временем (затратами) в разных условиях могут быть различными. Но даже на стадии серийного выпуска изделий сведения об их долговечности редко достигают желаемой полноты. На практике постоянно возникают всё новые вопросы, обусловленные учащением отказов какого-либо вида, требованиями потребителей или экономическими соображениями, поэтому приходится принимать меры к восполнению пробелов в информации путём организации дополнительных испытаний.

При правильно организованном изучении долговечности изделий используют всю совокупность имеющихся на данном этапе сведений, полученных с помощью расчётов, при испытаниях и наблюдениях. Анализируя эти сведения, учитывают различия в выборках и условиях работы изделий, сопоставляют результаты расчётов с результатами экспериментов, выявляют особенности эксплуатации изделий и влияние этих особенностей на долговечность.

При всей важности проблемы вопросы износостойкости мало изучены, хотя в ряде случаев поддаются расчёту, особенно когда известны экспериментально установленные зависимости между продолжительностью эксплуатации машин и степенью повреждений.

Испытания тем более необходимы, что методы расчета развивают и совершенствуют на основе информации, получаемой при испытаниях и эксплуатации изделий. С одной стороны, накопление экспериментального опыта ведёт

к уточнению расчётных прогнозов долговечности, с другой — уточнение результатов расчётов способствует созданию конструкций, ресурс которых уже в опытных образцах приближается к требуемому уровню. Следовательно, в практике конструирования машин расчёты и испытания должны сочетаться. При оценке долговечности изделий [3] совместное использование результатов расчётов и испытаний позволяет более полно характеризовать причины выхода из строя узлов трения.

2 СТРУКТУРА И МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

Испытания опытных образцов весьма трудоёмкие и дорогостоящие, поэтому исследователи стремятся уменьшить объём испытаний, соблюдая заранее заданные требования к их точности и долговечности.

Испытания осуществляются как на образцах, так и на натурном объекте [4]. При этом следует иметь в виду, что чем меньше размер образца, тем выше эффективность испытаний, которые выполняются большей частью в сжатом масштабе времени. Так, например, в зависимости от назначения узла трения определяющим параметром, влияющим на коэффициент трения и интенсивность изнашивания, является либо температура, либо нагрузка на пары трения.

Среда оказывает заметное влияние на эксплуатационные свойства поверхности пары трения. В качестве среды, например, рассматриваются смазочные материалы. Триботехнические испытания смазочных материалов, содержат оценку их антифрикционности, износостойкости, противозадирности и прочих свойств на лабораторных стендах с модельными образцами простой геометрической формы, на имитирующих стендах с образцами аналогичными серийным деталям или непосредственно в реальных условиях эксплуатации на опытных партиях натуральных узлов машин и механизмов [5].

В условиях эксплуатационных испытаний на получаемые результаты, кроме основных параметров, таких как относительная скорость движения тру-

щихся поверхностей, давления, температуры, оказывают влияние еще и условия работы машины в целом. К ним относят наличие влаги и других коррозионных агентов, наличие частых остановок и пусков, переменность нагрузки и скорости, присутствие абразивных частиц и т.д. В таких условиях выявить доминирующие параметры, оказывающие определяющее влияние на поведение смазочного материала чрезвычайно трудно. Для снижения влияния вышеперечисленных факторов на результат испытания необходимо проводить длительное время и параллельно сразу на нескольких однотипных машинах, на что требует много средств и времени. Для решения этой проблемы в большинстве случаев эксплуатационные испытания являются окончательной проверкой оптимальности исследуемого смазочного материала, отобранного по результатам определенного количества лабораторных или стендовых испытаний.

Испытания на имитирующих стендах позволяют определить трибологические свойства смазочных материалов в условиях воссоздающих трение реальных деталей машин и механизмов при контроле всех влияющих на этот процесс параметров.

В отличие от триботехнических испытаний в условиях эксплуатации на стендах лабораторные испытания не требуют больших затрат времени, они позволяют изменять условия на поверхности трения и выделять основной параметр, оказывающий влияние на трибологические характеристики смазочных материалов [5]. Различают следующие виды лабораторных испытаний: 1) прямые (на специальных маслоиспытательных машинах и приборах в условиях трения твёрдых тел; 2) косвенные (смазочное действие оценивается с помощью различных физико-химических параметров без воспроизведения трения между смазочными поверхностями).

2.1 Триботехнические испытания и методы их проведения

2.1.1 Лабораторные испытания

Основной отличительной характеристикой лабораторных испытательных машин и приборов различных типов является геометрия контакта поверхностей трения их рабочих элементов (образцов), определяющая нагрузки в месте контакта. Различают следующие схемы контакта поверхностей трения [1, 4, 6].

1 Контакт поверхностей трения по площади — полный или частичный подшипник скольжения (вал и цилиндрический подшипник, вал и подшипник в виде отдельных сегментов цилиндра) и скользящие друг по другу плоские поверхности. При таких схемах трения номинальное давление на проекцию опоры может достигать 80...100 МПа.

2 Линейный контакт трущихся поверхностей — цилиндр и плоскость, контакт двух цилиндров по образующей. В этих случаях начальный контакт осуществляется по поверхности, образуемой в результате упругих деформаций обоих рабочих элементов; при этом начальное давление в контакте может быть вычислено. В процессе работы в условиях скольжения при возникновении изнашивания поверхность соприкосновения рабочих элементов в месте контакта будет увеличиваться, но может быть определена по величине следа износа на неподвижном образце. Данная схема трения имитирует условия работы зубчатых колес, роликовых подшипников. Максимальное давление в контакте рабочих элементов может достигать 1000...1500 МПа.

3 Точечный контакт. Образуется при соприкосновении рабочих элементов машин в виде двух сфер, шара и плоскости, конуса и цилиндров с взаимно перпендикулярными осями [4, 6]. Подобный контакт поверхностей сравним с контактом шариков и колец подшипников качения. Максимальное давление в контакте для машин с такими схемами трения может достигать 5000 МПа.

Основные схемы трения машин и приборов для триботехнических испытаний смазочных материалов приведены на рис. 2.1.

При испытании смазочных материалов применяют различные критерии для оценки их триботехнических характеристик.

1 Потери на трение, определяемые по величине момента, силы или коэффициента трения.

2 Нагрузка, при которой достигаются критические условия на поверхности трения (заедание, задир) или достигается заданная величина силы трения или температуры. Чем выше нагрузка, при которой возникает какое-либо из указанных критических условий, тем в большем диапазоне нагрузок смазочный слой в контакте предохраняет поверхности от повреждения при трении.

3 Износ поверхностей трения, определяемый при нормированных условиях опыта по нагрузке, скорости, температуре.

4 Критическая температура, характеризующая разрушение граничных смазочных слоев и смазочного материала (критическая температура разрушения смазочного слоя). В ряде случаев при сравнительных испытаниях оценку качества смазочного материала проводят по величине нагрева смазочного слоя вблизи места контакта поверхностей трения.

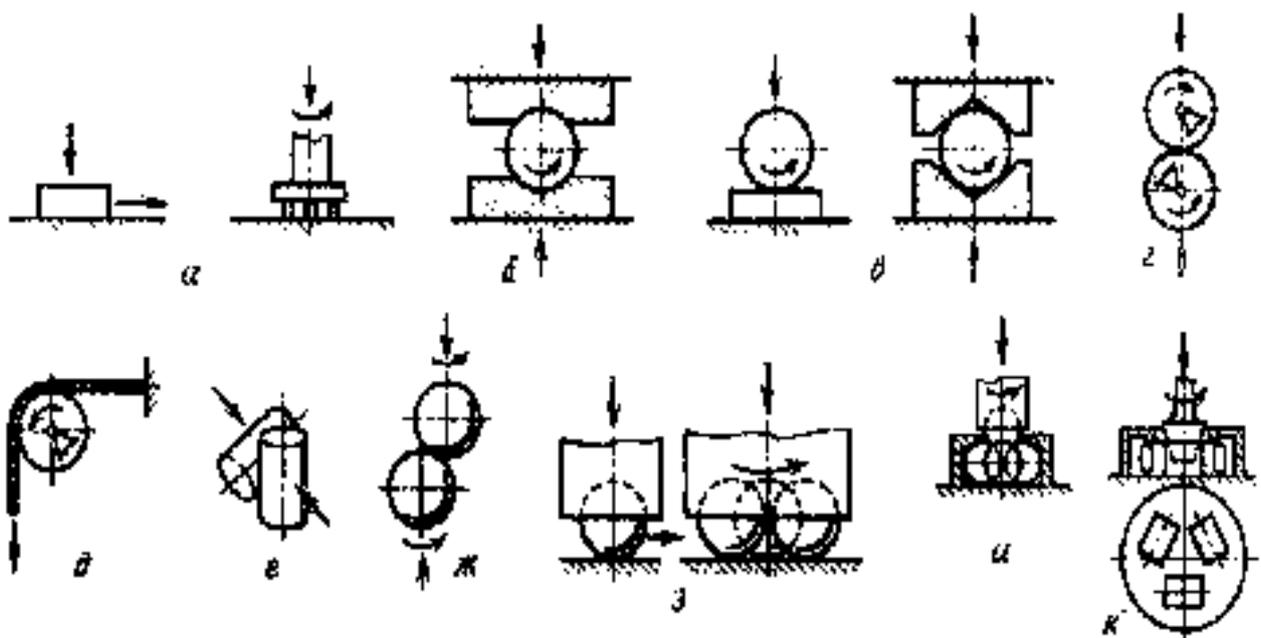


Рисунок 2.1 – Схемы трения машин и приборов для триботехнических испытаний смазочных материалов:

a – скольжение плоскости по плоскости; b – скольжение коаксиальных цилиндрических поверхностей; v – скольжение цилиндра по плоскости; z – качание и скольжение цилиндров с параллельными осями; d – скольжение гибкой цилиндрической проволоки по цилиндру; e – скольжение цилиндров с перпендикулярными осями; $ж$ – скольжение и качание сферы по сфере; $з$ – скольжение сферы по плоскости; $и$ – скольжение сферы по сфере; $к$ – скольжение конуса и цилиндра с перпендикулярными осями

Оценку триботехнических свойств масел и пластичных смазок на лабораторных машинах и приборах целесообразно проводить по принципу варьирования основного параметра, влияющего на поведение смазочного слоя во фрикционном контакте. Изнашивание сопряженных деталей или любые другие повреждения поверхностей трения происходят при разрушении смазочного слоя и возникновении непосредственного контакта поверхностей [5]. При частичном разрушении смазочного слоя имеет место процесс постепенного изнашивания деталей, а при полном разрушении слоя – катастрофический износ, задиры и заедание. Для получения первого вида повреждения проводят испытания при сравнительно невысоких нагрузках, скоростях и температурах. Для достижения второго вида разрушения испытания обычно проводят при ступенчатом повышении одного из вышеуказанных параметров.

2.1.2 Косвенные методы испытания смазочных материалов. Краевой угол смачивания

Адсорбция жидких смазочных материалов может быть оценена величиной краевого угла, образуемого касательной к поверхности раздела капля жидкостил – твердая поверхность. Для гидрофобной поверхности, склонной к отталкиванию смазочной жидкости, краевой угол Θ будет велик, а для гидрофильной, притягивающей жидкость, значения краевого угла малы (рис. 2.2.).



Рисунок 2.2 – Капля жидкости на гидрофобной (а) и гидрофильной (б) поверхностях

Краевой угол измеряют следующим образом. Каплю исследуемой жидкости пипеткой наносят на поверхность, освещают ее сильным источником света (рекомендуется точечный источник) и проектируют на экран. Твердую поверхность устанавливают параллельно освещающему пучку лучей так, чтобы проекция твердой поверхности проектировалась на экран в виде тонкой линии. Изображение капли на экране очерчивают или фотографируют. В точке пересечения проекции капли и поверхности строят касательную и определяют величину краевого угла. Желательно иметь увеличенное изображение силуэта капли, что может быть получено при помощи фильмоскопа или фотоувеличителя [5]. Степень смачивания поверхности твердого тела обратно пропорциональна величине краевого угла. Мерой смачивания принято считать величину косинуса краевого угла.

2.1.3 Метод «горячей проволоки»

При высоких температурах, генерирующихся в контакте поверхностей трения, химически активные компоненты смазочных композиций могут вступать в реакцию с металлом поверхности, образуя химические модифицированные защитные слои типа хлоридов, сульфидов, фосфидов металла. Для качественной оценки реакционной способности смазочной среды с химически активными присадками применяют метод так называемой «горячей проволоки»

[5], по которому высокая температура металла (до 600 °С) может быть достигнута путем пропускания электрического тока через тонкую проволоку, погружённую в исследуемую смазочную композицию. Периодическое (импульсное) пропускание тока через проволоку косвенно имитирует температурные вспышки, имеющие место на контакте поверхности при трении.

Электрическая схема такого прибора представлена на рис. 2.3. Сопротивление проволоки при прохождении через нее электрического тока определяют путем сравнения падения напряжения в проволоке с падением напряжения при прохождении тока через стандартное сопротивление.

При химической реакции между проволокой и присадкой происходит уменьшение диаметра проволоки и увеличение её электрического сопротивления [5]. Измеряемое сопротивление пропорционально скорости химической реакции. Температура проволоки изменяется путем варьирования входного напряжения, так что скорость реакции между проволокой и присадкой может измеряться при различных температурах.

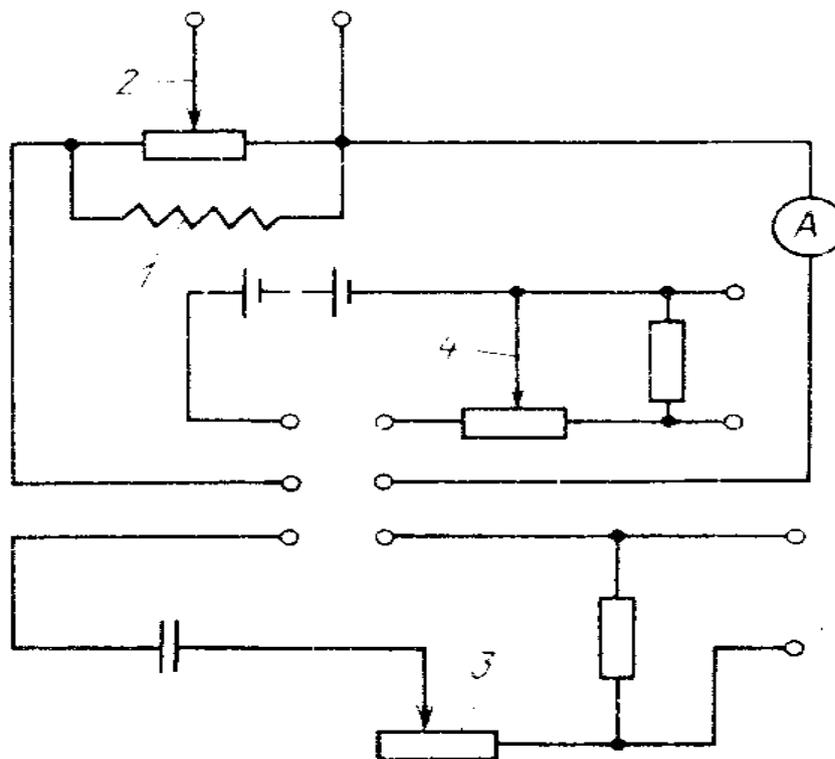


Рисунок 2.3 – Электрическая схема прибора для испытаний по методу «горячей проволоки»:

1 – испытуемая проволока; 2 – потенциометр; 3 – потенциометр нагревающей цепи с сопротивлением 10 Ом; 4 – потенциометр измерительной цепи с сопротивлением 10 Ом

Применяют также другой способ оценки химической активности присадок – по времени перегорания проволоки в процессе нагревания электрическим током при её периодическом погружении в испытуемое масло с химически активной присадкой. Чем меньше время, необходимое для перегорания проволоки, тем более химически активной является присадка [7].

2.2 Модельные испытания

В процессе развития триботехники и трибоники возникла к необходимости разработки моделей оптимизации сложных систем. Успешное решение сложных комплексных задач, которые нельзя свести к одному известному алгоритму, возможно при использовании различного моделирования, в первую очередь на основе системного анализа [8]. Для некоторых задач всё ещё имеет большое значение физическое моделирование, позволяющее уточнить природу явлений, их математическое описание и выполнить эксперименты с узлами трения, аналоги которых отсутствуют. Наибольшее соответствие между моделью и оригиналом может быть достигнуто при использовании основных положений адаптивности, причём при накоплении новых статически достоверных данных о соответствии модели оригиналу необходимо осуществлять последовательную корректировку параметров модели.

Для задач трения и износа особое значение приобретают методы оценки определяющих процессов и явлений через модельный эксперимент, описание и результаты которого представляют в критериальной форме. Использование методов моделирования при правильном и объективном подходе к обобщению результатов с оценкой их достоверности и точности позволяет значительно уско-

ритель внедрение новых технических решений и сократить трудовые затраты и расходы дефицитных материалов.

Модельные испытания фрикционных пар для тормозов выполняют по стандартному методу теплоимпульсного трения, позволяющему воспроизводить нестационарные режимы теплового нагружения [4].

Сущность метода заключается в том, что на валу испытательной машины типа ИМ-58 устанавливают кольцевой образец. К валу присоединяют маховые массы с заданным на основании расчета моментом инерции, приводят вал во вращение с определенной частотой, отключают привод вала, прижимают с заданной силой к торцевой поверхности вращающегося образца неподвижно установленный кольцевой образец, осуществляя торможение.

В процессе торможения непрерывно регистрируют с заданной погрешностью в функции времени момент сил трения, продолжительность торможения, температуру в зоне фрикционного контакта, частоту вращения вала, а после торможения собирают продукты износа и определяют износ образцов, по значениям которых судят о триботехнических характеристиках испытанных материалов и соответствии их техническим требованиям [4].

Параметры режима испытаний задают исходя из конкретных условий эксплуатации фрикционного устройства, для которого предназначены испытываемые материалы. Кроме того, эти испытания позволяют получить в функции времени торможения двух- и трехфакторные функции коэффициента трения $f_T = f(p_a, v_{max})$ и $f_T = f(p_a, v_{ск}, v_{max})$, которые уточняют оптимальную область применения данной фрикционной пары для процессов торможения с учетом возможности возникновения нежелательных по амплитуде и частоте фрикционных автоколебаний.

При моделировании стараются учитывать и по возможности контролировать (регистрировать) параметры следующих четырех групп:

– спектра нагружения (особенно при вибрации), когда необходимо учитывать эффективные значения и дисперсии нагрузок; продолжительность

нагрузки; скорость нарастания нагрузки; динамическую составляющую нагрузки; вид движения, ускорение, температуру окружающей среды;

– структуры испытываемого трибосопряжения, которая позволяет учитывать различие между процессами в подвижном и неподвижном элементе, наличие и поведение промежуточного материала, влияние коэффициента взаимного перекрытия на удаление продуктов изнашивания, смазывание и охлаждение контактирующих поверхностей;

– свойств поверхностных слоев материалов пары трения, которые существенно влияют на механизм изнашивания и на вид нарушения фрикционных связей [4];

– выходных характеристик триботехнической системы, к числу которых относятся силы (коэффициент) трения, интенсивность изнашивания, толщина слоя смазочного материала, температура на фрикционном контакте и окружающей среды, акустическое излучение (уровень шума), работа и мощность сил трения, топография износа.

В результате модельных испытаний с использованием масштабных коэффициентов перехода с высокой достоверностью устанавливается пара трения, которая в большей мере, чем другие фрикционные пары, удовлетворяет техническим требованиям для конкретного узла трения с учётом конкретных условий эксплуатации.

2.3 Стендовые испытания

Для определения влияния конструктивного оформления пары трения в заданном диапазоне режимов силового, теплового и скоростного нагружения на работоспособность трибосопряжений применяют стендовые испытания.

Простейшим способом проведения стендовых испытаний является использование машины с установленным в ней узлом трения. Стендовыми испытаниями часто управляют с помощью ЭВМ по различным программам с обязательной автоматизированной обработкой результатов эксперимента [4]. При

стендовых испытаниях выявляется наилучшее конструктивное оформление узла трения.

Обычно при натурных испытаниях выявляются просчеты конструктора, которые приводят к перегрузке отдельных участков поверхности (при чрезмерно широких или длинных фрикционных элементах), к повышенному износу или шаржированию (если не предусмотрено удаление продуктов износа), к перегреву контакта (когда оба элемента пары трения выполнены из материалов с низкой теплопроводностью) и т. п.

Количество экспериментов n , необходимое и достаточное для испытания узла трения или его модели, определяют по рекомендуемой теорией надежности формуле:

$$n = \left(\frac{Z_p \sigma_r}{\varepsilon_r} \right)^2,$$

где Z_p – коэффициент, соответствующий заданной вероятности (для нормального закона распределения);

σ_r – генеральная дисперсия (например, рассеяние значений продолжительности трения или диапазон колебаний износа элемента пары трения);

ε_r – заданная погрешность определения значения контрольного параметра.

Например, контрольным параметром является время, задаваемое с погрешностью не более 0,5 с, или точность инструмента 0,01 мм для измерения линейного износа.

Каждый триботехнический эксперимент имеет вероятностный характер, т. е. на его результаты влияют состояние окружающей среды, магнитные поля, вибрации, случайные деформации сопряженных элементов; особенно много случайных воздействий при эксплуатационных испытаниях машин, перемещающихся по пересеченной местности, универсальных металлообрабатывающих станков, особенно когда ими управляют недостаточно опытные операторы.

2.4 Полигонные испытания

Существенная особенность систем испытаний мобильных машин заключается в применении наряду с лабораторными и эксплуатационными испытаниями эффективных полигонных испытаний.

Начальной формой будущих полигонных испытаний были дорожные испытания, или точнее испытания в движении, которые стали применяться одновременно с появлением первых движущихся машин и совершенствовались по мере накопления опыта [1]. Значительным этапом в развитии таких испытаний был переход к использованию для движения специально выбранных трасс или выделенных участков территории, следующим этапом было создание треков, а затем комплекса треков в сочетании с лабораториями и многочисленными вспомогательными службами. Первые большие полигоны были введены в эксплуатацию в 20-х гг., в последующие годы число полигонов, их оснащенность, размеры и объем выполняемых на них исследований неуклонно возрастали. В настоящее время в России и в других странах существуют десятки полигонов, используемых для испытаний машин и их элементов, в то же время строят новые и расширяют старые полигоны.

Современные полигоны обычно представляют собой комплекс сооружений и средств, позволяющих выполнять весьма разнообразные виды исследований и испытаний, в том числе функциональных и специальных (проверка прочности при столкновении и опрокидывании, герметичности кабин и кузовов и т. д.) [3], не рассматриваемых в данном пособии. Ниже кратко приведены методические основы и направления развития полигонных испытаний лишь в части, касающейся исследований и оценки надежности конструкций.

2.5 Испытания на треках

Первые полигоны создавались, когда уровень знаний в области прочности и износа элементов машин, работающих при переменных нагрузках, и представления о величине и характере нагрузок на детали, о процессах взаимо-

действия различных узлов были недостаточны. В течение примерно двух десятилетий полигонные треки для испытаний износостойкости машин представляли собой приблизительную имитацию плохой дороги, выбранной по интуиции или созданной воображением испытателей.

По мере накопления опыта полигонных испытаний стала очевидной невозможность создать полигонный трек, в равной мере эффективный для оценки износостойкости всех агрегатов машин. Во-первых, потому что процессы накопления в них повреждений неодинаковы, во-вторых, в различных дорожных условиях разные элементы машины нагружаются неодинаково, следовательно, конструкция трека, оптимальная для одних элементов, неэффективна или малоэффективна для других, она может вообще не приводить к их повреждению, не обеспечивать ускорения испытаний или давать непоказательные результаты [3]. Поэтому полигонные испытания для оценки надежности развиваются в двух параллельных направлениях, соответствующих двум различным целям: а) оценка износостойкости какого-либо элемента машины или группы элементов; б) оценка износостойкости машины в целом или большинства ее элементов.

Испытания в случае *а* позволяют наиболее четко и с максимальным коэффициентом ускорения выявить надежность тех элементов конструкции, которые подвергаются направленным интенсивным воздействиям на треке определенного типа. Так выявляют свойства узлов подвески на разнообразных неровных и волнистых треках.

Специализированные полигонные треки, обеспечивающие дифференциацию испытаний и призванные вызывать повреждения определенного вида, являются треками направленного действия. Испытания, проведенные на таком треке для оценки стойкости конструкции против специфического вида повреждения, можно условно назвать направленными испытаниями. Их эффективность подтверждается, в частности, многолетним опытом, полученным НАТИ и на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ.

На каждом из специализированных треков решаются задачи по оценке стойкости элемента (или группы элементов) машины при каком-либо специфическом разрушающем воздействии [3]. Такие испытания широко применяют и будут применять в дальнейшем, однако в ряде случаев их заменяют испытаниями на стендах, позволяющими решать те же задачи быстрее и при меньших затратах.

Полигонные испытания в случае b , которые назовем комплексными, должны давать оценку надежности всех или, по крайней мере, большей части элементов машины. Данная задача решается по разным направлениям, одно из которых приемлемо для транспортных машин и конструкций (автомобилей всех видов, прицепов и др.). Это ускоренные испытания.

Один из путей ускорения таких испытаний – использование переходных режимов. Известно, например, что при неустановившемся режиме работы авто-тракторного двигателя износ цилиндров намного ускоряется по сравнению с износом при работе в эквивалентном ему по расходу топлива постоянном режиме. Движение машины с частыми троганиями и остановками ускоряет износ двигателя, сцепления, трансмиссии и тормозов. Регулируя продолжительность цикла включения муфты сцепления, можно не только влиять на нагрев и износ ее элементов, но и изменять величину «всплесков» крутящего момента, воспринимаемого трансмиссией и т. д.

2.6 Испытания на трассах

Испытания машин при движении по специально выбранным эксплуатационным маршрутам, которые мы условно назовем трассами, не имеющим искусственных испытательных сооружений, по существу являются подконтрольной эксплуатацией, т. е. относятся к категории эксплуатационных испытаний [1]. Тем не менее испытания на трассах и на полигонах целесообразно рассматривать совместно, так как при отсутствии полигонов трассы в известной мере

их заменяют, а при наличии полигонов испытания трассы нередко дополняют полигонные испытания, являясь источником дополнительной информации. Кроме того, воспроизведение некоторых участков реальных трасс в полигонных условиях затруднительно и обходится дорого.

В зависимости от особенностей выбранной трассы она, как и полигонный трек, может оказывать направленное воздействие на объект изучения, сравнительно быстро выявляя свойства одного или нескольких узлов, или комбинированное воздействие, результатом которого является комплексная информация о поведении ряда узлов или машины в целом.

Типичный пример направленных испытаний – проверка фрикционных свойств, износостойкости и надежности тормозов. Так, в США систематически используют для этой цели по крайней мере две трассы: вблизи Питсбурга и в районе Детройта.

Трассу в Детройте длиной 52 км (из них 42 км в пригородных районах, остальные – в городе) несколько фирм используют для сравнительной оценки свойств новых тормозных материалов и конструкций. В настоящее время фирма «Бендикс» предпринимает попытки воспроизвести все особенности трассы на инерционном динамометрическом стенде, для чего были проведены испытания грузопассажирского автомобиля, оснащенного дисковыми тормозами. Во время движения по трассе в заранее намеченных пунктах температура фрикционных накладок регистрировалась термопарами, расположенными на расстоянии 1,5 мм от поверхности трения [3]. В тех же пунктах измерялся износ накладок; по мере их изнашивания термопары соответственно перемещали. По результатам измерений была составлена программа стендовых испытаний; за основу принята температура поверхностей трения. Приблизительно за 70 ч стендовых испытаний были воспроизведены 2,5 тыс. км пробега по трассе, требующего 12 дней. Стабильность условий испытаний возросла, их трудоемкость снизилась.

Таким образом, в настоящее время ресурсные и совмещаемые с ними функциональные испытания тормозных систем выполняют на трассах, на полигонных треках и на стендах. Стендовые испытания в течение многих лет проводили при постоянном цикле, имитирующем разгон – торможение; теперь стали возможными более эффективные программированные испытания. Все виды испытаний сосуществуют, причем испытания тормозов на трассах иногда включают в комплекс полигонных испытаний. Например, на Абердинском полигоне, одном из крупнейших в США, колесные тормоза машин испытывают на горной дороге протяженностью 48 км, имеющей уклоны до 11 %.

Поскольку полигонные треки или комплекс треков для испытаний машин на надежность, как правило, воспроизводят действие конкретной или «синтетической» дороги, широко применяют принцип воспроизведения на стендах воздействий, записанных при движении на полигоне [3]. При этом сохраняется преемственность полигонных и стендовых испытаний, обеспечивается сопоставимость их результатов, а также связь между режимами работы изделия на стенде и в эксплуатации.

Одно из негативных отличий трассы от трека – невозможность оградить ее от атмосферных воздействий, в связи с чем результаты испытаний, особенно на грунтовых трассах, лишаются стабильности, присущей испытаниям на коротких треках, очищаемых от снега и грязи. Кроме того, концентрация испытательных средств на полигонах дает значительные преимущества. В связи с этим возникло мнение, что развитие полигонов и увеличение их количества постепенно приведет к прекращению испытаний на трассах. Полагаем, что это мнение столь же необоснованно, как и прогноз о вытеснении полигонных испытаний стендовыми. Действительно, при расширении стендовых испытаний они заменят часть направленных дорожных испытаний, а развитие полигонов приведет к некоторому сокращению объемов испытаний на трассах. Тем не менее такие испытания, не требующие долговременных сооружений и капитальных затрат, выполнимые в любой зоне, будут применяться и впредь. Это в особен-

ности бесспорно для нашей страны, отличающейся обилием вариантов дорожных, климатических, почвенных условий эксплуатации, а также наличием множества промышленных предприятий, рассредоточенных на огромной территории, изготавливающих мобильные машины или их элементы. Для многих таких предприятий, в частности, отдаленных от центральных полигонов, использование ближайших испытательных трасс рентабельно и эффективно.

2.7 Эксплуатационные испытания

Эксплуатационные испытания позволяют учесть ряд факторов, практически не воспроизводимых при лабораторных, модельных и стендовых испытаниях [3].

Продолжительность этих испытаний зависит от многих факторов, однако в основном определяется интенсивностью изнашивания сопряженных узлов и деталей трибосистемы. Испытания, как правило, проводят до появления износа деталей, величина которого превышает ошибку измерения, или до появления отказов в работе трибосопряжения (поломка, задир, заедание и др.). При эксплуатационных испытаниях фиксируют величину износа деталей узлов трения за определённый период работы объекта или регистрируют число отказов какого-либо трибосопряжения.

Эксплуатационная проверка надежности изделий – обязательный этап любой системы испытаний. Этот этап проверки обычно начинают с опытных образцов, продолжают на опытных партиях и завершают испытанием установочной серии изделий. Различают три варианта проведения эксплуатационных испытаний. *Опытная эксплуатация*, проводимая квалифицированным персоналом при регулярном контроле специалистов, точном учете наработки изделия, объема выполненной им работы, регистрации и анализе всех нарушений за время испытаний. *Подконтрольная эксплуатация* (ГОСТ 17526), сопровождаемая контролем состояния каждого изделия специально подготовленным персоналом для увеличения объема и достоверности получаемой информации. *Рядо-*

вая эксплуатация (ОСТ 32.2.5) у потребителей с возможными отклонениями от правил использования и обслуживания изделий, обусловленными недостаточной квалификацией, технической оснащенностью персонала [3], проводится без повседневного наблюдения испытателей, которые в этом случае довольствуются сообщаемой им информацией и прибывают по вызовам при серьезных отказах.

Первые два варианта относятся к испытаниям в эксплуатации (ОСТ 70/23.2.5), проводимым при соблюдении правил использования и технического обслуживания изделий. Третий вариант может привести к худшим показателям надежности, чем испытания под контролем специалистов, но оценки в этом случае точнее характеризуют ожидаемую надежность серийных изделий в эксплуатации.

Отдельные детали, узлы и агрегаты во многих случаях могут быть испытаны при установке на машинах, серийно выпускаемых или находящихся в эксплуатации. Это в особенности целесообразно, когда опытные элементы вписываются в конструкцию серийной машины без существенных ее переделок. Тогда количество испытываемых изделий может быть сколь угодно большим, создается возможность получения обширной информации при умеренных затратах. В этом случае возможна также установка проверяемых изделий на машины разных конструкций для изучения влияния различий, например, в мощности двигателей, передаточных чисел трансмиссий, системы подрессоривания, характера использования машин и др.

Образцы для эксплуатационных испытаний следует собирать из элементов, в основном проверенных и доведенных на стендах и полигонах. Если же поэлементная доводка не завершена и ускоренные испытания дали только малую долю необходимой информации, то эксплуатационные испытания становятся главным ее источником, причем объемы и продолжительность таких испытаний существенно возрастают [3].

В редких случаях, когда конструкторы и испытатели не ограничены жесткими сроками, изделие может быть доведено в результате только эксплуатационных испытаний. В иных случаях большая их длительность приводит к неполной проверке конструкций и к «болезненному» процессу устранения не замеченных ранее недостатков в ходе серийного выпуска изделия.

При планировании всего комплекса испытаний новой модели изделия необходимо, хотя бы приблизительно оценить минимальную продолжительность эксплуатационных испытаний. Тогда становится ясной возможность получения информации в пределах заданных сроков и соответственно роль таких испытаний в общем их комплексе. Покажем это на нескольких примерах, причем предположим, что в рассмотренных случаях приемлемый срок проверки надежности изделия составляет год-полтора.

Эксплуатационные испытания на износ промышленных тракторов при нормативном 80 %-м ресурсе основных агрегатов 8 тыс. ч и соответствующем среднем ресурсе около 10 тыс. ч при высоком коэффициенте использования календарного времени в опытной эксплуатации или у потребителей могут быть завершены за полтора-два года (без учёта затрат времени на повторные испытания замененных узлов).

Эксплуатация сельскохозяйственных тракторов на основных видах работ имеет сезонный характер. Среднегодовая наработка тракторов наиболее распространенных моделей составляет 8...14 тыс. ч, следовательно, проверка надежности в эксплуатации у потребителей требует нескольких лет. Поэтому надежность тракторов проверяют ускоренно в опытной эксплуатации на испытательных станциях. Наряду с использованием тракторов на сельскохозяйственных операциях, применяют их имитацию, тем не менее годовая наработка редко превышает 2,5...3 тыс. ч; информация накапливается медленно.

При современных темпах создания новых конструкций и тенденции к учащению смены моделей очевидно, что в системе проверки надежности сельскохозяйственных тракторов возрастает значение ускоренных стендовых и по-

лигонных испытаний. Пробелы, которые конструкторы разработчики допускают при проведении таких испытаний в надежде на последующую эксплуатационную проверку, могут привести к невозможной потере времени и к неполной оценке надежности конструкции, внедряемой в производство [3].

Следует отметить, что методы эксплуатационных испытаний также прогрессируют, главным образом благодаря активному применению диагностической аппаратуры, которая дает возможность углубленно оценить состояние узлов машины на любых стадиях испытаний, предвидеть приближающиеся отказы и несколько ускорить получение информации.

В иных случаях, когда для проведения эксплуатационных испытаний в полном объеме не хватает времени, их следует проводить в доступном объеме, одновременно организовав проверку и получение недостающей информации при ускоренных стендовых и полигонных испытаниях.

Эксплуатация потребителем является главной проверкой как надежности, так и триботехнических свойств любых изделий машиностроения, выявляющей все недостатки, в том числе не проявившиеся при испытаниях, а также возникшие при изготовлении.

В заключение отметим, что при всем значении и всей необходимости эксплуатационной информации на стадии подготовки изделия к внедрению в производство обычно могут быть использованы лишь данные о предшествующих моделях и скудные сведения о работе немногих образцов, переданных для опытной эксплуатации потребителям. Массовая эксплуатационная информация всегда задерживается вследствие большого разрыва между временем начала выпуска изделий и временем обнаружения недостатков. Поэтому ни в коем случае нельзя рассматривать эксплуатационные наблюдения как замену ресурсных испытаний: это не замена, а дополнение. Основным источником своевременной информации о надежности готовящихся к производству изделий машиностроения являются специально организованные испытания.

3 ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ УЗЛОВ МАШИН

3.1 Испытания на лабораторных машинах

3.1.1 Машины и приборы с контактом поверхностей трения по площади

Машина «Олмен-Виланд» представляет собой вращающийся с частотой 600 об/мин (0,2 м/с) стальной валик диаметром 6,35 мм, к которому под нагрузкой прижимаются два вкладыша из мягкой стали или бронзы. Нагрузка передается при помощи гидравлического или механического устройства ступенями по 500 Н с интервалом 30 с. Предельная нагрузка 20000 Н. Вал и нижний вкладыш между собой не соприкасаются. Валик машины приводится во вращение от мотор-весов, по углу поворота статора которого определяют момент трения. По величине нагрузки, при которой происходит резкое возрастание момента трения (вплоть до поломки предохранительного штифта, характеризующего возникновение заедания), судят о качестве смазочного материала. Суммарный износ образцов определяют после испытания по потере массы валика и вкладышей.

Машина с возвратно-поступательным движением образца

Схема рабочего узла машины представлена на рис. 3.1. Ползун 1 перемещается по полуцилиндрической направляющей и приводится в движение от кривошипно-шатунного механизма.

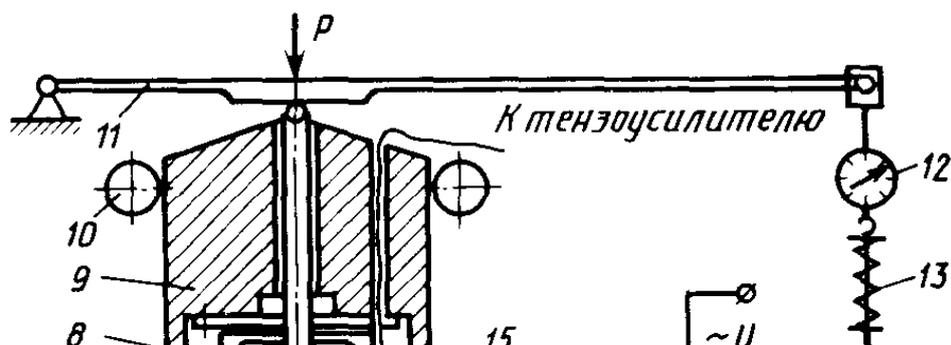


Рисунок 3.1 – Схема рабочего узла машины с возвратно-поступательным движением образца

Нижний образец 5 укреплен прижимами 6 на стальной платформе 4, изолированной от тела ползуна плитой 2 из асбоцемента. Нагревательное устройство 3, встроенное между стальной платформой 4 и плитой 2, позволяет нагревать образец 6 до 350 °С. Верхний образец 7 укреплен в гнезде силоизмерительной балки 8, изготовленной в виде параллелограмма, что обеспечивает постоянство площади контакта в пределах одного цикла движения. Силоизмерительная балка жестко соединена с головкой 9, которая перемещается по направляющим 10. На упругих элементах газоизмерительной балки приварены высокотемпературные резисторы 15, служащие для регистрации силы трения (по длине хода образца) при помощи усилителя и осциллографа. Нагружение образцов осуществляется рычажным механизмом, состоящим из неравноплечего рычага 11, динамометра 12, пружины 13 и домкрата 14. Нагрузка от рычага передается на верхний образец через шток 16. Испытания ведутся при частоте перемещений 260 дв. ход/мин. Размеры образцов, мм: нижний 130×40×10, верхний 40×5×25 [5]. Площадь контакта 0,8 см². Масло подается на поверхность нижнего образца в количестве семь капель в минуту от микродозатора.

В процессе испытания регистрируют: силу трения и характер ее изменения по длине хода образца, температуру вблизи места контакта образцов; частоту движения нижнего образца. Перед испытанием исследуемого масла предварительно осуществляют приработку при ступенчатом нагружении по 150 Н через каждые 15...20 мин до достижения нагрузки, равной 1000 Н. При этой нагрузке образцы прирабатываются 6...10 ч. Приработку считают законченной, когда на поверхности нижнего образца следы износа составят 85...90 % геометрической площади рабочей поверхности верхнего образца.

Для оценки противозадирных свойств масел при заданной температуре нижнего образца контактную нагрузку повышают от 300 Н ступенями по 160 Н. Переход от одной ступени нагрузки к другой проводят после стабилизации температуры в зоне контакта. Критериями оценки противозадирных свойств масел являются критическая нагрузка заедания и температура, при которой происходит заедание.

3.1.2 Машины и приборы с линейным контактом

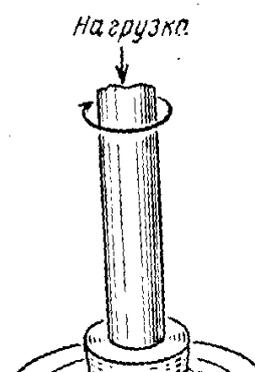
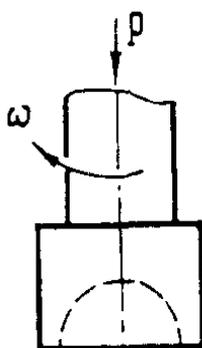
Машина «Фалекс» (см. схему рис. 2.1, в) состоит из стального валика диаметром 6,35 мм твердостью $\sim HB$ 100 и двух V-образных блоков из закаленной стали твердостью HRC 20–24. Угол при вершине V-образного выреза составляет 96° . Валик вращается с постоянной частотой 290 мин^{-1} (0,1 м/с). Соприкосновение поверхностей V-образных вырезов в двух блоках образует линейный контакт с рабочей поверхностью валика [5]. Испытание проводят в масляной ванне; температура масла может изменяться за счет внешнего подогрева от нормальной до 200°C . Применяют ступенчатое нагружение. Критерием предельной работоспособности смазочного материала служит поломка штифта (соединяющего рабочий валик с шпинделем машины) на определенной ступени нагружения. Максимальная степень нагрузки равна 18 000 Н.

Машина *SAE* (см. схему рис. 2.1, г) состоит из двух цилиндрических колец, закрепленных на отдельных валах, расположенных один под другим таким

образом, что кольца катятся друг по другу, но с различной окружной скоростью. Нижний вал соединен с верхним ведущим валом с помощью набора зубчатых колес с различными передаточными числами. Частота вращения ведущего вала может изменяться тремя ступенями – 500, 700 и 1000 мин⁻¹, что соответствует изменению скорости скольжения верхнего кольца от 1,31 до 2,62 м/с. Соотношение скоростей скольжения верхнего и нижнего колец равно 14,6:1. Исследуемое масло помещают в масляный резервуар, в который погружается при работе нижнее кольцо. Верхнее кольцо смазывается только при подаче масла нижним кольцом. Нагрузка от 0 до 1800 Н передается на нижнее кольцо с помощью рычага (соотношение плеч рычага 10:1) при непрерывной скорости нагружения 310 Н/с. Давление в контакте может достигать 2000 МПа. Испытание проводят до нагрузки, при которой возникает заедание, обнаруживаемое визуально на поверхности верхнего ролика. Испытание смазочных материалов на машине данного типа приближается по условиям работы (сочетание скольжения и качения, способ подачи масла к контакту поверхностей трения) к реальным условиям работы зубчатых передач. Недостатком машины является отсутствие измерения момента трения, достаточно точного измерения износа колец и некоторая неопределенность в оценке начала возникновения заедания (субъективная оценка повреждения рабочей поверхности).

3.1.3 Машины и приборы с точечным контактом

Для оценки противоизносных и противозадирных свойств жидких и пластичных смазочных материалов служит четырёхшариковая машина ЧМТ-1 (рис. 3.2).



a

б

Рисунок 3.2 – Схема (*a*) и узел трения (*б*) четырёхшариковой машины ЧМТ-1 [6]

Шпиндель машины с патроном для закрепления верхнего шарика вращается с частотой 1420...1450 мин⁻¹. Используются стандартные шарики диаметром 12,7 мм по ГОСТ 3722–81 не ниже II степени точности из стали ШХ15. Три нижних неподвижных шарика закрепляются в чашке с испытуемым смазочным материалом [5]. Имеется электронагреватель, обеспечивающий подогрев смазочного материала, а также устройство для автоматического выключения электродвигателя при достижении предельного момента трения между шариками. Метод определения смазывающих свойств стандартизован (ГОСТ 9490) и распространяется на жидкие и пластичные смазочные материалы. Используются два вида испытаний: кратковременные при ступенчатом увеличении осевой нагрузки и длительные (60 мин) при постоянной нагрузке. В кратковременных испытаниях продолжительность опыта при каждой заданной нагрузке $10 \pm 0,2$ с. Каждый опыт при данной нагрузке производят на новой пробе испытуемого смазочного материала с четырьмя новыми шариками. После каждого опыта измеряют диаметр пятна износа каждого из трех нижних шариков и вычисляют среднее значение. Опыты при данной нагрузке повторяют дважды.

Кратковременные испытания предназначены для определения способности смазочного материала предотвращать возникновение задира поверхностей трения и определять его предельную нагрузочную способность. Критериями оценки служат: критическая нагрузка P_k , при которой имеет место резкое увеличение диаметра пятна износа на нижних шариках (на величину более 0,1 мм); нагрузка сваривания P_c , при которой происходит автоматическая остановка машины при достижении момента трения 1200 Н·м или сваривание шариков; индекс задира I_3 – безразмерная величина, вычисленная по результатам измерения износа шариков от начальной нагрузки до нагрузки сваривания.

В процессе длительных испытаний определяется показатель износа D_u , характеризующий влияние смазочного материала на износ трущихся поверхностей при постоянной нагрузке, меньшей критической. За показатель износа принимается средняя величина диаметра пятен износа нижних шариков после часового испытания.

Проводят также испытания противоизносных свойств смазочных материалов по методу предварительных отпечатков. По данному методу ведут часовые испытания на эталонном масле с целью формирования на нижних неподвижных шариках пятен износа размером $0,5 \pm 0,2$ мм. Затем, не разбирая чашку с закрепленными в ней нижними шариками, шарики и чашку тщательно промывают бензином и проводят часовые испытания исследуемого масла при нагрузке 200 Н. За показатель износа принимают разность между средними значениями конечного диаметра пятна износа и его величиной, полученной после приработки на эталонном масле.

Техническая характеристика машины ЧМТ-1

Частота вращения шпинделя с верхним шариком, мин ⁻¹	1470 ± 70
Радиальное и осевое биение верхнего шарика, мм.....	0,05
Осевая сила, Н	60...10000

Предельный момент трения для автоматического выключения машины, Н· м	1,2
Диапазон регулирования температуры, °С	20...220
Продолжительность испытания при заданной нагрузке в опытах на заедание, с	10
Длительность испытания в опытах на изнашивание, мин.....	60
Напряжение сети переменного тока, В	380/220
Потребляемая мощность, кВт	2
Габаритные размеры установки, мм	1780×975×600
Масса, кг	230

В соответствии с руководящим документом РД 50-531–85 при испытаниях на четырёхшариковой машине применяют метод оценки смазочных материалов в условиях изнашивания, согласно которому критериями противоизносных свойств смазочных материалов служат параметры линейной аппроксимации K и p_0 зависимости интенсивности изнашивания от давления в контакте шариков и давление, при котором изнашивание практически прекращается. Длительность испытания 4 ч ($8 \cdot 10^3$ м пути скольжения верхнего шарика по дорожке трения) при нагрузке, меньшей критической для данного масла. Замер диаметра пятна износа на нижних шариках проводят через каждые 15 мин работы. Результаты опытов должны быть представлены в виде зависимости интенсивности изнашивания $I = \Delta h / \Delta S$ от давления в контакте образцов. Высоту h изношенного объема шариков диаметром 12,7 мм из стали ШХ15 вычисляют по формуле:

$$h = (39,4^2 - 2,732 \cdot 10^{-3} W/d) 10^{-3} \text{ мм},$$

где d – средний диаметр пятна износа нижних шариков, мм;

W – осевая нагрузка, Н;

Δh – износ нижнего шарика за весь путь трения ΔS (в течение 15 мин испытания).

Давление в контакте p вычисляют для каждого 15-минутного испытания:

$$p_i = 1,0389 W/d^2.$$

Линейная аппроксимация зависимости интенсивности изнашивания от давления имеет две ветви (рис. 3.3).

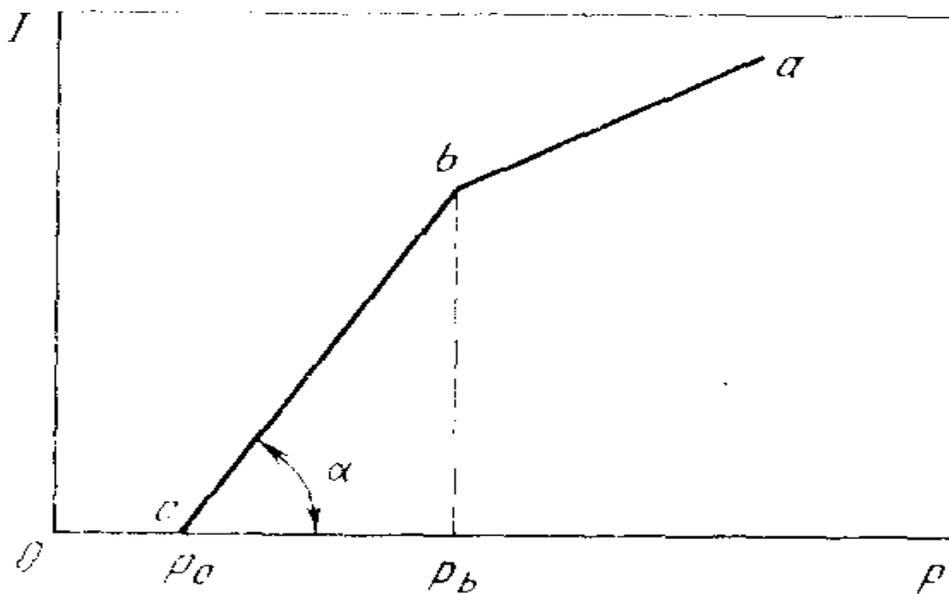


Рисунок 3.3 – Зависимость интенсивности изнашивания I от давления p в контакте при испытаниях на четырёхшариковой машине.

По мере изнашивания в условиях граничной смазки (ветвь ab) давление падает до p_b [5]. Дальнейшее изнашивание происходит в условиях полужидкостной смазки (ветвь bc), и интенсивность изнашивания падает практически до нуля при давлении p_0 в результате разделения поверхностей трения смазочным материалом. Чем больше величина и меньше тангенс угла наклона линии bc к оси абсцисс ($K = \text{tg } \alpha$), тем выше противоизносные свойства смазочного материала: $I \equiv K(p - p_0)$.

Машины КТ-2 и МАСТ-1 для определения температурной стойкости смазочных материалов при трении обеспечивают испытания по шести схемам (рис.

3.4): *a* – вращающийся шар – три неподвижных шара (8 мм); *б* – вращающийся шар (12,7 мм) – сферический поясок на торце кольца; *в л* – вращающийся шар (12,7 мм) – три образца с плоскими поверхностями; *г* – вращающийся шар (12,7 мм) – три цилиндрических ролика; *д* – вращающийся конический образец – три цилиндрических ролика; *е* – вращающийся конический образец – конический поясок на торце кольца.

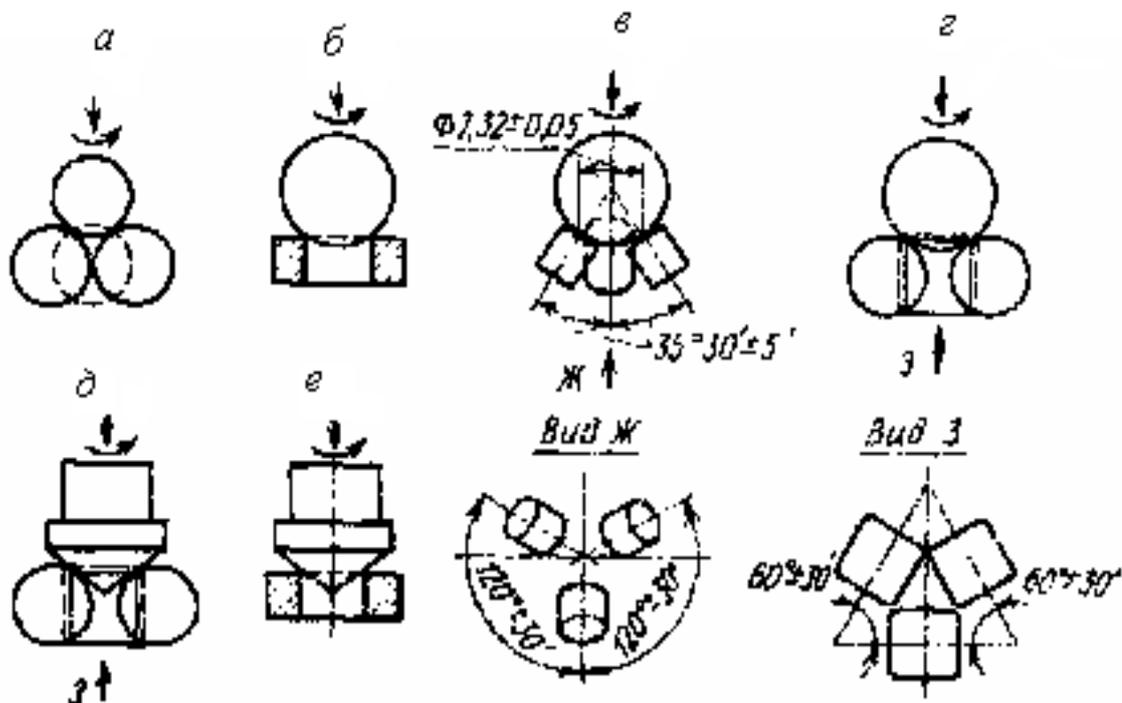


Рисунок 3.4 – Схемы испытаний на машинах КТ-2 и МАСТ-1 при определении температурной стойкости смазочных материалов

Схемы *a*, *в*, *г*, *д* применимы к испытаниям смазочных материалов для зубчатых колес, подшипников качения, сопряжения кулачок – толкатель и др.; схемы *б* и *е* – для подшипников скольжения и сопряжений типа поршневое кольцо – гильза двигателя внутреннего сгорания [5].

Принцип работы машин следующий: вертикальный шпиндель с частотой вращения 1 об/мин имеет патрон для закрепления верхнего вращающегося образца (шар или цилиндрический образец с конической рабочей поверхностью). Верхний образец контактирует с неподвижными образцами (по одной из при-

веденных схем трения), укрепленными в чашке с исследуемым смазочным материалом. Осевая сила может составлять 10...150 Н. При помощи электрического нагревателя температура узла трения и окружающего его слоя смазочного материала может изменяться в интервале 20...300 °С и поддерживаться на заданном уровне с погрешностью 3 °С. Испытания проводят при постоянной скорости скольжения, постоянной осевой нагрузке и ступенчатом увеличении температуры. Продолжительность испытания на заданной температуре 60 с. Опыт на новой ступени температуры проводят с новой порцией смазочного материала и новых образцах (исключение для испытаний по схемам *б* и *е*, когда опыты при всех температурах проводят на одних и тех же образцах, но с периодической сменой смазочного материала). В процессе одноминутных испытаний регистрируются температура в объеме смазочного материала и момент трения между образцами на динамометрическом самописце с погрешностью ~1 %. Характерные трибограммы для случая трения шариков при разных температурах в ванне минерального масла приведены на рис. 3.5. Износ оценивают измерением пятен трения на нижних образцах. По результатам испытаний строят графики зависимости коэффициента трения и диаметра пятна износа от объемной температуры смазочного материала.

Метод испытания стандартизован ГОСТ 23.221. В качестве критериев температурной стойкости смазочных материалов приняты: 1) критическая температура – минимальная объемная температура, при которой резко возрастает коэффициент трения и возникает его скачкообразное изменение [5]. Эта температура характеризует процесс физической десорбции поверхностно-активных молекул граничного слоя; 2) температура химической модификации – минимальная объемная температура, при которой прекращается скачкообразное изменение коэффициента трения и возникает плавное скольжение. В этом случае коэффициент трения значительно снижается и стабилизируется при дальнейшем увеличении температуры испытания. Данная температура характеризует возникновение химически модифицированных слоев на поверхностях трения в

результате реакции продуктов разложения химически активных веществ, содержащихся в смазочном материале, с металлом поверхностей трения.

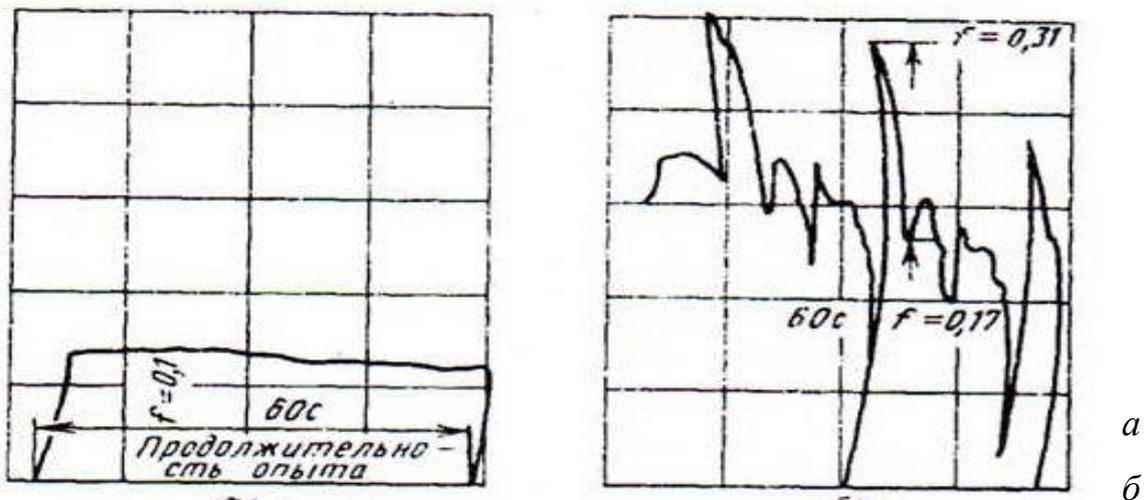


Рисунок 3.5 – Характерные трибограммы при трении стальных образцов (шарики из стали ШХ-15) в ванне нефтяного масла на машине КТ-2 при разных температурах: а – 20 °С; б – 170 °С

Техническая характеристика машины КТ-2

Частота вращения верхнего образца, мин ⁻¹	1470 ± 70
Осевая сила, Н	до 150
Пределы измерения моментов сил трения, Н·м	0,007...0,4
Напряжение сети переменного тока, В	220
Диапазон регулирования температуры, °С	20...400
Мощность электродвигателя привода, Вт	50
Габаритные размеры машины, мм	400×416×480
Масса, кг	80
Габаритные размеры электрошкафа, мм	495×775×505

Масса, кг	53
Радиальное биение верхнего шарика, мм	0,02

3.1.4 Универсальные машины трения

Машина СМТ-1 обеспечивает работу при линейном контакте по схеме ролик – ролик (рис. 3.6, *а*), при контакте по площади ролик – колодка (рис. 3.6, *б*) и вал – втулка (рис. 3.6, *в*). Если работа машины осуществляется по схеме ролик – ролик, возможно проведение испытаний смазочных материалов при чистом скольжении (в этом случае один из роликов остается неподвижным), при качении с проскальзыванием и при чистом качении.

Нагружение в контакте образцов создается с помощью винтового окружающего устройства. В процессе испытания регистрируются частота вращения, момент трения, число циклов наработки [5]. Износ образцов измеряется взвешиванием и микрометрированием.

Техническая характеристика машины СМТ-1

Частота вращения нижнего образца, мин	75...1500
Нагрузка на образцы, Н	200...5000
Момент от сил трения, Н·м	1,0...2,0
Потребляемая мощность, кВт	4,5
Напряжение сети переменного трехфазного тока, В.....	380/220
Частота, Гц	50
Габаритные размеры установки, мм	1400 × 700 × 1300
Масса установки, кг	500
Габаритные размеры пульта управления, мм	650 × 850 × 1700
Масса пульта управления, кг	300

Испытания проводят либо путем ступенчатого нагружения до разрушения смазочного слоя (заедания), либо в течение длительного времени при постоянных скорости и нагрузке для определения интенсивности изнашивания образцов при сравнительных испытаниях смазочных материалов.

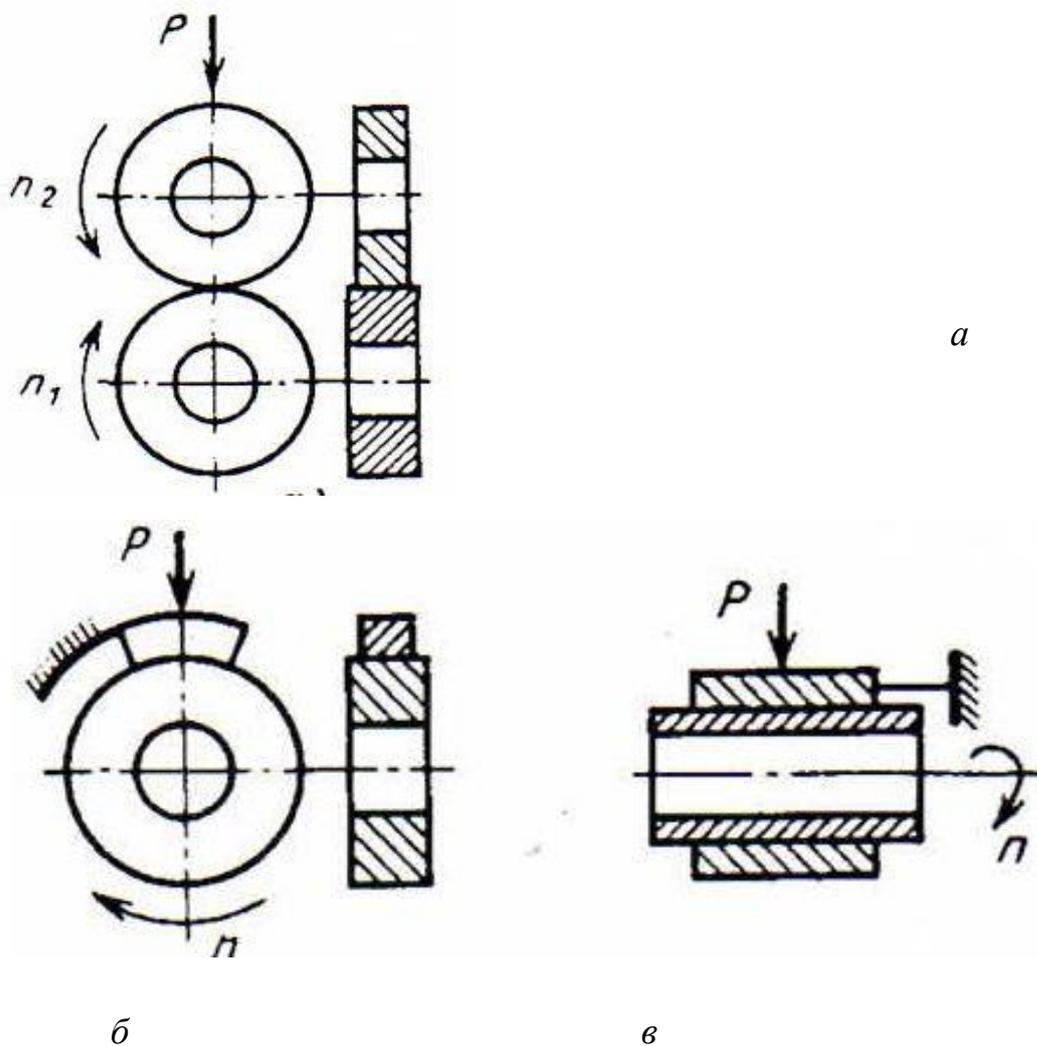


Рисунок 3.6 – Схемы контакта образцов, реализуемые на машине СМТ-1

3.2 Триботехнические испытания на стендах

Для оценки триботехнических характеристик трансмиссионных масел, в частности при квалификационных испытаниях, широко применяют стенды, имитирующие работу зубчатых зацеплений: *IAE* (Великобритания), *FZG* (ФРГ), Ридера (США). Все три стенда работают по одному принципу нагружения: испытательные зубчатые колеса, составляющие звено замкнутой силовой цепи, нагружены в результате упругого деформирования от закручивания одного из ее элементов. Применяют прямозубые колеса со шлифованными зубьями, цементованные и закаленные [5].

На стенде *IAE* вращение по замкнутому контуру передается от синхронного электродвигателя через ременную передачу со сменными шкивами. Испытательные прямозубые фланкированные зубчатые колеса смонтированы консольно, что облегчает их монтаж. Малая ширина зубьев позволяет получить высокие нагрузки, что обеспечивает получение задир зубьев даже при испытании масел с наиболее эффективными противозадирными присадками. Замыкающими служат шевронные зубчатые колеса с числом зубьев 30 и 32.

Нагружение испытательных зубчатых колес производится в статическом состоянии при помощи нагрузочной муфты, имеющей рычаг с грузами. Испытуемое масло циркулирует в системе, состоящей из бака с устройством подогрева, магнитного фильтра, фильтра тонкой очистки и шестеренного насоса. Масло подается через сопло на вход зацепления испытательных зубчатых колес [5]. В качестве критерия оценки противозадирной стойкости испытуемого масла принято разрушение (задир) минимум 60 % поверхности головок зубьев обоих зубчатых колес. В процессе испытания контролируются частота вращения зубчатых колес, давление испытуемого масла, температура масла на входе и выходе из зацепления, ток электродвигателя главного привода.

Стенд *FZG* (рис. 3.7) приводится во вращение от односкоростного асинхронного электродвигателя в балансирном исполнении. Нагружение произво-

дят при помощи нагрузочной муфты в статическом состоянии. Балансирный двигатель обеспечивает измерение общего момента трения замкнутого контура в процессе испытания (метод мотор – весы). Смазывание рабочих и замыкающих зубчатых колес осуществляется путем погружения в масло, залитое в соответствующие картеры. Испытания проводят при ступенчатом повышении нагрузки от 1 до 780 Н.

Продолжительность испытаний при каждой нагрузке 15 мин [5]. После окончания работы на каждой ступени при выключенном стенде визуально осматривают рабочие поверхности зубьев испытательных зубчатых колес и отмечают изменение вида рабочих поверхностей (заглаживание, риски, трещины). Затем проводят испытания при более высокой нагрузке. В процессе испытания фиксируется изменение температуры зубьев рабочих зубчатых колес и исследуемого масла в картере. Для измерения объемной температуры зубьев в одном из зубьев каждого зубчатого колеса имеется глухое отверстие диаметром 3 мм до середины ширины зуба, в котором размещаются медь термопары. Концы термопар через отверстия в валах выводятся к кольцам токосъемников, связанных с гальванометрами.

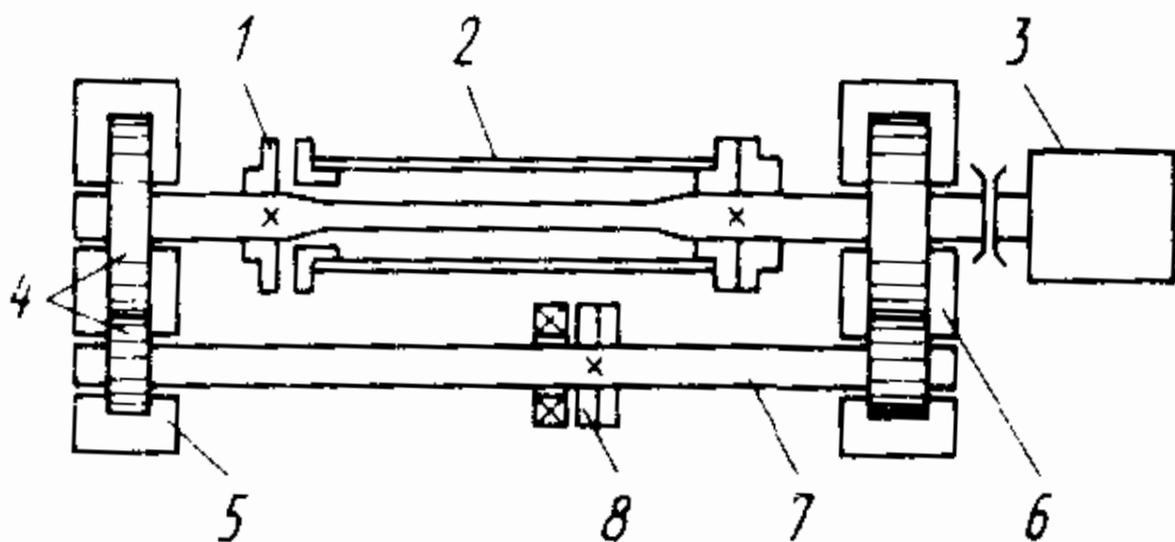


Рисунок 3.7 – Схема стенда FZG:
 1 – измерительная муфта; 2 – упругий вал;

3 – электродвигатель; 4 – испытательные зубчатые колёса; 5 – картер испытательных зубчатых колёс; 6 – картер замыкающих зубчатых колёс; 7 – вал; 8 – нагрузочная муфта

В качестве критерия оценки масел принято резкое уменьшение массы испытательных зубчатых колес или разрушение (задир) более 20 % рабочей поверхности их зубьев.

Стенд НАМИ-1М для испытания противоизносных свойств моторных масел представляет собой одноцилиндровый стационарный бензиновый карбюраторный двигатель внутреннего сгорания с электрическим нагружающим устройством.

Применен верхнеклапанный механизм газораспределения с нижним кулачковым валом. Электрическое нагружающее устройство представляет собой балансирную машину типа *DS-742-4/N*, состоящую из балансира динамометра, мотор-генератора ДР-924-4, распределительного шкафа и пульта управления.

Стенд предназначен для оценки склонности моторных масел к образованию высоко- и низкотемпературных отложений, а также их защитных свойств. Стенд может быть использован и для определения противоизносных свойств масел [5]. Одним из возможных вариантов таких испытаний является испытание на коррозионно-механическое изнашивание.

Износ измеряют методом «вырезанных лунок» [9] при помощи прибора модель 965. Лунки вырезают в двух поясах гильзы цилиндра на расстоянии 14 и 28 мм от верхнего торца гильзы (в каждом поясе восемь лунок, первую лунку вырезают перпендикулярно к оси коленчатого вала). После проведения обкатки в течение 20 ч измеряют длину лунок, взвешивают поршневые кольца и вкладыши, определяют зазоры в замках поршневых колец. Осматривают поверхности гильзы, поршня, толкателей и вкладышей. По окончании испытания по данному режиму проводят замеры лунок, взвешивание поршневых колец и вкладышей и осматривают трущиеся поверхности других деталей.

3.3 Методы контроля процессов изнашивания узлов трения

В процессе испытания необходимо осуществлять контроль за кинетикой изнашивания либо с разборкой трибосистемы и использованием микрометрирования или метода вырезанных лунок, либо без разборки путем анализа смазочного масла на содержание в нем различных элементов, входящих в конструкционные материалы трущегося сопряжения (железо, медь, алюминий и др.). При необходимости определяют также содержание в масле активных элементов, входящих в состав присадок к маслам (противоизносных, противозадирных, антифрикционных), и по их убыли судят о срабатываемости присадок.

Сопоставление данных в пробах масла за определенное время позволяет оценить интенсивность изнашивания (по накоплению металла в масле) и срабатывание присадок (по накоплению активных элементов), что, в свою очередь, позволяет судить о состоянии трибосистемы, прогнозировать надежность работы узлов трения, определять сроки текущих и капитальных ремонтов [5].

Методы контроля динамики изнашивания узлов трения без разборки объекта более экономичны (сокращение времени испытаний).

Существует много способов определения количественного и элементного состава продуктов износа в пробах масла. Их можно условно разделить на следующие основные группы: физико-химические, спектральный анализ, ядерно-физические и фотометрические.

К физико-химическим относят массовый, объемный, колориметрический и полярографический методы. Эти методы обладают достаточно высокой чувствительностью (до 10^{-6} г металла на 1 л масла), но отличаются большой трудоемкостью и малой производительностью. В полярографическом методе исследуют пробы масла при электролизе. Предварительно масло озоляют, остаток подвергают обработке кислотами. Затем проводят выпаривание и полученные минеральные остатки растворяют в электролите. В электролитической ячейке

изменяют напряжение и измеряют ток. По результатам измерений строят вольт-амперную характеристику (полярограмму) и определяют элементный состав пробы и концентрацию веществ.

Группа спектрального анализа включает в себя ряд методов, рассмотренных ниже.

3.3.1 Спектральный атомно-абсорбционный метод

Данный метод обеспечивает элементный (количественный и качественный) анализ вещества по спектру излучения его атомов [5]. По степени ослабления интенсивности линий определяемого элемента судят о концентрации его в пробе масла.

Для исследований используют спектрометры типа МФС различных модификаций. В качестве источника возбуждения в спектрометре служит аргонная плазма, возбуждаемая высоким напряжением от высокочастотного генератора (25 МГц). Небольшое количество пробы масла разбавляют ксилолом и впрыскивают в аргонную плазму. Излучение, испускаемое возбужденными атомами, при сгорании пробы масла в плазме регистрируется с помощью оптической системы, состоящей из вогнутой дифракционной решетки и набора фотоэлектрических устройств, расшифровывается на ЭВМ и выдается на печатающее устройство. Метод высокопроизводителен (300...400 проб в день) и имеет высокую чувствительность. Основным его недостатком является отсутствие учета относительного вклада частиц износа в пробах масла, размеры которых превышают 10 мкм, так как такие сравнительно большие частицы не успевают разрушиться до атомарного состояния в плазме спектрометра, что может вносить погрешность в результаты анализа. Для реализации данного метода используют спектральный анализатор марки МФС-5. Метод находит применение для оценки износа двигателей внутреннего сгорания, для диагностики техниче-

ского состояния узлов трения тепловозов, газомотокомпрессоров и других машин [9].

Инфракрасная спектроскопия устанавливает молекулярный состав исследуемой пробы масла и применяется для определения содержания продуктов окисления масла, сульфатов, неорганических нитритов и солей карбоновых кислот по спектрам поглощения в инфракрасной области. С целью количественного определения степени старения масла используют так называемое «число старения». Для реализации метода используют приборы марки ИКС производства.

3.3.2 Эмиссионная спектрофотометрия

Содержание данного метода заключается в использовании спектров излучения атомов и ионов под воздействием электромагнитного возбуждения от электрического источника света (электрическая дуга, искра). Предварительно из пробы масла центрифугированием, фильтрацией или озолением выделяется осадок. Этот осадок сжигается под воздействием электрической дуги. Пучки света, испускаемые при этом соответствующими содержащимися в пробе элементами, выделяются из спектра через выходные щели прибора и проектируются при помощи зеркал на фотоприемники. С помощью спектрофотометрии измеряют отношение интенсивности линии анализируемого элемента к линии сравнения. Интенсивность изнашивания трущихся сопряжений того или иного агрегата или механизма косвенно характеризуется концентрацией в пробе масла металлов, входящих в состав трущихся деталей [5].

К ядерно-физическим методам относят: гашение сцинтилляции, радиоиндикаторный, поверхностной активации (дифференциальный метод радиоактивных индикаторов), нейтронный активационный анализ, ядерный магнитный резонанс (ЯМР).

Сцинтилляции, или свечение масел, применяемых в технике, возникают под действием ультрафиолетового света или ионизирующих излучений. В присутствии механических примесей интенсивность свечения масел убывает. На этом и основан принцип метода гашения сцинтилляции. Собственное свечение нефтяных и синтетических смазочных масел мало, поэтому в масла вводят активаторы для получения достаточного светового выхода и регистрации световых вспышек радиометрической аппаратурой. Обычно для регистрации вспышек используют сцинтилляционный датчик с фотоэлектронным умножителем. Метод обеспечивает получение информации о продуктах износа без разборки и остановки машины путем исследования проб масла и не требует предварительной активации деталей или продуктов износа. Чувствительность метода 10 г. Может быть использован для лабораторных исследований противоизносных свойств смазочных материалов.

3.3.3 Радиоиндикаторный метод

В случае использования радиоиндикаторного метода подвергающаяся износу исследуемая деталь активируется либо непосредственно в реакторе, либо посредством электролитического нанесения радиоактивного покрытия, введения радиоактивного изотопа в металл в процессе его плавки, либо, наконец, путем установки радиоактивных вставок в исследуемую деталь. В процессе работы активированная деталь изнашивается, продукты износа попадают в масло. Активность проб масла определяется с помощью специальных счетчиков радиоактивности. Для обеспечения высокой чувствительности метода требуется высокая радиоактивность деталей, выше 1 микрокюри, что, в свою очередь, вызывает необходимость обеспечения специальной защитой обслуживающего персонала от облучения и помещений от радиоактивного загрязнения [5]. По этой причине радиоиндикаторный метод можно применять в специальных ла-

бораториях, оборудованных защитными устройствами в соответствии с санитарными правилами.

Дифференциальный метод радиоактивных индикаторов отличается от предыдущего тем, что детали подвергаются в циклотроне поверхностной активации бомбардировке ускоренными заряженными частицами на глубину 10...300 мкм. При этом возможно получение любых размеров и форм активируемых участков поверхности детали благодаря установке на детали защитных экранов. Поверхности при данном методе получают сравнительно малую активность (не более 10 микрокюри), что позволяет использовать активированные детали в любых условиях без специальной защиты людей и помещений. Износ деталей определяется по уменьшению относительной радиоактивности активированных участков исследуемой поверхности.

Метод нейтронного активационного анализа отличается от радиоиндикаторных методов тем, что испытания на изнашивание проводят с неактивированными деталями, а активируются пробы масла, содержащие продукты износа. Метод стандартизован (ГОСТ 23.217). Износ оценивают по массовому содержанию элемента-индикатора в пробе масла в зависимости от спектра гамма-излучения после облучения тепловыми нейтронами. Данный метод позволяет отдельно измерять изнашивание каждой из одновременно трущихся поверхностей по количеству содержащихся в пробе масла элементов индикаторов износа. Например, *Fe* и *Mn* характеризуют износ стальных и чугунных валов, цилиндров; *Co*, *Sb*, *Sn* – втулок соответственно из медных сплавов и баббитов; *Cr* – хромовых покрытой и т. д. Чувствительность определения элементов индикаторов методом нейтронного активационного анализа на тепловых нейтронах 10^{-12} ... 10^{-6} г.

3.3.4 Метод ядерного магнитного резонанса (ЯМР)

Данный метод основан на резонансном поглощении электромагнитной энергии ферромагнитными частицами, находящимися в пробе масла. Проводится снятие спектров ЯМР чистого масла, отработавшего масла и отработавшего масла после удаления механических примесей. Величина концентрации частиц в пробе масла определяется путем сравнения уширения линии спектра соответствующего элемента (металла) [5]. Методом ЯМР можно определять также концентрацию парамагнитных частиц.

3.3.5 Фотометрические методы

Фотометрические методы включают в себя дисперсный анализ частиц продуктов изнашивания и феррографию. Для определения дисперсного состава частиц износа в масле широкое применение нашли автоматические анализаторы, принцип действия которых основан на фотометрическом методе подсчета частиц определенных размерных групп [10]. Приборы такого типа марки, например ФС-112 (рис. 3.8), малогабаритны, имеют небольшую массу и пригодны для работы в условиях эксплуатации различных машин и механизмов.

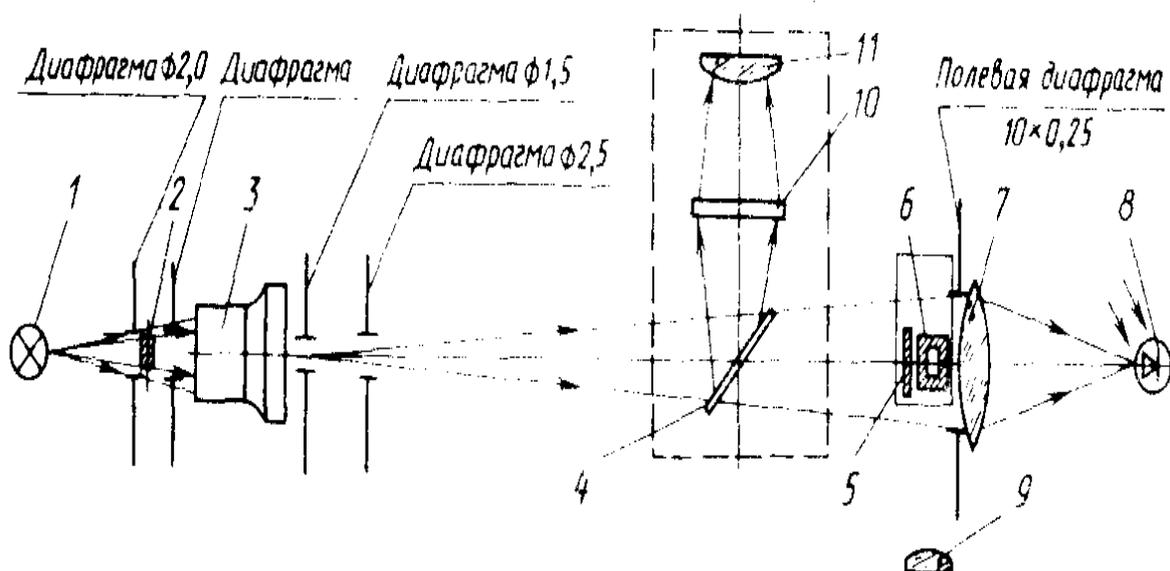


Рисунок 3.8 – Принципиальная схема анализатора ФС-112:

1 – лампа накаливания; 2 – кювета; 3 – объектив; 4 – поворотное зеркало;
5 – светофильтр; 6 – калибровочная кювета; 7, 9, 11 – линзы; 8 – фотокатод;
10 – матовое стекло

Анализатор содержит проточную стеклянную кювету и источник света, создающий в центре кюветы ярко освещенную зону. При протекании жидкости взвешенные в ней частицы, пересекая освещенную зону, вызывают ослабление светового потока на величину, пропорциональную площади сечения частицы в направлении оптической оси. Изменение светового потока регистрируется фотоприемником и трансформируется им в электрические импульсы. С выхода фотодетектора электрические импульсы после соответствующего усиления поступают на вход электронного блока, осуществляющего подсчет импульсов, амплитуда которых находится в интервале между нижним и верхним уровнями дискриминации, в связи с чем регистрируются только частицы определенной размерной группы и полученные результаты выводятся на печать.

В анализаторе предусмотрены следующие поддиапазоны регистрации размеров частиц: I – 5...10 мкм; II – 10...25 мкм; III – 25...50 мкм; IV – 50...100 мкм; V – 100...500 мкм.

Анализируемая проба масла разбавляется в зависимости от уровня загрязненности до получения пробы с концентрацией частиц ниже предельно допустимого значения – 1000 част. Растворитель – бензин «калоша», предназначенный для разбавления проб масла, предварительно фильтруется через бумажный или нитроцеллюлозный фильтр [6]. После разбавления исследуемую пробу необходимо тщательно перемешать на электромеханической мешалке в течение 15 мин. Для подсчета количества частиц в одном поддиапазоне необходимо 25 мл смеси.

Разработана новая модификация фотометрического анализатора марки ФС-151. Это шестиканальный анализатор, при работе с которым не требуется

растворитель. За один анализ исследуемого масла на печать выдаются результаты по всем пяти поддиапазнам размера частиц износа. Метод дисперсного анализа частиц износа в пробах масла с использованием приборов ФС-112 применяют для диагностики технического состояния узлов трения центробежных и поршневых гидроперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов [11]. Метод также применяют для диагностики других механизмов (двигателей внутреннего сгорания, гидроприводов и др.).

При исследовании противоизносных свойств смазочных масел и диагностике узлов трения машин целесообразно сочетать дисперсионный анализ на фотометрическом анализаторе и спектральный анализ, что позволит выявить не только изменение условий изнашивания в процессе работы узлов трения, но и определить наиболее изнашиваемую деталь по элементному анализу.

В последние годы получил распространение метод анализа продуктов износа, основанный на извлечении ферромагнитных и парамагнитных частиц из пробы масла под действием магнитного поля, названный *феррография*.

Для реализации метода феррографии фирмой «Фоксборо» (США) разработано несколько модификаций приборов – феррографов: аналитический и прямопоказывающий. Принципиальная схема аналитического феррографа по Весткотту приведена на рис. 3.9.

Данный прибор с помощью ротационного насоса обеспечивает стекание в виде капель исследуемой пробы масла из пробирки каплями на тонкую стеклянную или плексигласовую пластинку, имеющую желобок, по которому масло стекает в маслоприемник. Пластинка размещена над магнитами.

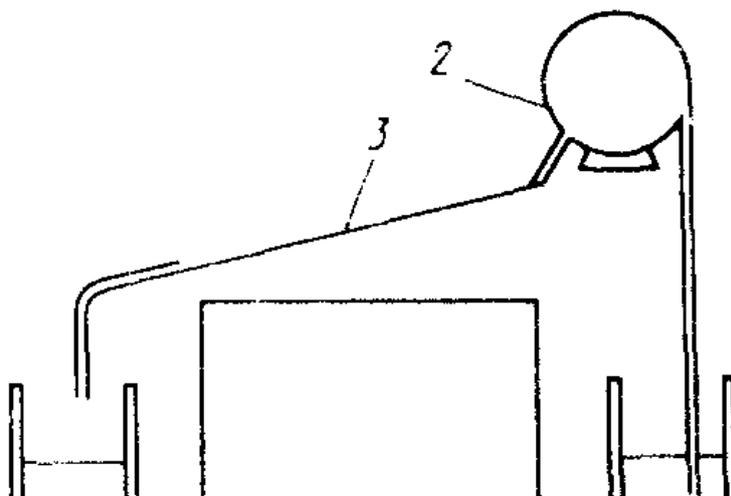


Рисунок 3.9 – Схема феррографа:

1 – масло; 2 – насос; 3 – стеклянная пластинка; 4 – магнит; 5 – коллектор масла

Извлекаемые магнитными силовыми полями частицы продуктов износа оседают в желобке пластины, распределяясь по размерам от крупных в верхней части пластины до наиболее мелких в ее нижней части (по мере нарастания мощности магнитных полей). По окончании стекания исследуемой пробы масла с пластины по ее поверхности насосом подается «закрепитель», фиксирующий на пластине высаженные частицы износа. При фотографировании следа распределения частиц износа по длине пластины получают феррограммы, сопоставление которых для разных проб масла может дать картину процесса изнашивания изучаемой трибосистемы во времени [11]. Для более детального исследования износа пластину с закрепленной феррограммой исследуют на оптическом микроскопе с набором короткофокусных объективов с различными увеличениями или на растровом электронном микроскопе. Для приближенного определения состава частиц износа используют следующий прием. Стеклянную пластину с осевшими частицами износа прогревают до 320 °С в течение 90 с. После такого прогрева металлические частицы износа в зависимости от природы металла приобретают характерный цвет: голубой (углеродистая сталь); желто-коричневый (чугун); бело-серый (хром, свинец, алюминий). Цветные микрофотографии частиц позволяют приблизительно идентифицировать их природу.

Прямопоказывающий феррограф представляет собой пластиковый маслопровод, по которому протекает исследуемая проба масла в смеси с разбави-

телем над набором магнитов. На двух участках маслопровода – на входе над первым магнитом и на выходе над последним магнитом – осуществляют просвечивание пробы масла пучками светового потока, интенсивность которого регистрируется электронной системой. По мере протекания исследуемого образца масла над магнитными полями из него извлекаются частицы продуктов износа и захватываемые ими другие загущенные продукты (например, полимеры). Продукты износа создают препятствие для прохождения светового потока через маслопровод, причем чем больше таких частиц, тем больше поглощается света пробой масла. Электронная система выдает на дисплей прибора цифровые данные о количестве крупных и мелких частиц, пересчитанных при помощи электронных блоков по принципу определенного ослабления интенсивности световых потоков. Чем меньше частиц обнаружено в пробе масла, тем меньше интенсивность изнашивания в узле трения.

Прямопоказывающий феррограф может быть непосредственно встроен в масляную магистраль машины или стенда. В этом случае прибор снабжается устройством, позволяющим периодически через малые интервалы времени пропускать часть потока масла из масляной магистрали в измерительный маслопровод прибора, а затем после обработки пробы электронными блоками и подсчета количества крупных и мелких частиц износа выводить проанализированный объем масла вновь в масляную магистраль. Таким образом обеспечивается непрерывный контроль работы узла трения.

3.3.6 Метод вырезанных лунок для измерения линейного износа деталей

В случае применения метода вырезанных лунок для измерения линейного износа деталей без разборки узлов трения [12] на поверхности трения в намеченном месте при помощи алмазного резца вырезают удлиненную лунку, дно которой очерчено по радиусу, описываемому вершиной резца (рис. 3.10). Измерив длину лунки, подсчитывают расстояние от поверхности до ее дна. При из-

носе длина лунки уменьшается; по уменьшению ее длины определяют линейный износ поверхности Δh в данном месте (рис. 3.11).

Формулы для вычисления износа:

плоских поверхностей:
$$\Delta h = h_1 - h_2 = 0,125(l_1^2 - l_2^2) \frac{1}{r};$$

цилиндрических поверхностей:
$$\Delta h = h_1 - h_2 = 0,125(l_1^2 - l_2^2) \left(\frac{1}{r} \pm \frac{1}{R} \right).$$

Разработана серия приборов [12] для измерения малых износов цилиндрических и плоских поверхностей с точностью измерения 10 мкм:

– прибор для измерения износа цилиндров и поршневых колец двигателей внутреннего сгорания (модель 965), предназначенный для измерения малых величин линейного износа автомобильных, тракторных, судовых, тепловозных и других двигателей внутреннего сгорания;

– прибор для измерения износа плоских поверхностей (модель 966), предназначенный для измерения малых величин линейного износа плоских поверхностей, например, направляющих станин станков, контрольных плит в других трущихся плоских деталей машин; прибор крепится к испытываемой металлической плоскости двумя встроенными постоянными магнитами;

– прибор для измерения износа валов (модель 967), предназначенный для измерения малых величин линейного износа цилиндрических деталей, валов, в том числе шеек коленчатых валов автомобильных, тракторных, судовых, тепловозных и других двигателей внутреннего сгорания [5]; для определения износа шейки коленчатого вала (закрепленного на подставке) прибор фиксируется при помощи стяжки и центрируется по установочной призме.

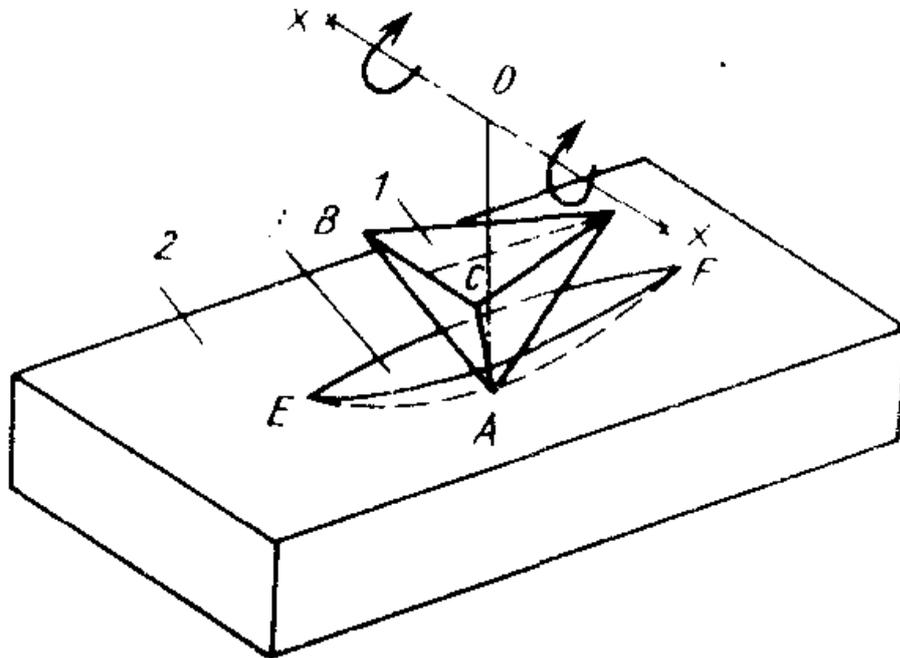


Рисунок 3.10 – Схема вырезания лунки:

1 – трёхгранный алмазный резец; 2 – поверхность детали; 3 – лунка; xx – ось вращения резца; EF – длина лунки; OA – радиус вращения вершины резца

В формуле для вычисления износа цилиндрических поверхностей принимается плюс для выпуклых и минус – для вогнутых поверхностей.

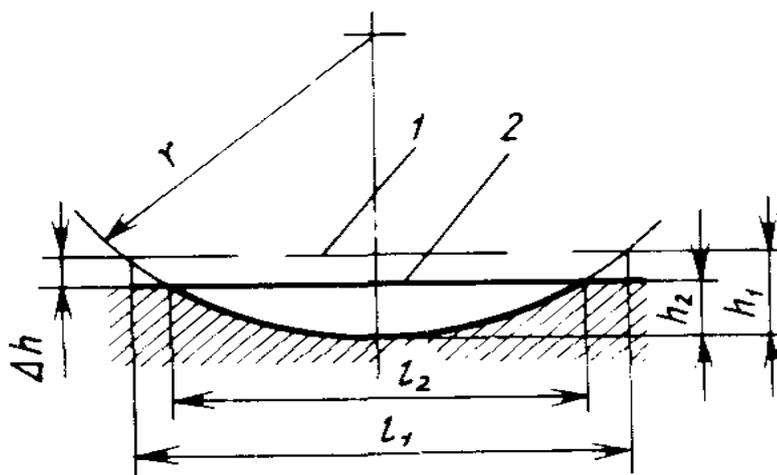


Рисунок 3.11 – Схема измерения износа:

1 – поверхность трения до изнашивания; 2 – поверхность трения после изнашивания; l_1 – длина лунки до изнашивания; l_2 – длина лунки после изнашивания;

h_1, h_2 – глубина лунки соответственно до и после изнашивания; Δh – линейный износ; r – радиус вращения резца

Применение вышеперечисленных приборов позволяет получить точные данные о величине местного износа поверхности трения; при измерении износа с помощью лунок получить точную картину распределения износа по поверхности трения.

Нанесение лунок не оказывает влияния на работу и прочность деталей, подверженных трению. Процесс вырезания лунки наблюдают под микроскопом, что помогает наносить лунки строго определенной длины (глубины). Фотонасадка, установленная на приборах, дает возможность фотографировать место испытания.

4 ИСПЫТАНИЯ НА ТРЕНИЕ И ИЗНАШИВАНИЕ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ МАШИН В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Различают три варианта проведения эксплуатационных испытаний: *опытная* эксплуатация, проводимая квалифицированным персоналом при регулярном контроле специалистов, точном учете наработки изделия, объеме выполненной им работы, регистрации и анализе всех нарушений за время испытаний; *подконтрольная* эксплуатация, сопровождаемая контролем состояния каждого изделия специально подготовленным персоналом для увеличения объема и долговечности получаемой информации; *рядовая* эксплуатация у потребителей с возможными отклонениями от правил использования и обслуживания изделий, обусловленными недостаточной квалификацией, технической оснащенностью персонала. Проводится без повседневного наблюдения испытателей, которые в этом случае довольствуются сообщаемой им информацией и прибывают по вызовам при серьезных отказах.

Образцы для эксплуатационных испытаний следует собирать из элементов, в основном проверенных и доведенных на стендах и полигонах. Если же поэлементная доводка не завершена и ускоренные испытания дали только малую долю необходимой информации, то эксплуатационные испытания становятся главным ее источником, причем объемы и продолжительность таких испытаний существенно возрастают [3].

Эксплуатационные испытания позволяют провести окончательный отбор материалов, в том числе и смазочных с учетом особенностей конструкции, условий эксплуатации и технического обслуживания изделия. Продолжительность этих испытаний зависит от многих факторов. Однако в основном определяется интенсивность изнашивания сопряженных узлов и деталей в исследуемой трибосистеме. Испытания, как правило, проводят до появления износа деталей, величина которого, как правило, превышает ошибку измерения, или до появления отказов в работе трибосистемы.

При эксплуатационных испытаниях фиксируют величину износа деталей узлов трения за определенный период работы объекта машины или регистрируют число отказов какого-либо трибосопряжения. По результатам какого-либо испытания решается вопрос о допуске того или иного смазочного материала узла трения к применению. В процессе испытания необходимо вести контроль за кинетикой изнашивания либо с разборкой трибосистемы с использованием микрометрирования или других надежных способов оценки результатов триботехнических испытаний.

Сопоставление данных в пробах масла за определенное время дает возможность оценить интенсивность изнашивания (по накоплению продуктов износа в масле) и срабатывание присадок (по накоплению активных элементов на продуктах износа), что в свою очередь позволяет судить о состоянии трибосистемы, прогнозировать надежность работы узла трения, определять сроки текущих и капитальных ремонтов.

Методы контроля динамики изнашивания узла трения без разборки более экономичны, но, как правило, менее точны [2].

Эксплуатационные испытания позволяют учесть ряд факторов, практически не воспроизводимых при лабораторных модельных и стендовых испытаниях. Так, переменные силовые нагрузки могут увеличивать износ на 20...40 % по сравнению с испытаниями при среднем эффективном ее значении. Наложение вибраций от других узлов машин может привести к изменению трения в 1,5...2 раза и к увеличению износа. Загрязненность среды абразивом повышает износ в несколько раз. Изменение температуры пары трения из-за интенсивного теплоотвода (обдув) или плохого теплоотвода существенно влияет на работоспособность пары трения. Такие условия будут отличаться от оптимальных, предварительно установленных при лабораторных испытаниях [4].

4.1 Эксплуатационные мероприятия по повышению долговечности машин

Конструктивное совершенство и высокое качество изготовления машин не гарантируют их длительную и безаварийную работу. Дополнительными условиями такой работы являются грамотная техническая эксплуатация и целесообразная система ремонтов [2].

Под технической эксплуатацией понимают сумму технических и организационных мероприятий, обеспечивающих наиболее эффективное использование машин при наименьших материальных и трудовых затратах. Конечным выражением эффективности использования машин, или целью технической эксплуатации, является получение эксплуатационного периода максимально возможной длительности [2].

Задачами технической эксплуатации являются: обеспечение исправного технического состояния машины во время её эксплуатации и консервации; обеспечение безаварийной работы машины при надлежащей её экономичности. Уровень технической эксплуатации машин в общем определяется установкой их в надлежащем месте, рациональным использованием в соответствии с назначением, квалификацией обслуживающего персонала, организацией ухода за машинами и технического надзора за ними, смазочного хозяйства [2].

Методы технической эксплуатации машин постоянно изменяются, изыскиваются методы, наиболее удовлетворяющие служебному назначению машин. С развитием техники некоторые машины могут быть переведены на безремонтную эксплуатацию. Имеется в виду упразднение капитального и восстановительного ремонтов и введение комплексного ремонта, т. е. замены износившихся деталей, узлов и агрегатов [2].

Перевод машин на безремонтную эксплуатацию является комплексной задачей. Главными предпосылками здесь должны быть: значительное увеличение срока службы узлов трения; построение машины по агрегатному принципу,

при котором можно заменить изношенный узел трения независимо от других узлов; создание в конструкции машин неизнашивающихся фиксирующих поверхностей, служащих базами при установке сменных деталей; широкое развитие средств технической диагностики трущихся деталей и узлов; применение безразборного восстановления изношенных узлов трения.

К вопросам эксплуатации машин в связи с их долговечностью по износу относятся изменение свойств смазочного материала в процессе эксплуатации, обкатка машин, стендовые и эксплуатационные испытания, влияние условий эксплуатации и режима работы машин на интенсивность изнашивания их деталей, уход за машиной во время работы, техническое обслуживание и ремонт машин, предельные величины износа и сроки службы деталей и др.

4.2 Влияние условий эксплуатации и режима работы машины на изнашивание трибосопряжения

1 Влияние эксплуатационного фактора на износостойкость и долговечность деталей покажем на нескольких примерах, в которых следствия от нарушения нормальных условий работы или правил ухода за машиной наблюдаются не сразу, как, скажем, в случае заправки машины загрязнённым маслом или подачи в двигатель некондиционного топлива:

а) пуск транспортного двигателя, в особенности высокооборотного, с застывшим либо недостаточно прогретым маслом может привести из-за ухудшения его прокачиваемости к поломке масляного насоса, разрыву дюритных соединений маслопроводов и выбросу масла из системы, к выплавлению антифрикционного металла или задиру вкладышей и заклиниванию коленчатого вала, обрыву шатунов и т. п.

На автомобилях и колёсных транспортёрах в условиях особо низких температур воздуха отмечаются поломки крестовин карданных валов при трогании с места без предварительного прогрева силовой передачи;

б) недостаточная очистка котловой воды от солей приводит к ряду неполадок в работе паровых турбин. Отложения накипи на поверхностях лопаток сужают сечение потока, повышая удельный расход пара. Наличие солевых частиц в паре усиливает износ лопаток. Для рабочих лопаток дополнительной причиной усиленного износа является ударное действие струи пара на спинку, обусловленное изменением угла входа на лопатку в результате искажения каналов направляющих лопаток. Неравномерное отложение солей нарушает балансировку и вызывает вибрацию турбины;

в) при разрегулировке топливных насосов многоцилиндрового дизеля топливо подаётся в цилиндры неравномерно. Вследствие этого и мощность по цилиндрам распределяется неравномерно – одни цилиндры перегружены, другие недогружены. Втулки, поршневые кольца, мотылевые шейки и подшипники перегруженных цилиндров будут работать с повышенным против нормального износом;

г) как известно, обтирку машин надо производить неворсистыми, достаточной прочности тканями. Нарушение этого требования чревато тяжелыми последствиями, о чём свидетельствует зарегистрированный случай выхода из строя шестицилиндрового четырёхтактного вспомогательного судового двигателя из-за подплавления рамовых и мотылевых подшипников по причине засорения приемной сетки масляного насоса ворсом ваты, которую применили в качестве обтирочного материала.

2 Использование машин по назначению в надлежащих условиях и правильная их загрузка имеют важное значение для долговечности подвижных деталей. Так, например, использование для производства шлифовальных работ станков, предназначенных для нарезания точных резьб, сопряжено с абразивным износом узлов трения и быстрой потерей станком точности. Расположение точных винторезных станков вблизи станков, обрабатывающих чугуны изделия или производящих сухое шлифование, недопустимо по той же причине.

Применение автомобильного крана с одноканатным грейфером взамен экскаватора на добыче песка из береговых наносов резко укорачивает межремонтные периоды работы крана. Использование железнодорожного крана в качестве плавучего путем удаления ходовой части и установки поворотной части на плашкоуте сопряжено с частыми ремонтами из-за большой скорости изнашивания деталей крана в связи с их ненормальным положением при крене и деференте плашкоута.

Могут быть случаи, когда машина используется для выполнения предназначенных для неё операций, однако характер загрузки вызывает неравномерный износ деталей [13]. Обработка коротких винтов на станках, предназначенных для изготовления длинных винтов, приводит к повышенному износу на коротком участке ходовых винтов станков и делает их в дальнейшем непригодными для работы. Загрузка универсального станка обработкой однотипных изделий приводит к неравномерному износу направляющих станка и его ходового винта и большому износу часто включаемых, в соответствии с ограниченным диапазоном скоростей шпинделя, шестерен.

3 Непредусмотренные большие силовые воздействия интенсифицируют износ. Поэтому на прецизионных металлорежущих станках не допускается производство обдирочных работ; припуск на отделочные операции должен быть минимальным в соответствии с нормами.

В паспорте станка должен быть ограничен вес обрабатываемой заготовки. Вообще всякая перегрузка машины, независимо от того, вызвана ли она стремлением повысить производительность, неумелым управлением или случайными обстоятельствами, нарушает нормальные условия работы деталей и узлов вследствие повышения среднего удельного давления на рабочих поверхностях, возрастания силовых и температурных деформаций деталей и ухудшения смазки. При формировании скоростей хода машины могут возникнуть неблагоприятные условия даже в случае имеющейся непрерывной под давлением масляной системы смазки. При имеющихся зазорах в соединениях прокачка масла через

них может оказаться недостаточной для отвода выделяющейся при трении теплоты.

В двигателях внутреннего сгорания повышенные, сверхнормативные нагрузки сопровождаются ухудшением рабочего процесса, что прямо и косвенно ведет к сокращению сроков их службы.

Переход на более форсированный режим работы машины может значительно ухудшить условия работы трущихся деталей. В практике эксплуатации дизелей замечено и специальными исследованиями установлено, что вслед за увеличением скорости вращения коленчатого вала давление подачи масла в подшипники заметно снижается и только через некоторый промежуток времени начинает медленно повышаться до величины, соответствующей скоростному режиму работы машины. Это объясняется особенностями работы подшипников на переходных режимах. Аналогичные явления наблюдаются в случае «разноса» двигателя (вследствие утери гребного винта, заедания плунжеров топливных насосов и других причин). Иногда можно с помощью эксплуатационных мероприятий обеспечить безаварийную работу подшипников. Например, при переходе на более высокий скоростной режим работы дизеля с наддувом следует вначале повысить скорость вращения коленчатого вала и лишь затем – давление наддува.

В судовых двигателях, работающих непосредственно на гребной винт, переход с малого хода на средний, тем более на полный ход, связан с резким повышением нагрузки и при недостаточно прогревом двигателе может привести к заклиниванию поршней в цилиндрических втулках [14].

4 Повышенный износ деталей ходовой части транспортных машин происходит и в период их остановки. При тормозном моменте колеса, равном или превышающем момент от сил сцепления колеса с полотном дороги, происходит переход от качения к скольжению (юз). Юз приводит к местной выработке колес по кругу качения и уменьшает срок службы шин из-за истирания протектора. Резкое электрическое торможение или наличие в рельсовых механизмах пе-

редвижения тормоза с завышенным тормозным моментом может стать причиной возникновения высокочастотных колебаний большой амплитуды, сопровождающихся ударами в зазорах сопряжений, что снижает общую прочность и износостойкость деталей механизмов [15].

Длительные установившиеся режимы работы машины при нагрузках ниже номинальных в некоторых случаях повышают износ. Это относится в первую очередь к двигателям внутреннего сгорания, где при подобных условиях пониженный тепловой режим неблагоприятен для работы цилиндропоршневой группы, а скоростной режим – для смазки поверхностей трения.

5 Работа машины характеризуется нагрузочным, скоростным и тепловым режимами. Одна и та же производительность машины может быть достигнута при различных сочетаниях параметров нагрузочного и скоростного режимов. Некоторый диапазон сочетаний может оказаться наиболее выгодным с точки зрения износостойкости, удовлетворяющим вместе с тем требованиям экономичности.

Мощность и экономичность двигателя находятся в прямой зависимости от степени сжатия. С увеличением степени сжатия улучшается процесс протекания реакции сгорания, повышается максимальное и среднее эффективное давление, уменьшаются потери тепла в окружающую среду с отработавшими газами. Однако при неблагоприятном сочетании давления и температуры в камере сгорания, а также нарушении момента подачи топлива или его зажигания сгорание топливовоздушной смеси переходит в детонационное. При детонации резко увеличивается скорость распространения фронта пламени с 20...30 до 1500...2500 м/с, резко возрастают давление и температура, что сопровождается стуками деталей, ограничивающих камеру сгорания. Такое сгорание плохо сказывается на процессе эксплуатации, детонационное сгорание чаще всего происходит по двум причинам: из-за применения горючего с недостаточной детонационной стойкостью и из-за повышения теплового режима двигателя. Для каждого двигателя должно применяться горючее с определенным октановым чис-

лом; если же оно ниже требуемого, то обычно возникает детонация. Для предотвращения детонации необходимо снизить тепловой режим работы двигателя, в связи с чем уменьшают угол опережения зажигания, обогащают горючую смесь или применяют дросселирование. При установке зажигания на более позднее положение можно добиться бездетонационной работы двигателя, но при этом его мощность и экономичность снизятся. При обогащении или обеднении смеси интенсивность детонации падает. Однако этим методом пользуются как временной мерой, так как это приводит к большому перерасходу горючего.

Повышенный тепловой режим работы двигателя может быть в результате:

- плохого охлаждения головки цилиндра вследствие нагара на стенках камеры сгорания, накипи или повышенной температуры охлаждающей жидкости;
- длительного форсажа двигателя и введения в цилиндры повышенного топливного заряда, что приводит к увеличению температуры газов в конце периода горения рабочей смеси;
- высокой температуры воздуха, например летом, или чрезмерного нагрева впускного трубопровода, служащего для улучшения испарения горючего;
- чрезмерно раннего зажигания, приводящего к тому, что смесь воспламеняется еще задолго до верхней мертвой точки и повышает конечное давление и температуру.

Достаточно устранить причины повышенного теплового состояния двигателя, и детонационное сгорание прекратится.

Одна и та же мощность двигателя может быть получена при различных значениях среднего эффективного давления P_e и чисел оборотов коленчатого вала в минуту. Исследование влияния способов форсирования на износ поршневых колец автотракторного дизеля [13] показали, что при увеличении P_e от

0,1 до 0,7 МПа скорость износа увеличивается в прямой зависимости от среднего эффективного давления. При увеличении скорости износ следует параболической зависимости с минимумом для исследуемого двигателя при $n = 1300 \dots 1400 \text{ мин}^{-1}$.

Пусковой период работы машины связан с повышенной интенсивностью износа, зависящей от длительности действия машины перед пуском, от температуры детали и свойств смазки. Пусковым периодом следует считать промежуток времени от момента пуска до момента стабилизации теплового состояния машины. Пусковой период сопровождается изменением величин и форм зазоров, в некоторых машинах происходят резкие изменения; в отдельных сечениях зазоры могут даже достигать нулевых значений.

Вопрос об износах в пусковой период наиболее изучен применительно к двигателям внутреннего сгорания. По данным исследований на двухцилиндровом дизеле, средний износ двухцилиндровых втулок и поршневых колец за каждый пуск при нормальной температуре при помощи сжатого воздуха соответствует износу в течение 3...5 ч работы двигателя в нормальном режиме. Исследования с использованием метода меченых атомов показали, что за один пуск карбюраторного двигателя при температуре воды и масла, равной 50°C , износ не обнаруживается, при 15°C он эквивалентен износу при 1-часовой нормальной работе, при 0°C износ эквивалентен при 4...5-часовой работе, при $27,8^\circ\text{C}$ – 8-часовой работе, а при наружной температуре, составляющей 30°C , 40...45-часовой работе двигателя.

Значительный износ при пуске двигателя обусловлен рядом причин. После остановки двигателя смазка, находясь в нагретом состоянии, быстро стекает с нагретых стенок цилиндров, выдавливается и остается в подшипниках в незначительном количестве. В момент начала движения поршня трение тем больше, чем больше перерыв между остановкой и последующим пуском. Даже в летнее время тепловой режим двигателя пониженный, и температура стенок цилиндра ниже температуры росы кислот, содержащихся в продуктах сгорания.

Конденсируясь на стенках, кислоты производят корродирующее действие. Весьма существенно и абразивное воздействие сохранившихся и образовавшихся при пуске продуктов износа. В карбюраторных двигателях топливо, конденсируясь на стенках цилиндра, смывает с них смазочный материал. Нормальная подача смазки в верхнюю рабочую зону цилиндра начинается только через 3...12 мин после начала пуска двигателя. В зимнее время сохранившаяся на стенках смазка замерзает, а при пуске разрушается. Холодная загустевшая смазка медленно поступает к поверхностям трения.

Для автомобильных двигателей в условиях городской езды, связанной с частыми запусками и остановками двигателя, во время которых детали двигателя больше всего подвергаются износу, маловязкие смазочные материалы имеют безусловное преимущество перед высоковязкими. Особенно опасно запускать двигатель при неразогретой смазке. В этом случае запуск двигателя невозможен ни при помощи стартера, ни при помощи пусковой рукоятки, ни при помощи буксирующего автомобиля. Все это приводит к чрезвычайно большим износам трущихся деталей, так как застывшая смазка к ним не поступает. Двигатель, заведенный при помощи буксира, некоторое время работает без смазки и еще более изнашивается. Вредно также трогание автомобиля с места при застывшей смазке в картерах агрегатов трансмиссии.

Для уменьшения изнашивания полезно перед пуском двигателя повернуть коленчатый вал несколько раз вручную или при помощи стартера. Перед пуском, например, судовых дизелей производят прокачку двигателя смазочным материалом, сочетая эту операцию с проворачиванием коленчатого вала на 2...3 оборота валоповоротным устройством. На некоторых авиационных двигателях водяного охлаждения перед пуском после длительной остановки производилась принудительная зашприцовка смазки в магистраль коленчатого вала для подачи смазочного материала в подшипники.

4.3 Характерные узлы трения транспортных машин

Все основные узлы транспортных машин являются фрикционными системами. Например, пара трения – колесо – грунт или ступица – ось. Самые точные фрикционные узлы – это топливная и газораспределительная аппаратура двигателей внутреннего сгорания. Такие узлы трения как цилиндропоршневая, шатунная группа, коленчатый вал с шатунными и коренными подшипниками, коробки скоростей, редукторы, ременные, цепные передачи и т. д. работают в экстремальных условиях.

Как известно, эффективность и надёжность транспортных машин определяется во многом уровнем совершенства узлов трения: двигателей, трансмиссии и колесных пар [16].

4.3.1 Основные узлы трения и изнашивания в двигателях внутреннего сгорания

Конструкция узлов трения в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) должна удовлетворять требованиям повышения ресурса работоспособности и надёжности, снижения расхода смазки и топлива, увеличения удельной мощности агрегата, простоты обслуживания, экологической безопасности и др.

Основные узлы трения типовых машин, например, двигатели легковых и грузовых автомобилей, железнодорожных тепловозов, тракторов, судов и т.д. несмотря на специфические особенности, имеют общую конструктивную основу и характерные триботехнические показатели.

Цилиндропоршневая группа (ЦПГ) является важнейшей из узлов трения ДВС [16]. Днище поршня с крышкой в совокупности с внутренней поверхностью цилиндра, образуют камеру сгорания. Боковая поверхность (зеркало цилиндра) кроме того, служит направляющей для движения поршня.

Поршни ДВС, как известно, работают в условиях высоких механических и тепловых нагрузок.

Блоки цилиндров как правило выполняют в виде коробчатой конструкции с отверстиями для цилиндрических гильз и каналов охлаждающей среды.

По конструкции гильзы подразделяют на мокрые (т. е. омываемые снаружи охлаждающей жидкостью) и сухие (т. е. имеющие небольшую толщину стенок 2...4 мм), позволяющую упростить применение качественных износостойких материалов.

Обычно гильзы дизелей изготавливают из высокопрочного легированного чугуна. Основные типы поршней, а так же сведения об их тепловой режиме их работы приведены в табл. 4.1.

Конструкция поршня определяется силовыми, температурными и триботехническими факторами. По высоте поршень делят на три основных пояса: жаровой, уплотнительный, несущий компрессионные и маслосъёмные кольца и направляющий пояс.

Таблица 4.1

Тип поршня	Комплексный показатель тепловой напряженности в условных единицах
Неохлаждаемые чугунные	4
Неохлаждаемые из алюминиевых сплавов	6
Охлаждаемые опрыскиванием ребер днища маслом	6,6...6,8
Охлаждаемые циркуляцией масла	8
Охлаждаемые инерционным взбалтыванием масла масляным	10

Поршень должен обладать повышенной стойкостью к изнашиванию рабочих поверхностей и к задирам. Это особенно актуально для кольцевых канавок первого поршневого кольца. Требуемый диаметр поршня определяют исходя из силовых характеристик ДВС, а высота поршня определяется функцио-

нально-конструктивными особенностями. Высота поршня, в первую очередь, определяется количеством маслосъемных и компрессионных колец с высотой жарового H_0 и направляющего H_2 пояса, в котором выполнено отверстие под поршневой палец диаметром d_n . Так поршни дизелей, например, по сравнению с поршнями карбюраторных двигателей (у которых $H_n/D = 0,9...1,3$) имеют большую относительную высоту ($H_n/D = 1,16...1,54$). Это обусловлено тем, что в дизельных двигателях установлено большее число маслосъемных и компрессионных колец, а так же установлена большая высота жарового и направляющего поясов с более толстыми межкольцевыми перемычками. В свою очередь на количество колец влияет и частота вращения коленвала двигателя, которое уменьшается с ростом частоты вращения.

На рис.4. 1 показана взаимосвязь диаметра с другими характеристиками поршня автомобильного дизеля из алюминиевого сплава. На графике показаны обозначения чертежа поршня [16], например, D – диаметр поршня.

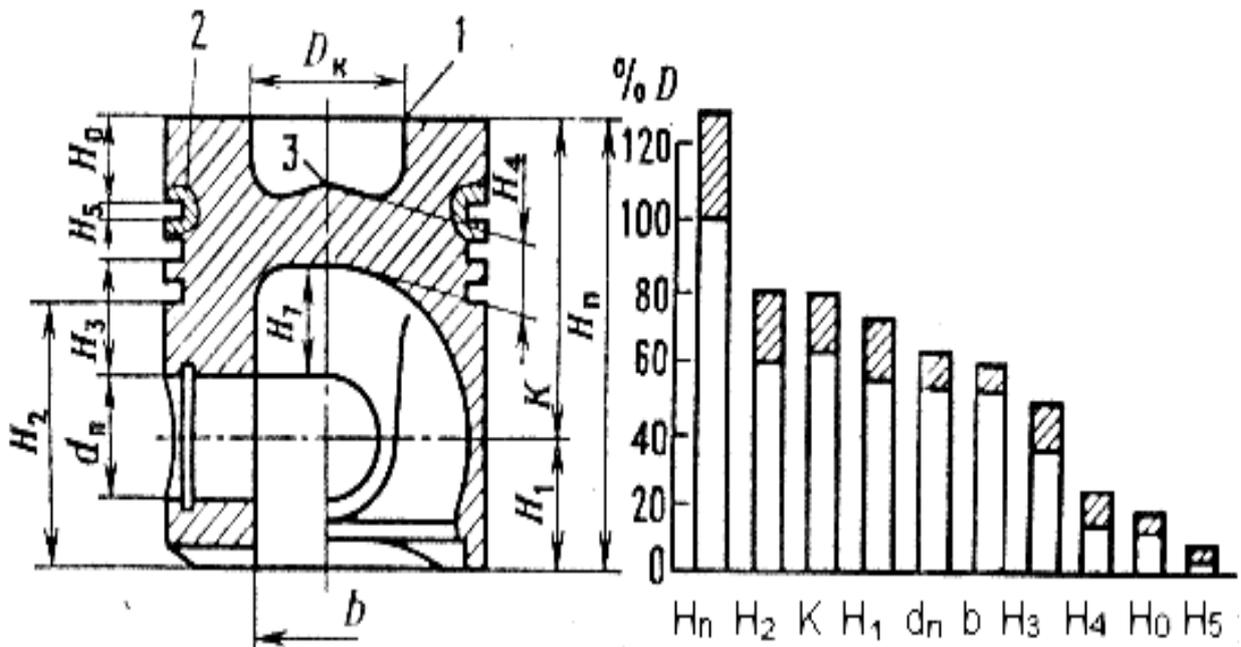


Рисунок 4.1 – Размерные характеристики поршня

Изнашивание узла цилиндр-поршень имеет следующие особенности.

1) Неравномерность распределения нагрузки и износа юбки поршня и колец, что нарушает его цилиндричность. Изнашивание 1-го кольца как правило больше чем в зоне остальных, а в поперечном сечении на юбке поршня формируется износ поверхности в форме эллипса.

2) К этому добавляется неравномерное распределение нагрузки в трущейся паре из-за неравномерного теплового расширения поршня и тепловой деформацией цилиндрического блока. Одной из основных причин вышесказанного является недостаточная точность размеров и формы, как цилиндра, так и поршня, и колец и их элементов, не точность сборки и т.д.

При работе поршневые кольца перемещаются и в продольном и в радиальном направлении. Поэтому величина износа поверхностей – определяется соотношением между силами инерции и трения на поверхности канавок поршня и гильзы цилиндра, а так же упругостью колец и давлением газов между кольцами.

Гильзы цилиндров изнашиваются неравномерно как в продольной, так и в поперечной плоскости. Максимум износа вдоль хода поршня приходится на место остановки компрессионного кольца при нахождении в верхней мертвой точке [16]. Это объясняется несколькими причинами:

- возрастанием сил трения при его замедлении, остановке и возвратного движения;
- ухудшением условий смазки из-за вымывания масла конденсатом паров топлива;
- возникновением высоких давлений на стенки гильзы в момент изменения положения поршня в верхней мертвой точке;
- уменьшением масляной пленки из-за испарения от действия высоких температур в «мертвых точках» и т.д.

Полное разделение масляной пленкой поверхностей в паре кольцо–гильза возможно лишь в средней части хода поршня.

Область наибольшего износа в поперечном сечении окружности обычно располагается напротив впускного клапана. Это объясняется попаданием в эту зону абразивными частицами с горючей смесью.

Из-за деформаций поршня, гильзы под действием нормальной нагрузки наибольший износ гильз возникает в плоскости, перпендикулярной к оси вала.

Поршневые кольца, кроме того, еще изнашиваются по торцам и в радиальном направлении. Торцовый износ связан с радиальным перемещением колец возникающим от давления газовых и переориентацией поршня при смене направления движения.

Износ колец в радиальном направлении происходит из-за трения под действием газов в межкольцевом пространстве и действием сил упругости колец. Первые компрессионные кольца работают в условиях недостаточной смазки при высоком давлении и температуре, что объясняет их повышенный износ.

Повышенный износ маслосъемных колец и потеря способности снятия излишков масла со стенок цилиндра объясняется давлением на стенки цилиндров от сил упругости, которое в 2...4 раза превышает давление компрессионных колец.

Работоспособность поршня обычно ограничивается износом канавки верхнего компрессионного кольца, который возникает под действием относительных перемещений кольца. При этом износ поршневых пальцев, поверхностей юбки поршня, и внутренних поверхностей бобышек поршня обычно не влияет на долговечность цилиндро-поршневых пар. Их долговечность во многом определяют механохимические процессы на поверхностях трения [16].

В процессе работы ДВС образуются пары воды, двуокиси углерода и других соединений, которые, взаимодействуя с продуктами окисления серы, создают серную, сернистую кислоту, азотную и угольную кислоты, которые провоцируют электрохимическую коррозию. При применении смазочных материалов, обеспечивающих удаление серы, ведущим становится абразивный износ. В

этом случае возникает проблема повышения качества очистки смазки от механических примесей.

Во вторую группу высоко нагруженных и ответственных изнашивающихся деталей ДВС входят узлы трения крейцкопов, шатунов и подшипников скольжения коленчатых валов [16].

Для повышения износостойкости в подшипниках поршневой и кривошипной головок шатунов, в коренных подшипниках коленчатых валов широкое применение имеют латунные, биметаллические или бронзовые (Бр ОФ 7.0-0.2) втулки. В биметаллических втулках поверхностный слой создают на основе меди, олова и свинца, например сплав СОС-6-6 (сурьма, олово, металлокерамические включения).

В зону трения смазка попадает по внутренним каналам, выполненным в теле шатунных шеек или шатунов.

Износ шатунных и коренных подшипников обусловлен различными факторами:

- отсутствием гидродинамического режима трения при пусках, мгновенных перегрузках и остановках, вызывающих разрыв масляного клина, снижением вязкости масла, перебоями подачи масла и т.д.,
- присутствием в масле абразивных частиц,
- локальным повышением давления в масляном клине в 2,5...3 раза по сравнению со средним, которое вызывает усталостную деформацию поверхностных слоев материала подшипников и износ даже в гидродинамическом режиме.

Соотношение износа коренных и шатунных подшипников зависит от величины нагрузки. В однорядных двигателях, к примеру, шатунные шейки нагружены и изнашиваются больше, чем на коренные.

У V-образных двигателей, наоборот, на коренные подшипники нагрузки приходятся большие. Соответственно износ коренных вкладышей и шеек в 1,5..2 раза больше, чем шатунных. Недостаточная жесткостью коленвалов, а

также с наличием противовесов вызывают неравномерность износа шеек по окружности. Нижние вкладыши коренных подшипников изнашиваются больше верхних, а в шатунных подшипниках наоборот - верхние вкладыши изнашиваются больше нижних. Что характерно для всех двигателей. В целом износостойкость вкладышей определяется формой расточки, схемой подвода и качеством масла, антифрикционными свойствами материалов, жесткостью конструкции, и т. д. На ухудшение условий трения, например, нарушение гидродинамического режима смазки и резкое локальное повышение температуры с вероятностью последующего задира, выплавления антифрикционного слоя и т.д. так же влияет деформация геометрии шеек и вкладышей под нагрузкой

Однако неравномерность распределения давления в подшипниках конструктивно обусловлена (рис. 4.2, *a*).

На рис. 4.2, *a* R_{AK} и R_{BK} – усилия, действующие на подшипник; $q(\nu)$, q_{01} , q_{02} , q_{03} , q_y – эпюры давлений в функции угла контакта ν ; δ – средний зазор в подшипнике; R_0 и r_2 – радиусы подшипника и шипа.

По оси шипа эпюры давления тоже нелинейны и определяются формой пятна контакта после приработки пары. Наиболее часто она имеет форму, приведенную на рис. 4.2, *б*, где U_K – кромочные износы.

Характер износа шатунных шеек коленчатого вала показан на рис. 4.3.

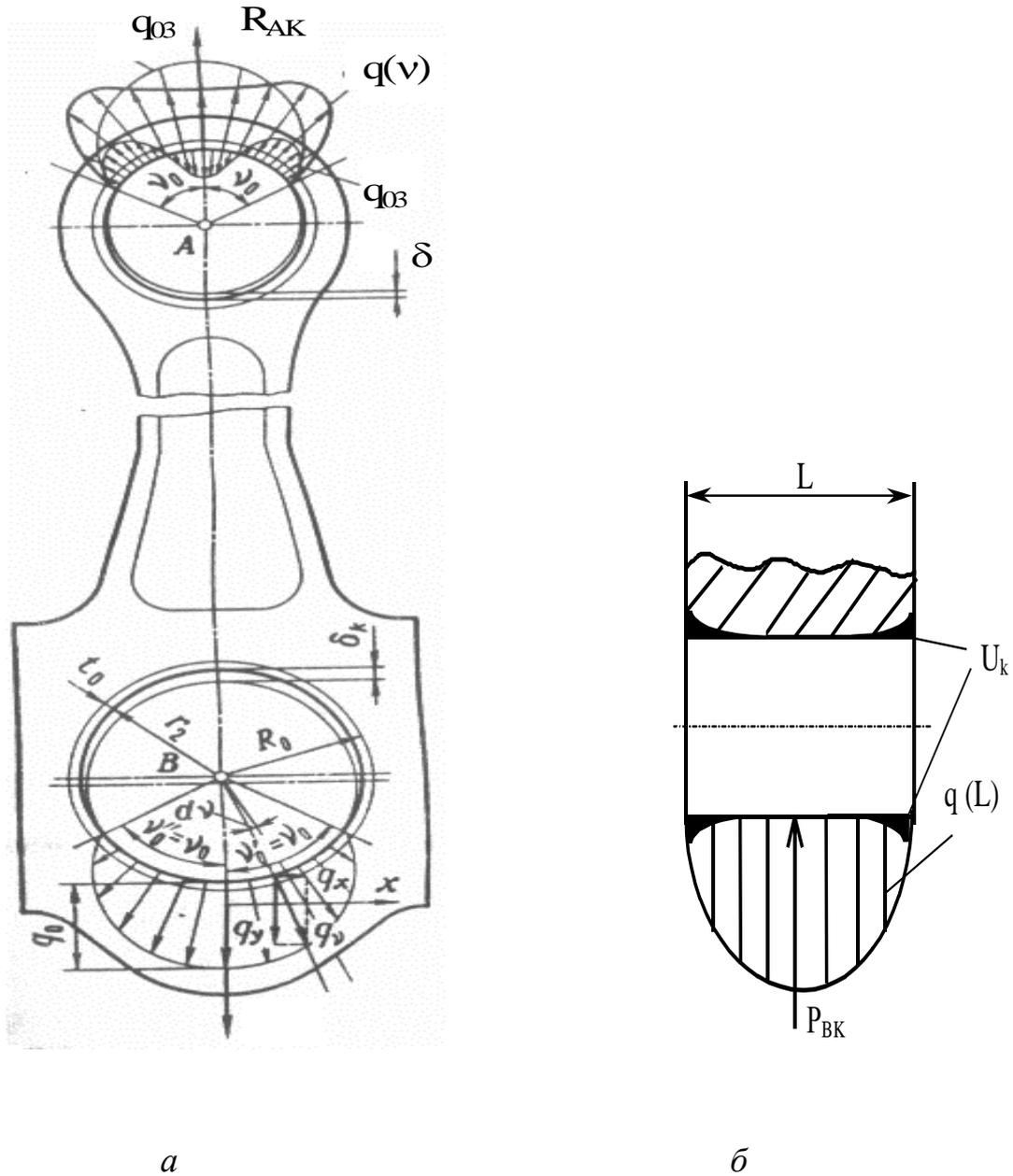


Рисунок 4.2 – Распределение давления в подшипниках головки шатуна:
а – шатун; *б* – сечение шатуна

Для повышения износостойкости и прочности шатуны и коленчатые валы изготавливают штамповкой, ковкой и литьем. Используют для этого высокопрочные марки стали или чугуна [16].

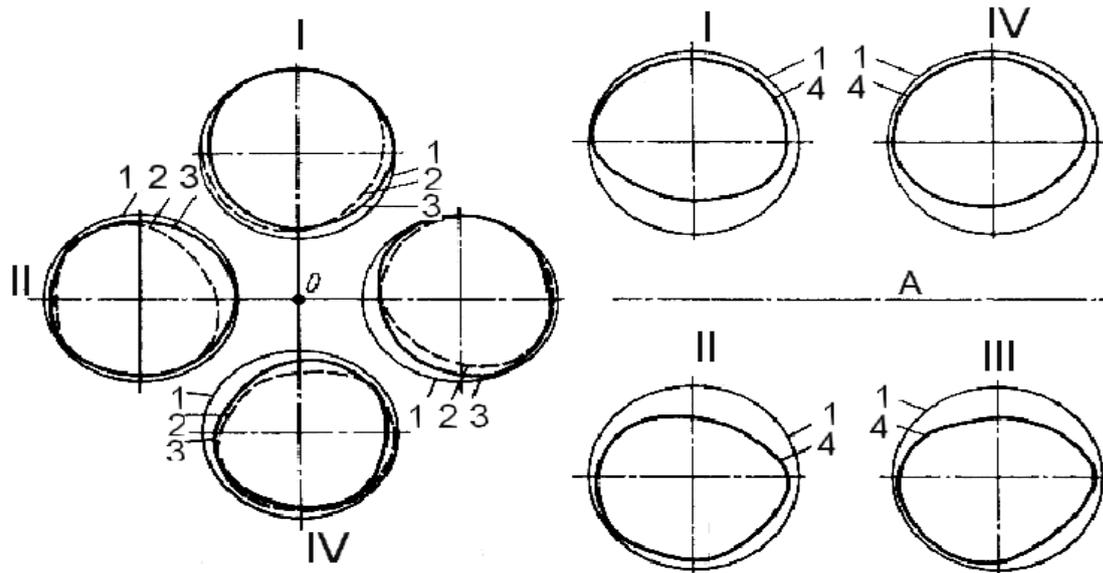


Рисунок 4.3 – Характер износа шатунных шеек коленчатого вала двигателя:

а – автомобиля ЗИЛ-130; *б* – автомобилей «Москвич»; *I* – *IV* – номера шеек; *A* – ось коленчатого вала; *1* – линия отсчета; *2* – профиль изношенных шеек под первым, вторым, третьим и четвертым шатунами; *3* – профиль изношенных шеек под пятым, шестым, седьмым и восьмым шатунами; *4* – профиль изношенных шатунных шеек

Для изготовления валов двигателей малой и средней напряженности применяются углеродистые стали с хорошими пластическими свойствами и сравнительно низкой стоимостью.

Для изготовления валов судовых, тепловозных и стационарных двигателей обычно используются, стали 35, 40, 50, 35Г, 40Г, 45Г, 50Г и др.

Для изготовления валов быстроходных двигателей, кроме того, применяются также хромовые, хромоникелевые и хромомолибденовые (40Х, 40ХН, 35ХМ, 30ХН2МА, 18Х2Н4МА и др.).

Для изготовления валов тракторных и автомобильных двигателей используются, стали 45, 50Г, 40Х, 45Г2, 38хгн, 40ХН2МА.

Для изготовления коленчатых валов быстроходных дизелей повышенной мощности различного назначения, например, поршневой авиации, судов на подводных крыльях и т.д. применяются хромомолибденовые, хромованадие-

вые, хромоникелевые и хромоникельмолибденовые стали (30ХМА, 20ХНЗА, 38Х2МЮА, 40Х2Н2МА, 25Х2Н4МА, 38Х2МЮА и др.).

Для изготовления валов судовых, тепловозных и автотракторных двигателей допускается применение литых коленчатых валов из специального модифицированного чугуна с шаровидным графитом (СЧ 30, СЧ 35 и др.) перлитно-ферритной структуры и углеродистой и легированной стали [16].

Изготовление литых чугунных валов проще и экономичнее чем стальных штампованных или кованых. При этом меньше времени затрачивается на обработку и расходуется меньше металла.

Благодаря большой циклической вязкости чугуна надёжность работы вала повышается, а вследствие наличия в чугуне графита возрастает износостойкость шеек.

Использование сплавов цветных металлов в совокупности с высокой твёрдостью шеек с помощью термообработки повышает износостойкость также в случаях заливки подшипников баббитом.

Отличительной чертой обладает изнашивание контактирующих пар газораспределительного механизма. Износ пары кулачок–толкатель и клапан–седло, лимитирует долговечность механизма газораспределения работают в особо тяжелых условиях. Так причиной износа пары выпускной клапан–седло является высокотемпературная газовая коррозия, возникающая под воздействием агрессивных компонентов продуктов сгорания рабочей смеси, а также биевания клапана в седле, вызванное износом направляющей втулки клапана. Износ этого сопряжения приводит к нарушению его герметичности и прогоранию клапана.

Для отвода тепла и снижения температуры выпускного клапана на форсированных двигателях применяют натриевое охлаждение. Для обеспечения равномерного износа седла и уплотняющего пояса клапана предусматривают конструктивные меры по проворачиванию клапана во время работы двигателя. На износ сопряжения клапан–седло влияет такой параметр, как величина регу-

лировочного зазора. С увеличением зазоров возрастает динамичность нагрузки и ускорение износа клапана в седле.

Для изготовления седел клапанов применяют высокохромистые стали, аустенитный, хромистый и хромоникелевый высокопрочный чугуны, сплавы на основе никеля ЭПЦ-616 и др. На дополнительные фаски клапанов наносят покрытия из высокопрочных антикоррозионных сплавов.

Направляющие втулки клапанов изготавливают из стали, металлокерамики и чугуна.

Износ пары кулачок–толкатель пар сопровождается усталостным выкрашиванием (питтинг) и задирами, обусловленными высокими контактными давлениями 1200 ~ 1700 МПа и скоростями скольжения 2...5 м/с

Износ кулачков и толкателей приводит к нарушению режима работы клапанов и, как следствие, к снижению экономических и силовых показателей двигателей [16].

4.3.2 Агрегаты шасси, трансмиссии и рулевого управления

Трансмиссии автомобилей обычно состоит из сцепления 1 (рис. 4.4, а), коробки передач 2, карданного вала 3, главной передачи 4, дифференциала 5 и полуоси 6. Если в автомобиле два и более ведущих моста (рис. 4.4, б, в), то устанавливают еще и раздаточную коробку 7, увеличивают количество карданных передач, а каждый из ведущих мостов имеет свою главную передачу и свой дифференциал [28].

Сцепление, как правило, имеет фрикционный принцип действия, когда ведомый и ведущий диски передают крутящий момент за счет сил сухого трения.

Ресурс работоспособности муфты сцепления определяется износостойкостью материала дисков. Один из нехарактерных видов отказов муфты – попа-

дание смазки на поверхности дисков. Схема муфты сцепления автомобилей приведен на рис. 4.5.

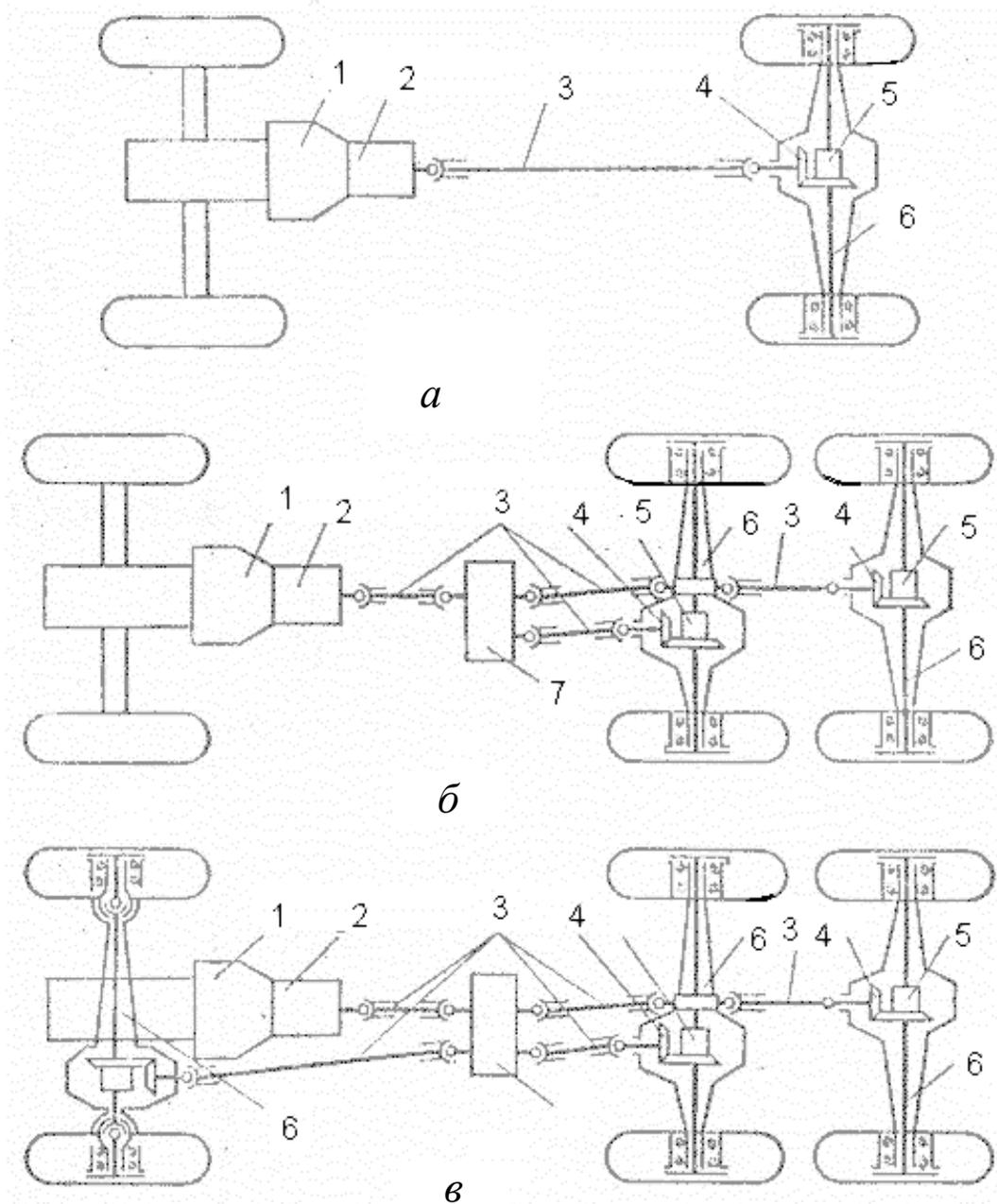


Рисунок 4.4 – Схемы трансмиссий автомобилей:

а – с одним ведущим мостом (МАЗ-500А, МАЗ-5335); *б* – с двумя ведущими мостами (КрАЗ-257); *в* – с тремя ведущими мостами («Урал-375Д»)

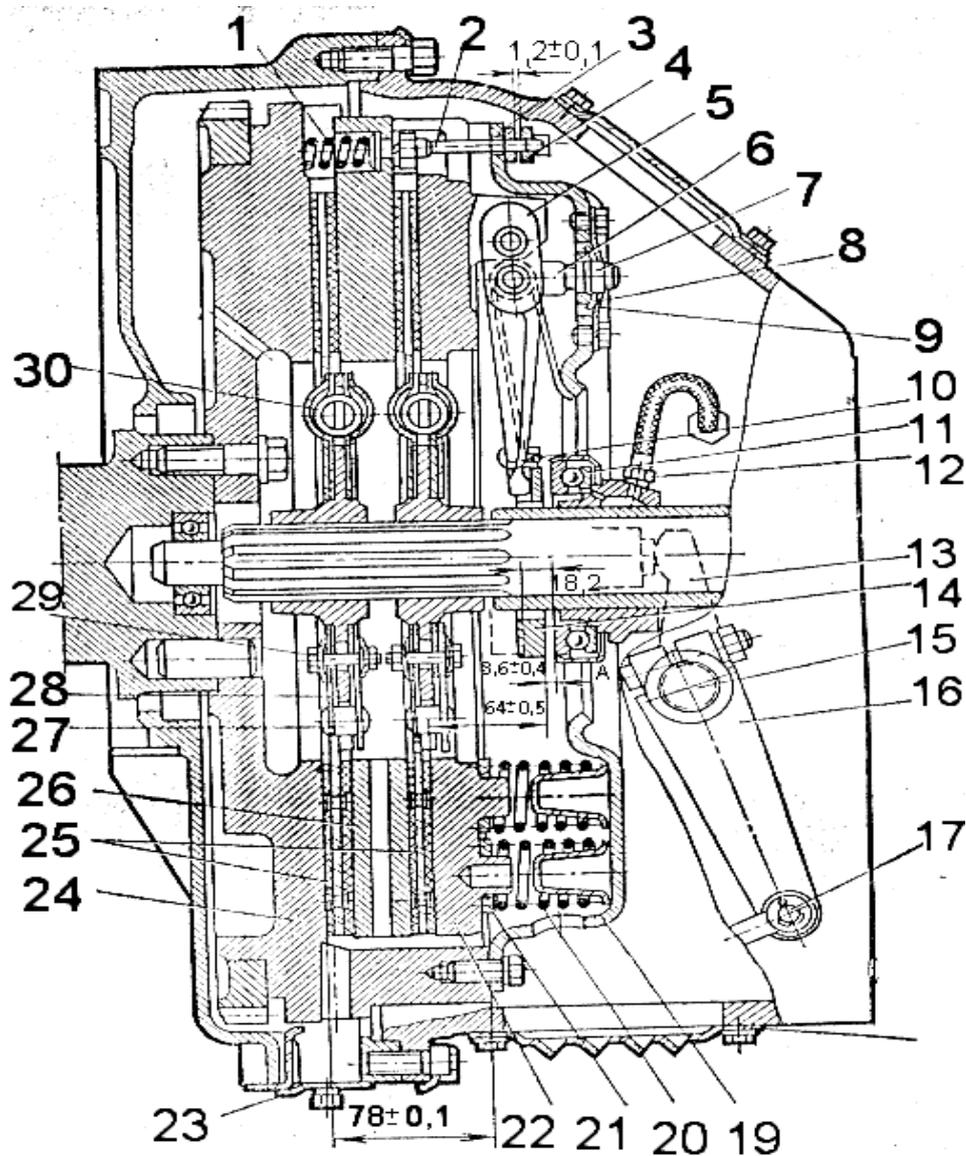


Рисунок 4.5 – Муфта сцепления автомобилей МАЗ-500А, МАЗ-5335:

1 – отжимная пружина; 2 – шток; 3 – кольцо; 4 – планка; 5 – оттяжной рычаг; 6 – вилка оттяжного рычага; 7 – регулировочная гайка; 8 – опорная пластина; 9 – стопорная пластина; 10 – пружина оттяжного рычага; 11 – муфта выключения с подшипником; 12 – шланг для подвода смазки к муфте; 13 – вилка; 14 – упорное кольцо оттяжных рычагов; 15 – вал вилки выключения; 16 – рычаг; 17 – палец; 18 – крышка люка картера сцепления; 19 – кожух сцепления; 20 – нажимная пружина; 21 – теплоизоляционная прокладка пружины; 22 – нажимной диск; 23 – крышка люка картера маховика; 24 – маховик; 25 – ведомые диски; 26 – средний ведущий диск; 27 – упорный штифт; 28 – диск гасителя крутильных колебаний; 29 – фрикционные пальцы; 30 – пружина гасителя

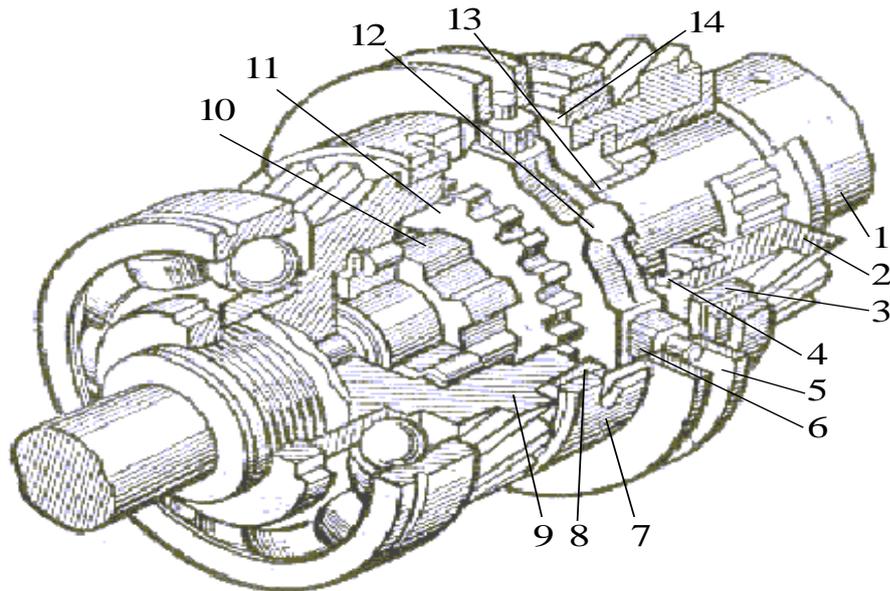
Механизм сцепления обычно содержит рычажную систему включения сцепления с пневматическим усилителем, который сам является сложным узлом трения.

Коробка передач преобразует крутящий момент, как по величине, так и по направлению. Наиболее распространены ступенчатые 4- или 5-скоростные коробки передач.

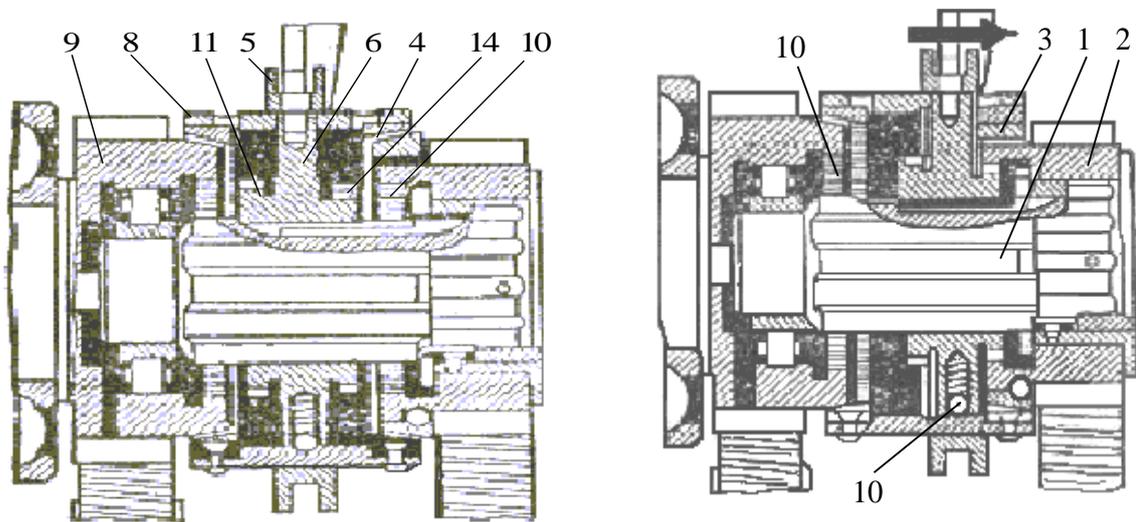
Основными парами трения в таких коробках являются зубчатые передачи, опоры качения и механизм синхронизации скорости переключаемых зубчатых пар [16]. Пример конструктивного исполнения синхронизатора грузового автомобиля приведена на рис. 4.6.

В данной конструкции при включении вилка рычага переключения передач перемещает муфту 5 с конусными кольцами, выполненными из бронзы 3 и 8 до соприкосновения с конусообразным выступом переключаемой шестерни. Она начинает вращаться, за счет возникающих сил трения а при выравнивании скоростей муфта переключается. Основными требованиями к такому механизму – износостойкость и фрикционные свойства конической пары.

Механизм карданной передачи состоит из одного или нескольких карданных валов и шарниров (рис. 4.7). И карданные (игольчатые) подшипники и карданные шарниры (шарниры Гука) унифицированы. В тяжело нагруженных передачах кардан может иметь промежуточные опоры (рис. 4.7) и раздаточную коробку. В данной системе наиболее уязвимыми элементами являются шарниры и подшипники карданов. Они требуют тщательного обслуживания, качественной смазки и регулировки.



a



б

Рисунок 4.6 – Синхронизатор:

a – общий вид устройства; *б* – схема работы:

1 – вторичный вал коробки передач; 2 – шестерня пятой передачи; 3, 8 – конусные кольца синхронизатора; 4 – конусное кольцо шестерни пятой передачи; 5 – муфта включения четвертой и пятой передач; 6 – каретка синхронизатора; 7 – корпус; 9 – первичный вал коробки передач; 10, 13 – зубчатые муфты синхронизатора включения четвертой и пятой передач; 11, 14 – зубчатые муфты; 12 – шарики фиксатора

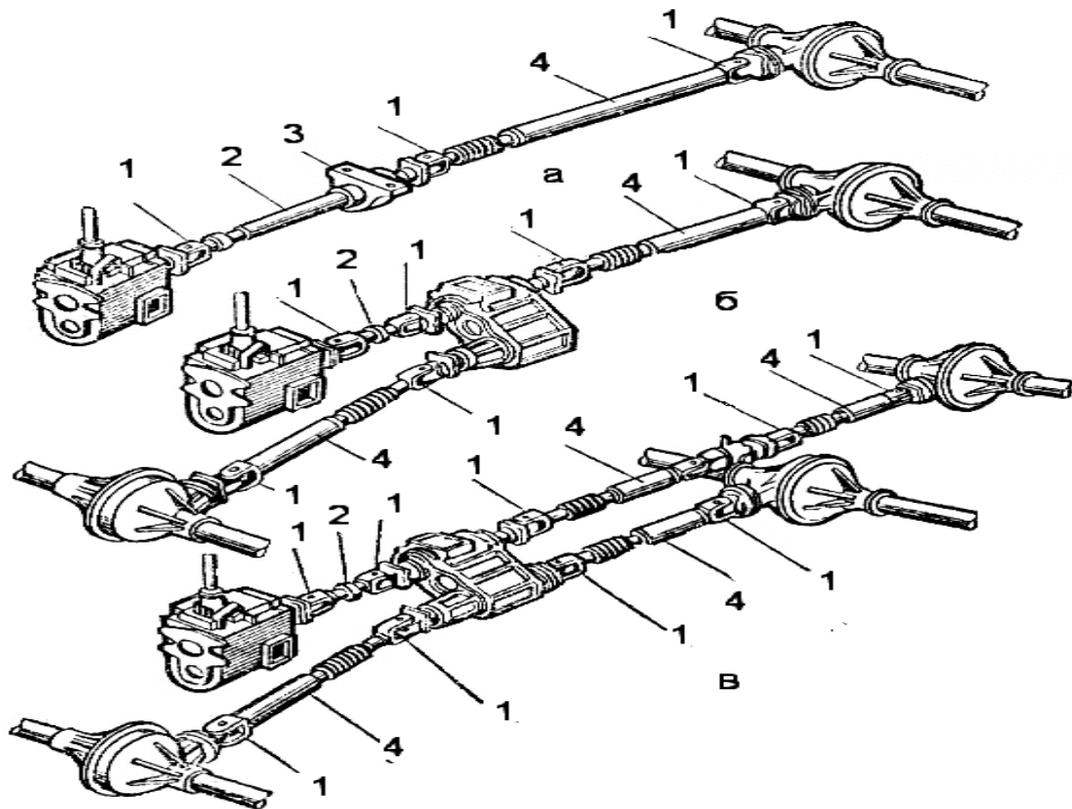


Рисунок 4.7 – Примеры карданных передач автомобилей:
а – двухосного с приводом на заднюю ось; *б* – двухосного с приводом на обе
 оси; *в* – трехосного с приводом на все оси; 1 – карданный шарнир; 2, 4 – кар-
 данные валы; 3 – промежуточная опора

Ведущий мост увеличивает крутящий момент двигателя и передает его на полуоси с поворотом на угол 90° [16] и является наиболее нагруженным механизмом ходовой части (рис. 4.8).

Полуоси, дифференциал и главная передача, расположены в общем картере.

Главная передача может быть одинарной (пара конических колес), а может быть и двойной, (с добавлением еще пары цилиндрических шестерен для повышения передаточного числа). Такую схему имеет, например мост КрАЗ-

257 (рис. 4.8). Дифференциалы позволяют обеспечить вращение колес с разными угловыми скоростями [16].

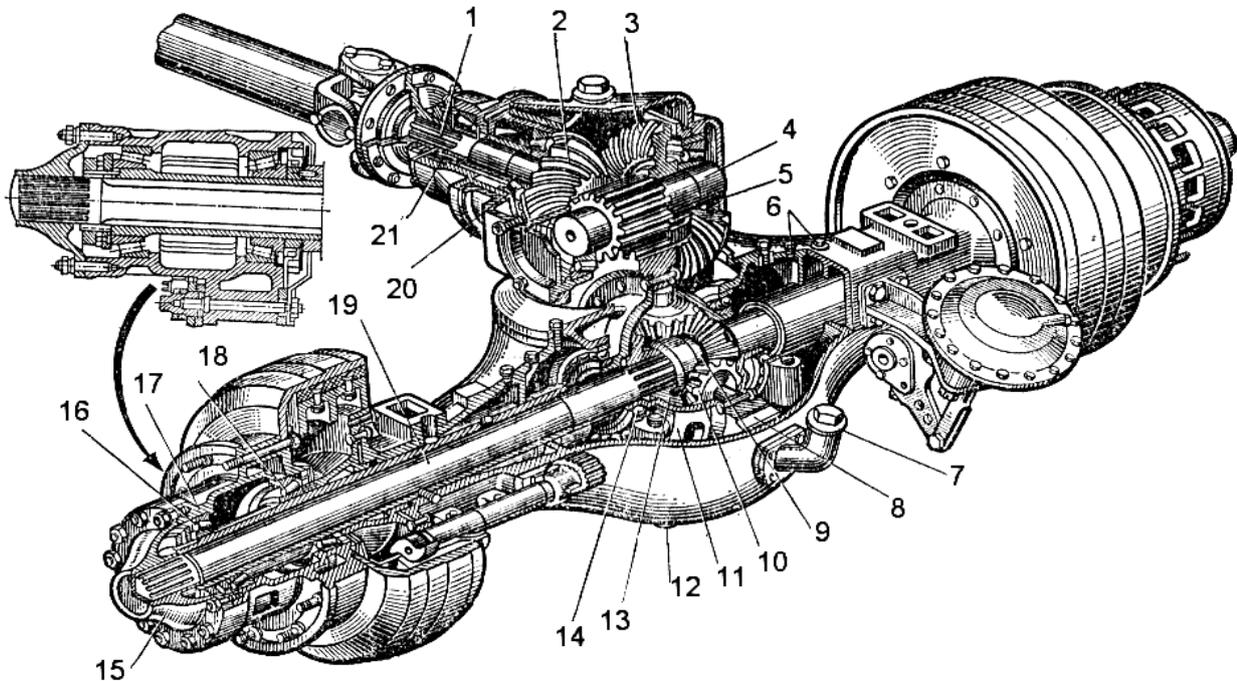


Рисунок 4.8 – Задний ведущий мост и главная передача автомобиля КрАЗ-257:

- 1 – вал ведущей конической шестерни; 2 – ведущая коническая шестерня;
 3 – ведомая коническая шестерня; 4 – вал ведомой конической шестерни;
 5 – ведущая цилиндрическая шестерня; 6 – сапуны; 7 – заливная горловина;
 8 – ведомая цилиндрическая шестерня; 9 – крестовина; 10 – сателлит;
 11 – чашка коробки дифференциала; 12 – пробка; 13 – полуосевая шестерня;
 14 – шариковый подшипник; 15 – фланец; 16, 18 – конические роликовые подшипники;
 17 – ступица колеса; 19 – полуось; 20, 21 – роликовые конические подшипники

Смазка механической передачи моста обычно осуществляется путем разбрызгивания смазочного материала, залитого в картер, ведомой конической шестерней [16].

Ведущие мосты требуют точного регулирования зазоров зубчатых зацеплений. Одним из признаков плохой регулировки является шум. Герметичность картера обеспечивается уплотнениями. От качества смазки зависит работоспособность роликовых подшипников ступицы.

Не менее ответственной и сложной, чем трансмиссия, является система механизмов рулевого управления автомобиля, почти полностью состоящая из узлов трения - гидравлический усилитель, опоры рулевого колеса и опоры рулевого механизма поворота колес. Рулевой механизм обычно изготавливают по принципу винт–рейка или винт–гайка. Для облегчения вращения используются шариковые винтовые пары.

Износ этих пар приводят к люфтам, т. е. к свободному ходу рулевого колеса.

Тормозной механизм автомобиля содержит пару трения «тормозной барабан – колодка» и разжимающее устройство. Колодки в рабочем состоянии нормально разжаты.

Фрикционные накладки тормозов должны обладать высокой сопротивляемостью изнашиванию, температурной стойкостью и т.д. во избежание схватывания и задиров.

Тормозная система содержит два механизма торможения – с педальным и ручным приводом. В автомобилях с большой грузоподъемностью для облегчения управления тормозом предусмотрена пневмосистема,.

4.3.3 Шины и проблемы движения колесных машин

Пневматические шины автомобиля с точки зрения трибологии являются чрезвычайно содержательным многогранным объектом.

Шины работают в режиме скольжения и качения, реализуя закономерности трения эластомеров. Как узел трения, шины выполняют несколько важных функций:

- качение с малым сопротивлением;
- снижение давления в зоне контакта с дорожным полотном;
- защита транспортных средств от толчков,
- снижение уровня шума;

- передача крутящего момента на дорожное полотно;
- обеспечение торможения;
- обеспечение поперечной и продольной устойчивости.

Для эффективного выполнения всех этих функций, шина должна представлять из себя сложную конструкцию [16].

Схема поясняющая контакт между твердой шероховатой поверхностью и эластичной шиной изображена на рис. 4.9.

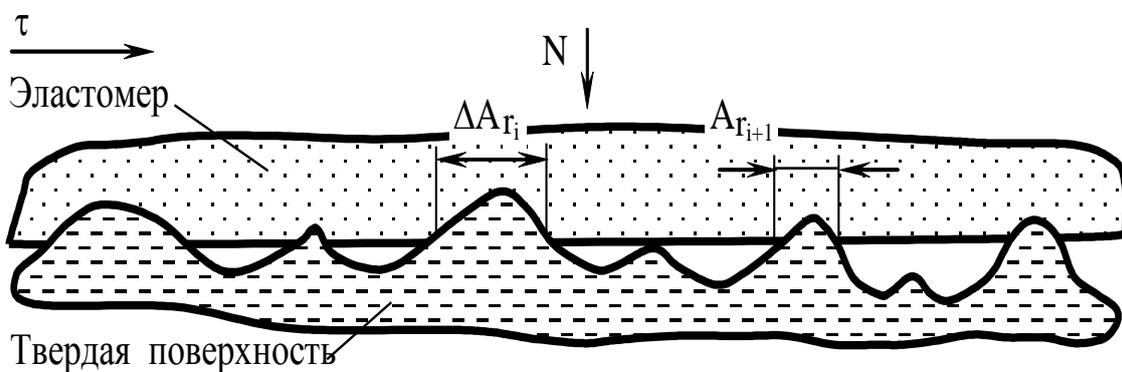


Рисунок 4.9 – Образование силы трения в контакте эластомера с твердой шероховатой поверхностью

Если, как показано на схеме, (рис. 4.9) приложить нормальную и касательную силы, то на участках касания (ΔA_{r_i}) возникнут упругие нормальные реакции:

$$W = \sum_{i=1}^M \Delta A_i \cdot P_i, \quad (4.1)$$

где P_{r_i} – давление на площадке фактического контакта.

Приложение тангенциальной силы τ вызовет сопротивление адгезионных сил:

$$T = \sum_{i=1}^M T_{ri}, \quad (4.2)$$

где T_{ri} – адгезионные силы на каждом пятне контакта, $T_{ri} = \tau \Delta A_{ri}$ (τ – удельная адгезионная сила трения).

После начала движения, кроме рассмотренного выше, адгезионного сопротивления, начинается еще и деформационное сопротивление движению. Это называется гистерезисной (вязкоупругость) составляющей трения, обусловленной запаздыванием восстановления деформации эластомера.

В результате, суммарная сила трения эластомера:

$$T = T_{адгез} + T_{гистер}. \quad (4.3)$$

С учетом вышесказанного, формируют рисунок протектора, чье главное назначение – обеспечить отвод влаги из зоны касания шины с дорогой. При этом наличие протектора на поверхности шины неизбежно уменьшает площадь контакта и снижает эффективное значение коэффициента трения ($c \sim 0,5$ до $0,4$).

Некоторые из наиболее распространенных видов рисунка протектора, представлены на рис. 4.10. Характерные размеры каналов и желобков приведены на рис. 4.11.

Форма пятна контакта, распределение давления по пятну контакта и зона сцепления шины с поверхностью, пояснены на рис. 4.12.

Как видно из рис. 4.12, при торможении или разгоне проскальзывание отсутствует в передней части пятна контакта и возникает в его задней части. Это и определяет неустойчивость сил торможения или разгона. Эти силы в целом меняются от режима свободного качения до режима скольжения заблокированного колеса или работы колеса в режиме тягового скольжения [16].

Общая характеристика относительной силы тяги и тормозной силы при постоянной скорости движения экипажа приведена на рис. 4.13. Обе кривые – это экстремальные значения, которые являются оптимальным режимом работы шины.

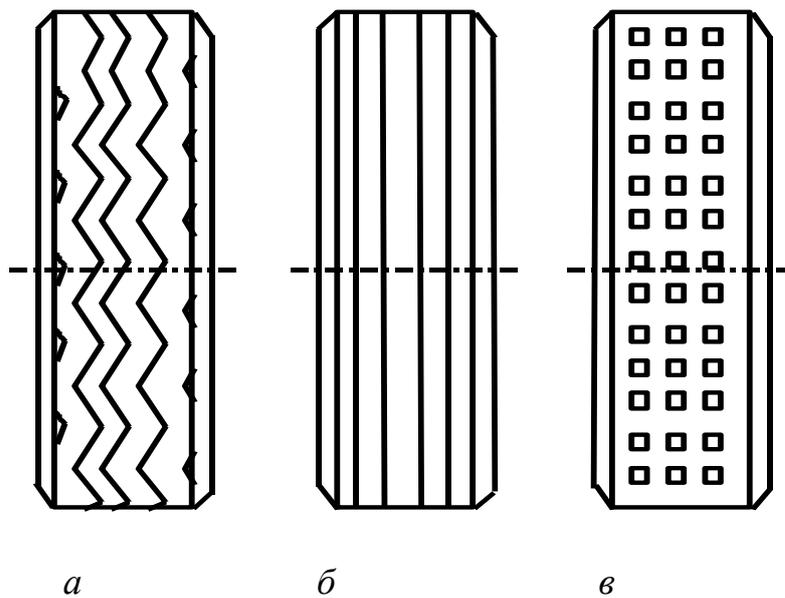


Рисунок 4.10 – Три типа рисунка протектора:
a – зигзагообразный; *б* – ребристый; *в* – блочный

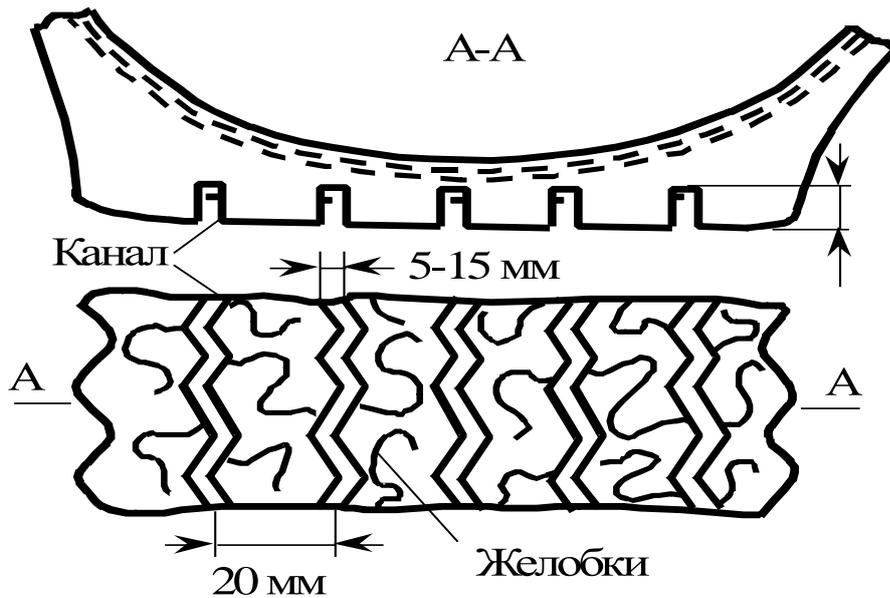


Рисунок 4.11 – Каналы и желобки в типичном зигзагообразном рисунке протектора

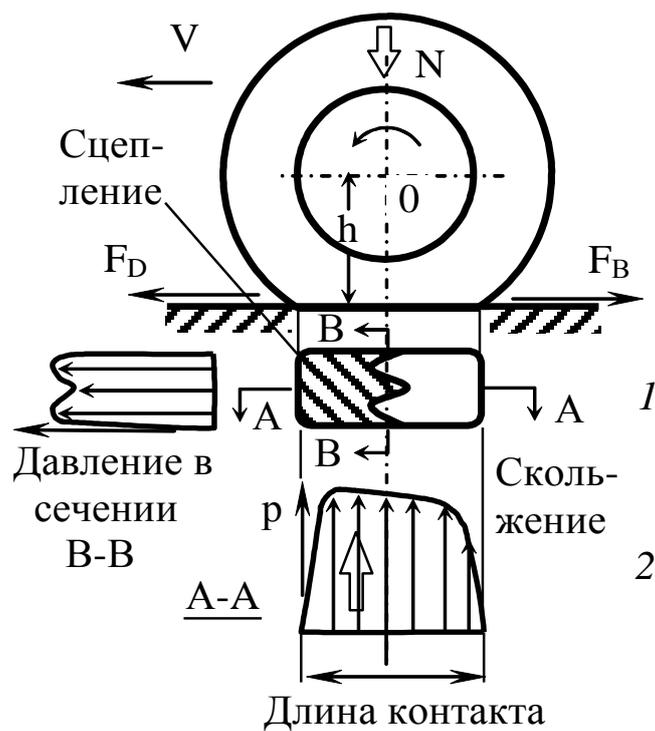


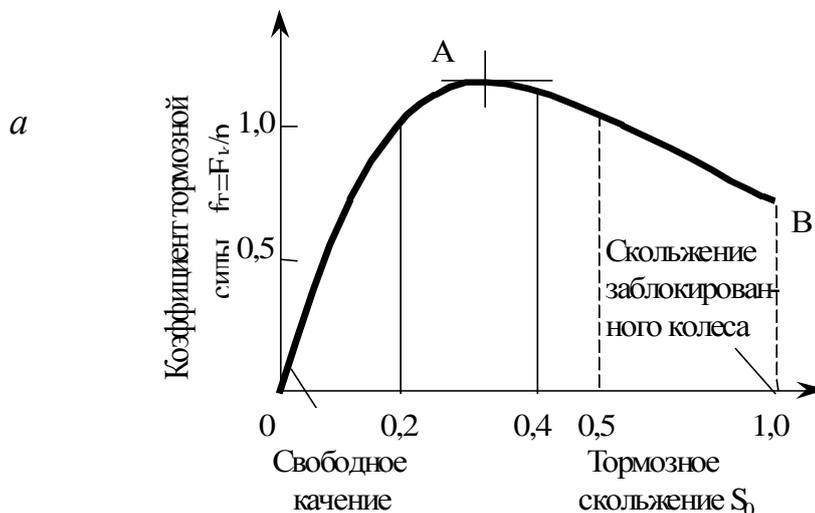
Рисунок 4.12 – Пятно касания и распределения давления при качении шины:
 1 – пятно касания; 2 – распределение давления в вертикальной плоскости
 (сечение А – А)

Аналитически по Д. Муру силу торможения F_T и силу разгона F_P определяют из следующих соотношений:

$$F_T = \frac{M_T}{h} + N \frac{a}{h} \left[1 \pm 4 \frac{\ddot{X}}{h} \left(\frac{h_\infty}{L} \right) \right];$$

$$F_P = \frac{M_P}{h} + N \frac{a}{h} \left[1 \pm 4 \frac{\ddot{X}}{h} \left(\frac{h_\infty}{L} \right) \right], \quad (4.4)$$

где M_T и M_P – моменты торможения или разгона; h_{cg} – высота центра тяжести автомобиля над уровнем дорожного полотна; L – колесная база; N – нагрузка в пересчете на одно колесо, приложенная посередине колесной базы; a – эксцентриситет опорной реакции при качении; h – расстояние от оси шины до поверхности [16].



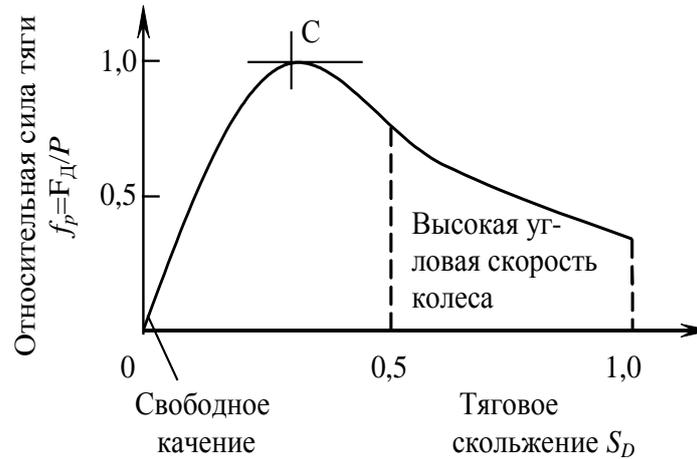


Рисунок 4.13 – Характеристики тормозной силы и относительной силы тяги при качении:
 a – торможение; b – разгон

Уравнение (4.4) дает «идеальные» теоретические результаты, которые необходимо корректировать в случае наличия на поверхности дороги влаги.

Картина работы колеса в реальных условиях представлена на рис. 4.14. Так перед набегающей шиной образуется водный клин (рис. 4.14, a), создающий поднимающую гидродинамическую силу P_n . В зоне AB протектор выдавливает по каналам влагу, а затем облегает рельеф дорожного полотна и достигает сцепления в обезвоженной зоне CD .

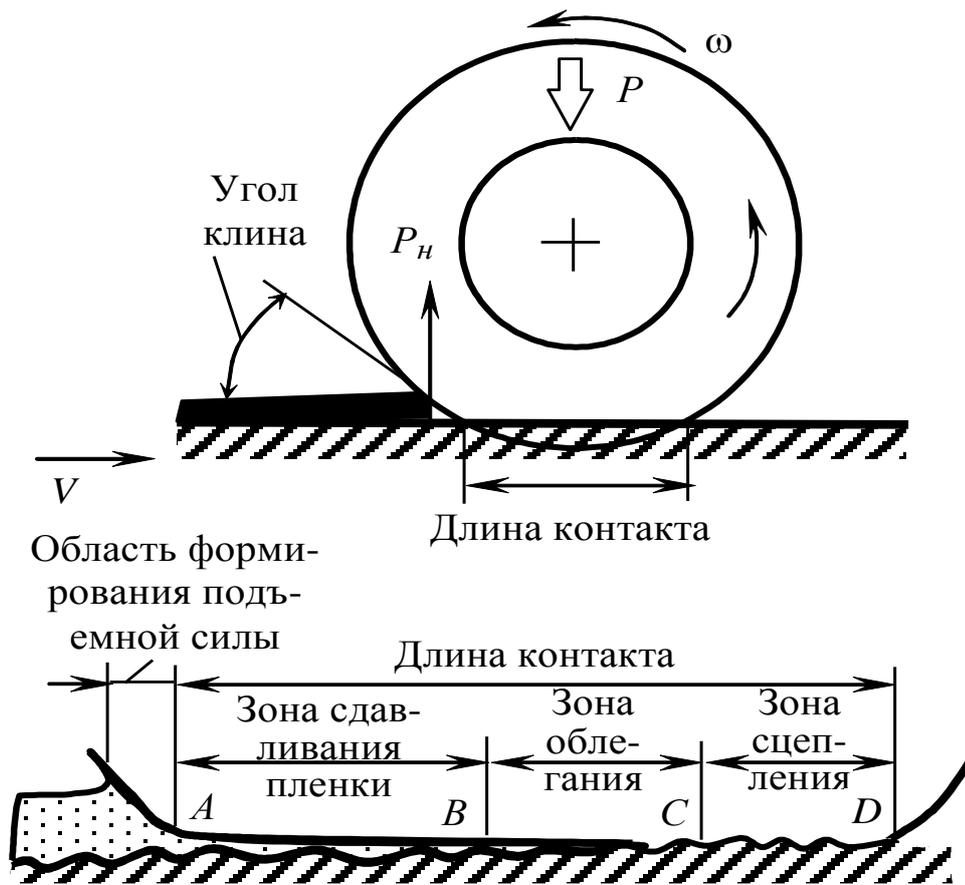


Рисунок 4.14 – Три зоны на длине контакта при качении по мокрой дороге:
 а – общая конфигурация; б – зоны в области контакта

Осуществление сцепления зависит от скорости, рост которой может превысить скорость оттока из зоны контакта воды и полностью исключить сцепление, вызывая режим гидропланирования (глиссирования). Если скорость вращения колеса будет и дальше возрастать, то вероятно возникновение следующего качественного режима – динамического гидропланирования.

Изнашивание шин как разновидности эластомера имеет три основных механизма:

– абразивный износ, при котором острые кромки неровностей дорожного полотна царапают и вырывают частицы материала протектора;

- усталостный износ, приводящий к охрупчиванию и разрушению материала протектора;
 - образование окатышей и их отрыв от поверхностей протектора.
- Соотношение указанных видов износа представлено на рис. 4.15.

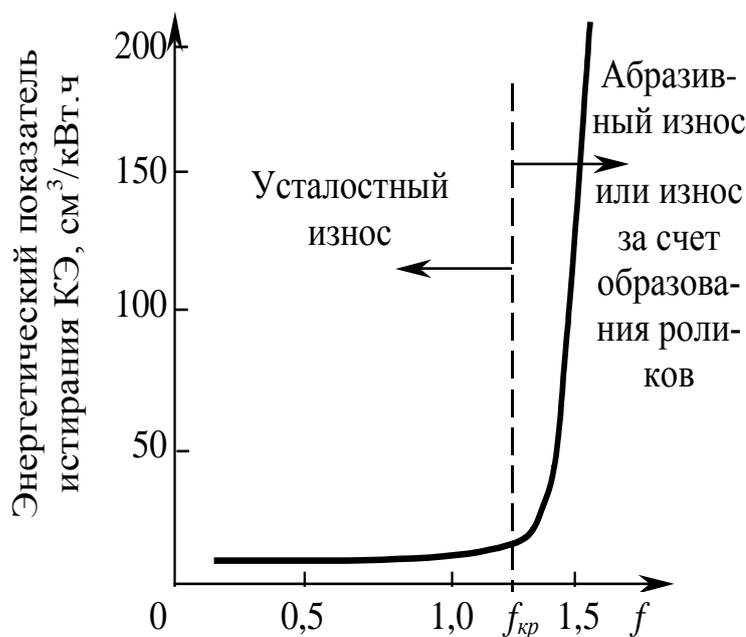


Рисунок 4.15 – Износ протектора и коэффициент трения для различных резин

Не смотря на мнение, что истирание шин возникает вследствие проскальзывания в задней части пятна контакта, опытно установлено, «поперечные» проскальзывания имеют более вредное действие. Так шины рулевых колес изнашиваются больше, чем на задних мостах шины заднеприводных автомобилей, где создаются режимы разгона и торможения.

Для повышения долговечности шин и безопасности движения развивают методы повышения прочности бутадиен-стирольного каучука и долговечности металлической и тканевой арматуры, а в особенности – методы создания оптимального рельефа протекторов [16].

Кроме этого, другим направлением повышения безопасности движения является совершенствование системы тормозных устройств, повышение износоустойчивости тормозных дисков, применение противозаносных устройств и др.

4.4 Смазочные материалы, их физико-механические свойства и методики оценки триботехнических характеристик

По своей природе масла (жидкие смазочные материалы – ЖСМ) делятся на нефтяные (минеральные), синтетические, растительные и смешанные.

Минеральные масла состоят из продуктов, полученных методами дистилляции соответствующих фракций нефти после отгонки летучих и маловязких фракций. Синтетические масла получают методами химического синтеза на основе силоксанов, эфиров фосфоновых кислот, фтор-, спирто-, глицериновых смесей и т. д. Эти масла обладают рядом характерных свойств, в частности, сохранением текучести при низких температурах, слабой испаряемостью, огнестойкостью и др.

По назначению ЖСМ делятся на четыре группы:

- моторные – для газотурбинных двигателей и двигателей внутреннего сгорания;
- трансмиссионные – для смазывания червячных, зубчатых и других передач;
- индустриальные – для смазывания трибоузлов промышленного и технологического оборудования;
- масла специального назначения: холодильные, веретенные, промывочные, трансформаторные, турбинные, консервационные, компрессорные и т.д.

Отдельно стоит выделить группы смазочно-охлаждающих и гидравлических жидкостей [16].

У ЖСМ, предназначенных для обеспечения режима гидродинамического трения важнейшим показателем является вязкость. У ЖСМ, предназначенных для обеспечения режима граничного трения, который возникает в период запуска и остановки, а также, например, в мертвых точках поршня двигателя внутреннего сгорания, важнейшим показателем является их задиростойкость, т. е. предотвращение самого опасного из видов износа – схватывания.

В технике масла принято считать ньютоновскими жидкостями, и, следовательно, в смазочном слое сила трения имеет вид

$$F = \eta \frac{dV}{dz} S , \quad (4.5)$$

где η – динамическая вязкость масла,

V – скорость скольжения;

Z – толщина смазочного слоя;

S – площадь, на которой происходит сдвиг слоев смазки.

Для определения динамической вязкости используют ротационные вискозиметры. Его конструкция содержит два соосных цилиндра: внутренний 1 и внешний 2 (рис. 4.16), установленные в подшипниковых опорах корпуса прибора. Пространство между цилиндрами заполнено жидкой смазкой 3 в которой внутренний цилиндр равномерно вращается с угловой скоростью ω и увлекает за собой примыкающий к нему слой смазки. За счет внутреннего трения жидкости в этом слое вращение передается на наружный цилиндр, который нагружает пружинный динамометр 4, измеряющий момент трения.

Вязкость рассчитывают по показаниям прибора в следующем порядке [16].

Поскольку $D - d \leq D$, $S \approx \pi DL$, полагая, что скорость слоев жидкости линейно падает при переходе от внутреннего цилиндра к внешнему,

$$\frac{dV}{dz} \cong \frac{2V}{D-d} = \frac{\omega D}{D-d} , \quad (4.6)$$

$$а \quad \eta = \frac{F(D-d)}{2\pi^2 n D^2 L}.$$

Здесь n – частота вращения внутреннего цилиндра; L – длина рабочей части цилиндров. В паспорте смазочных масел обычно указывается кинематическая вязкость, равная отношению динамической вязкости к плотности смазки:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \frac{F(D-d)}{2\rho\pi^2 n D^2 L}. \quad (4.7)$$

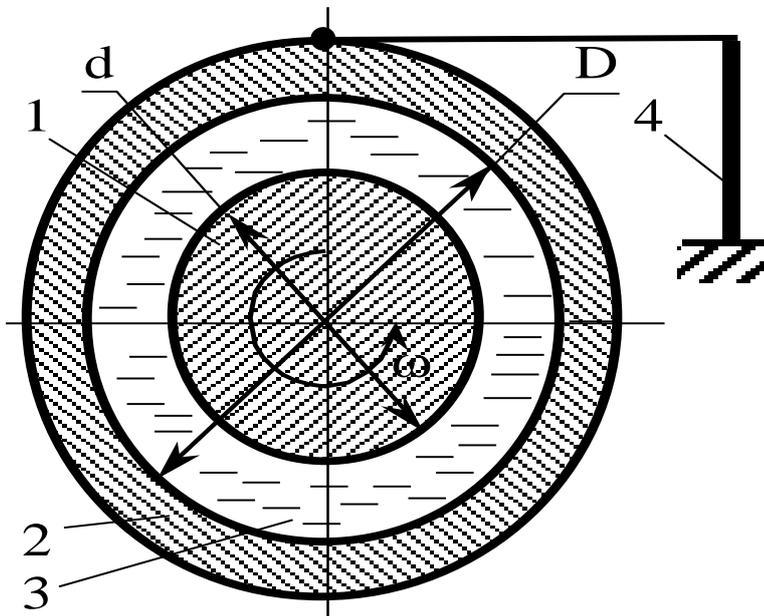


Рисунок 4.16 – Схема ротационного вискозиметра

В системе СИ размерность кинематической вязкости – $\text{м}^2/\text{с}$, но чаще пользуются – $\text{мм}^2/\text{с}$. При этом величина кинематической вязкости как правило входит в обозначение масла в Стоксах (1 Стокс = $10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$). В условиях производства применяют более простые капиллярные вискозиметры (рис. 4.17). Капилляр 1 длиной L , диаметром d является продолжением сосуда 2 , в котором помещается изучаемая смазка 3 . Для выражения разности давления на границах капилляра используется формула Пуазейля [16]:

$$\Delta p = \eta \frac{16\pi V l}{d^4 t} . \quad (4.8)$$

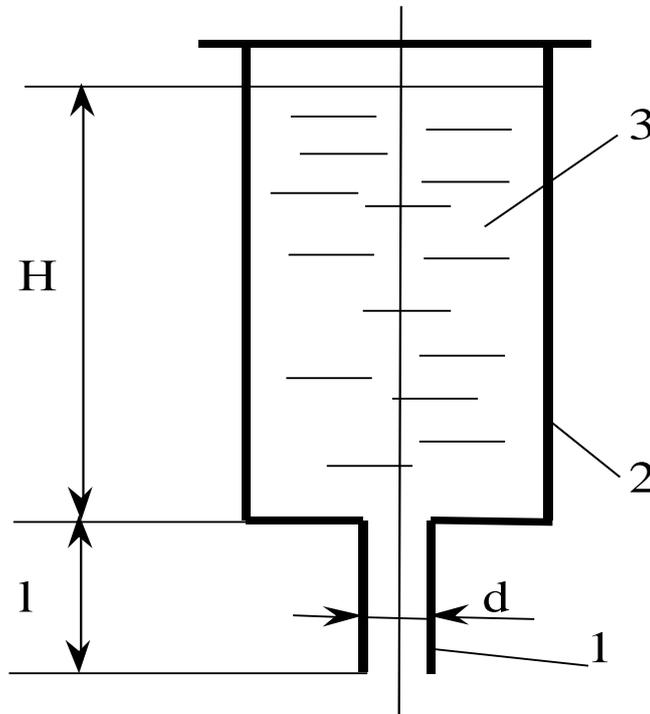


Рисунок 4.17 – Схема капиллярного вискозиметра

Расчетная формула для определения кинематической вязкости имеет следующий вид:

$$\nu = \frac{d^4 \Delta p}{16\pi \rho V l} t = C \cdot t . \quad (4.9)$$

Здесь $\Delta p = \rho g H$; t – время, за которое вытекает заданный объем жидкости через капилляр V ; C – константа прибора, Определение кинематической вязкости, таким образом, сводится к определению времени, за которое при заданном перепаде давления вытекает определенный объем смазки.

Вязкость масла во многом зависит от температуры, поэтому по отечественным и международным стандартам вязкость определяют при заданных

значениях температуры: 50°C и 100°C. Служебные свойства масла оцениваются с учетом влияния температуры на вязкость посредством индекса вязкости ν :

$$C = \frac{\nu_0 - \nu}{\nu_0 - \nu_m} \cdot 100, \quad (4.10)$$

где ν_0 – кинематическая вязкость худшего нефтяного масла у которого при 40 °C, вязкость с ростом температуры сильно падает;

ν_m – вязкость при 40 °C лучшего рафинированного масла, у которого вязкость слабо зависит от температуры;

ν – вязкость испытуемого масла при той же температуре.

Если $\nu = \nu_m$, то $\nu = 100$. то, все смазки имеют индекс вязкости в интервале от 0 до 100. Из формулы (4.10), видно что индекс вязкости ν служит для оценки служебных свойств смазки по её термостабильности.

На рис. 4.18 показан вид кривых характеризующих зависимость вязкости от температуры для двух смазочных материалов имеющих разный индекс вязкости.

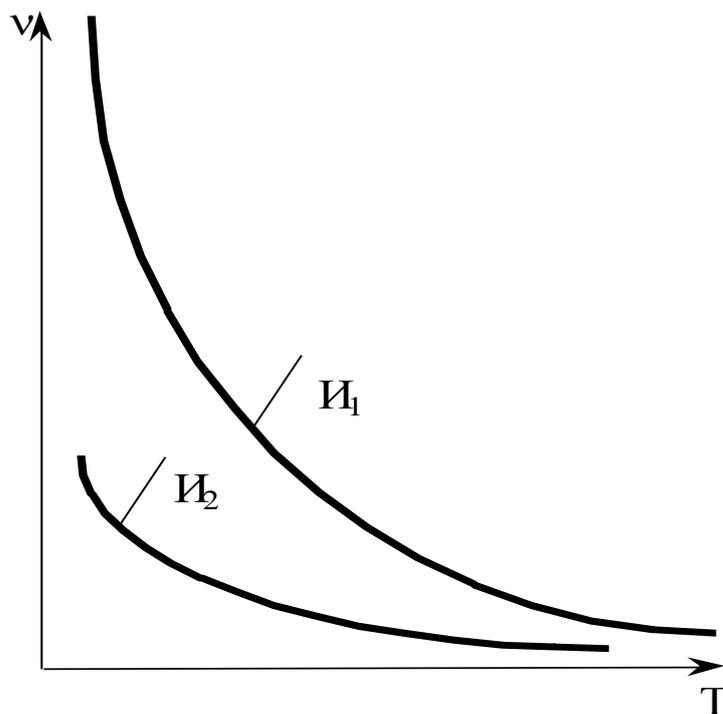


Рисунок 4.18 – Влияние температуры на вязкость

Чем меньше меняется вязкость с ростом температуры, тем лучше смазка и тем выше индекс.

Зависимость вязкости от температуры описывается формулой Вальтера:

$$\lg[\lg(\nu+0,8)] = A - B \cdot \lg T \quad (4.11)$$

Обрабатывая опытные данные в соответствии с этой формулой, легко определить коэффициенты A , B .

Важным показателем является смазывающая способность масла, т. е. способностью создавать на поверхности детали защитную пленку, препятствующую непосредственному контакту, и как следствие возникновению адгезии, задиру и заеданию [16].

Смазывающую способность в основном обеспечивают противоизносные, антифрикционные и противозадирные присадки. Ухудшение смазывающей способности сопровождается возрастанием трения, износа, разрушения рабочих поверхностей вследствие схватывания и заедания.

Стандартные испытания противозадирных свойств масел производят на четырехшариковых машинах (ЧШМ). На рис. 4.19 представлена схема рабочего узла ЧШМ. Ко дну кюветы 1 прикреплены три шарика 2 равномерно расположенных по окружности. Сверху на них опирается шарик 3 прикрепленный к пуансону 4, который прижат с заданным усилием к шарикам 2. Кювета 6 заполняется испытуемым маслом. Шарик 3 через оправку 4 приводится во вращение и скользит по закрепленным шарикам. Кювета расположена на подшипниковой опоре 7, но удерживается от поворота тягой 8, соединенной с динамометром 9.

Момент трения, регистрируется динамометром, а его величина записывается на ленте самописца. Когда смазывающая способность масла исчерпывается, возникает схватывание верхнего шарика с нижним, при этом резко увеличивается момент трения, что видно по записываемой кривой. Мерой оценки

противоизносной способности масла служит время испытания. Одновременно измеряется диаметр пятна износа, образовавшегося на каждом из трех закрепленных шаров. Для некоторых масел диаметр пятна износа указывается в ГОСТ или паспортных данных. Таким же образом определяется эффективность противоизносных присадок [10].

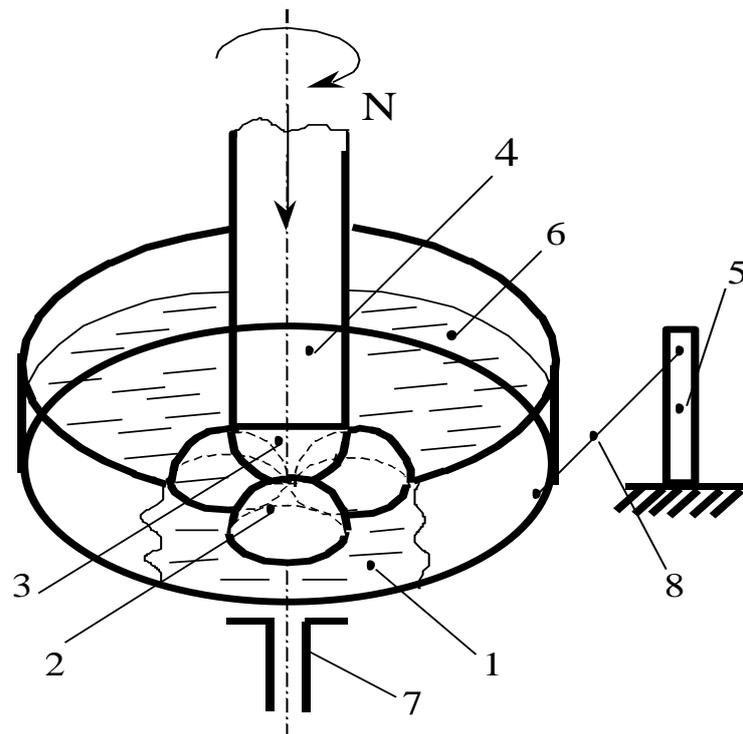


Рисунок 4.19 – Схема рабочего узла 4-шариковой испытательной машины ЧШМ

4.4.1 Расчетно-экспериментальная оценка интенсивностей изнашивания смазываемых поверхностей трения по состоянию структуры трибослоя

В основе расчетно-экспериментального метода прогнозирования износостойкости смазываемых триботехнических силовых систем лежит новая концепция оценки интенсивности изнашивания смазываемых стальных поверхно-

стей трения по величине и распределению микромеханических характеристик в приповерхностном слое, деформируемом трением [17].

Количественной характеристикой противоизносных свойств смазочных материалов является диагностический параметр процессов изнашивания, которым является формируемый маслами градиент прочностных характеристик в приповерхностном слое стальных деталей в результате трения, выраженный через критерий структурного состояния K_S [17]. Данный критерий может быть использован для оценки противоизносных и противозадирных свойств смазочных материалов. Смазочные материалы с высокими противоизносными характеристиками формируют в приповерхностном слое минимальные положительные градиенты микромеханических свойств.

По контактным параметрам, характерным для тяжело нагруженных зубчатых передач трансмиссий железнодорожного подвижного состава, рассчитывались интенсивности изнашивания J_h нитроцементованных и закаленных роликовых образцов из сталей 25ХГТ, 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 12ХНЗА и 20ХГНТР. При испытаниях указанных стальных образцов на машине трения СМТ-1 использовались трансмиссионные масла ТСП-14гип, ТАП-15В, и по ТУ 32-ЦТ-551-84 для различных вариантов рассматриваемых нами материалов при контактной нагрузке $\sigma_T = 740$ МПа, суммарной скорости качения образцов $V_\Sigma = 3,5$ м/с и относительной скорости проскальзывания $V_{ск} = 0,7$ м/с с учетом результатов рентгенографических исследований. Расчёты интенсивности изнашивания производились по формуле [17]:

$$J_{h.x} = k_x \cdot \left(\frac{N \cdot V \cdot t_0}{2HB \cdot (N / 1,4 \cdot 10^8 \cdot \pi \alpha G b \beta_0)^{1/2}} \right)^m \cdot \frac{\beta_h}{\beta_0 \cdot \cos \alpha} \cdot L_t^\psi,$$

где N – нормальное давление;

V – объем изношенного материала;

t_0 – период тепловых колебаний атомов;

β_h – ширина рентгеновской линии на нижней границе модифицированного слоя;

β_0 – ширина рентгеновской линии на минимальном расстоянии от поверхности;

L – временной симплекс.

Входящие в формулу физические характеристики имеют следующие значения: период тепловых колебаний $t_0 = 10^{-12}$ с; вектор Бюргера $b = 0,7a = 2,002 \cdot 10^{-10}$ м; $k_x = 10^5$ – коэффициент, учитывающий физико-химические свойства контакта; m, n, ψ – показатели степени в общем приближении, в расчетах можно принять $m = n = \psi = 1$; коэффициент $\alpha = 0,3$. Модуль сдвига $G = 8,07 \cdot 10^3$ МПа и коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$ имеют средние значения и при необходимости могут уточняться, поскольку с повышением содержания углерода в стали модули E и G уменьшаются приблизительно на 0,3 % на каждую десятую процента содержания углерода. Коэффициент Пуассона также уменьшается. Под влиянием наклепа величины упругих модулей уменьшаются на 4...6 %. Результаты расчета [17] интенсивностей изнашивания представлены в табл. 4.2.

Из табл. 4.2 (поз. 4 и 8) видно, что для сталей 25ХГТ и 18Х2Н4МА при принятых режимах трения наименьшую интенсивность изнашивания обеспечивают разработанные трансмиссионные масла, имеющие соответственно масло из А.с. 1143766 с $J_h = 1,92 \cdot 10^{-8}$ и масло из А.с. 1097650 с $J_h = 2,1 \cdot 10^{-8}$, а из стандартных масел - масло ТАП-15В (табл. 4.2, поз. 3 и 7) с $J_h = 2,06 \cdot 10^{-8}$ и $J_h = 2,2 \cdot 10^{-8}$ соответственно. Для сравнения представим самое неэффективное трансмиссионное масло по ТУ 32-ЦТ-551-84, которое согласно расчетам обеспечивает наиболее высокие значения интенсивностей изнашивания для сталей 12ХН3А – $J_h = 6,9 \cdot 10^{-8}$, 25ХГТ – $J_h = 6,4 \cdot 10^{-8}$ и 18Х2Н4МА – $J_h = 5,1 \cdot 10^{-8}$ (табл. 4.2, поз. 10, 1 и 5 соответственно).

К моменту обследования экспериментальных и серийных зубчатых колес осевых редукторов они находились в эксплуатации на железных дорогах около

двух лет. Результаты обследований экспериментальных и серийных зубчатых передач, имеющих наиболее близкие величины пробегов [17], представлены в табл. 4.3.

Таблица 4.2

№ п/п	Марка стали	Смазочный материал	β_o , град	β_h , град	$\cos\alpha$	$J_h \cdot 10^{-8}$
1	25ХГТ	ТУ 32-ЦТ-551	13	30	0,983	6,4
2		ТСп-14гип	17		0,985	3,6
3		ТАП-15В	24		0,999	2,06
4		по А. с. 1143766	26		0,999	1,92
5	18Х2Н4МА	ТУ 32-ЦТ-551	15	25	0,994	5,1
6		ТСп-14гип	18		0,995	2,6
7		ТАП-15В	20		0,998	2,2
8		по А. с. 1097650	22		0,998	2,1
9	18Х2Н4ВА	ТУ 32-ЦТ-551	12	24	0,985	5,19
10	12ХН3А	»	7	21	0,986	6,9
11	20ХГНТР	»	7	15	0,991	9,8

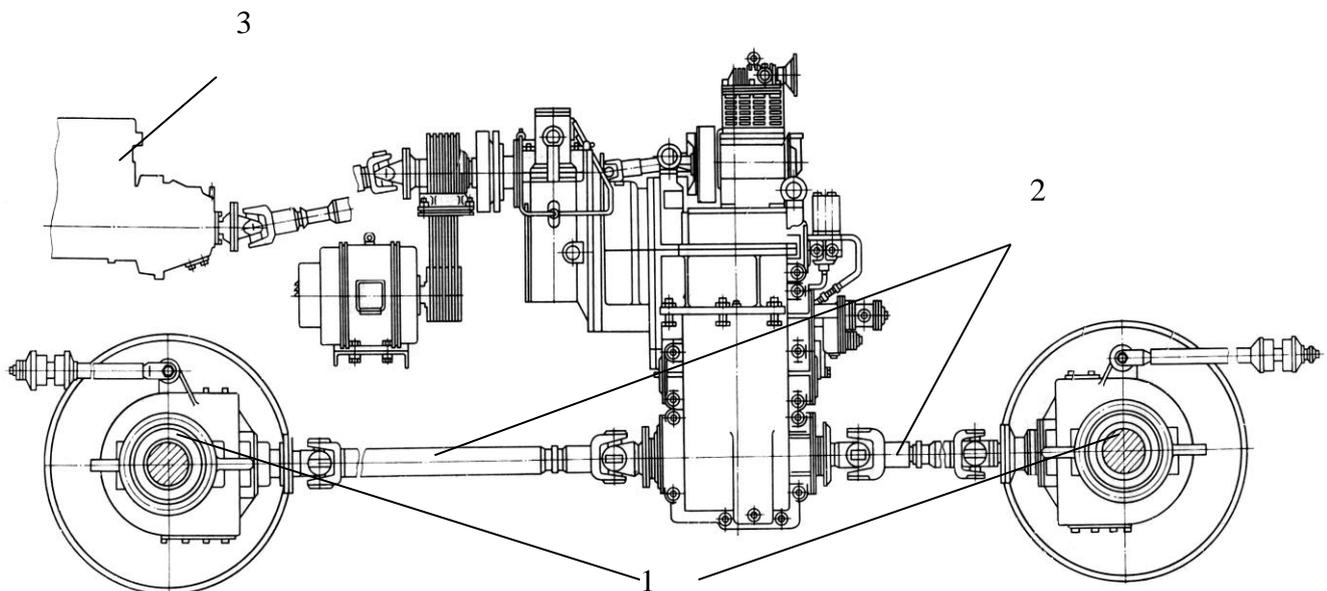


Рисунок 4.20 – Схема расположения осевых редукторов на колесных парах:
 1 – осевые редукторы; 2 – карданный вал; 3 – двигатель

Результаты исследований были также реализованы для редукторов приводов подвагонных генераторов от средней части оси типа ВБА–32/2 мощностью 44,6 кВт, *EUK–160-1M* производства Германии мощностью 38,4 кВт, «Стоун» с генераторами мощностью 21 кВт, производства Венгрии, которыми на железных дорогах России и СНГ оборудовано 37 % всего парка пассажирских вагонов (рис. 4.21).

Таблица 4.3

№ машины	Пробег, тыс. км	Материал зубчатых колёс	Смазочный материал	Содержание металлических примесей в смазке, %	Состояние поверхности трения зубьев
4003	17,5	12ХНЗА	Трансмиссионное ТУ 32-ЦТ-551-84	0,2110	Лунки от выкрашивания (диаметром от 2 до 4 мм) и натиры в виде блестящих поперечных полос
		25ХГТ	Трансмиссионное по А.с. 1143766	0,0530	Не имеет заметных повреждений
4005	19,7	12ХНЗА	Трансмиссионное ТУ 32-ЦТ-551-84	0,2940	Лунки от выкрашивания и натиры в виде блестящих поперечных полос

		25ХГТ	Трансмиссионное по А.с. 1143766	0,0720	Без заметных повреждений
--	--	-------	------------------------------------	--------	-----------------------------

Для оценки результатов эксперимента используется среднее арифметическое значение, как минимум двух параллельно проведенных опытов. При этом два результата считаются достоверными (при доверительной вероятности 95 %), если расхождения между ними не превышают значений, указанных в ГОСТ 6370 – 83.

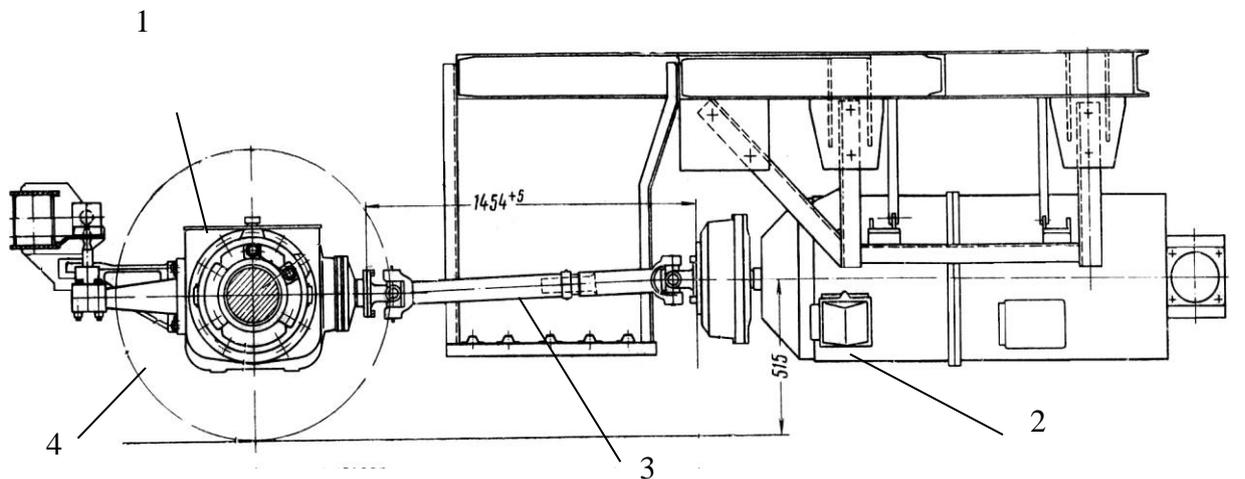


Рисунок 4.21 – Схема привода подвагонного генератора от средней части оси:
 1 – редуктор привода; 2 – подвагонный генератор; 3 – карданный вал;
 4 – колесная пара

Данный метод позволяет фильтровать испытуемые продукты с предварительным растворением в бензине или толуоле медленно фильтрующихся продукт, промывании растворителем оставшегося на фильтре осадка с последующим высушиванием и взвешиванием. Для этого, из хорошо прогретого осевого редуктора после остановки машины через нижнюю пробку в чистую емкость сливают 100 г хорошо взболтанного масла. Потом, пробу масла, помещенную, в стакан ёмкостью 1000 см³ разбавляют тёплым бензином и фильтру-

ют через предварительно взвешенный бумажный фильтр, помещенный в стеклянную воронку.

По окончании фильтрации фильтр с осадком опять промывают теплым бензином до тех пор, пока на фильтре не останется, следов нефтепродуктов а стекающий растворитель будет прозрачным и бесцветным. Фильтр с осадком помещают в стаканчик и сушат не менее 45 мин в сушильном шкафу при температуре 105°С. После охлаждения осадок взвешивают на аналитических весах с точностью до 0,0002 г., с интервалом 30 мин проводят повторные взвешивания до тех пор, пока между двумя последовательными взвешиваниями расхождения не будут превышать 0,0004 г.

При оценки сходимости эксплуатационных и расчётно-экспериментальных результатов износостойкости экспериментальных (из стали 25ХГТ) и серийных (из стали 12ХН3А) зубчатых колёс условно принимают, интенсивность изнашивания поверхностей трения пропорционально содержанию металлических примесей в смазочном масле. Отсюда будет естественным сравнение отношений интенсивностей изнашивания полученных расчётно-экспериментальным путем и массовых долей металлических примесей в маслах экспериментальных и серийных редукторов, показывающее расчетное и экспериментально установленное увеличение износостойкости сравниваемых объектов. Так, величина отношения массовых долей металлических примесей в маслах серийных и экспериментальных редукторов равна:

$$X_{12ХН3А}/X_{25ХГТ} = 3,98 ,$$

а величина отношения расчетно-экспериментальных интенсивностей изнашивания серийных и экспериментальных деталей равна:

$$J_{h12ХН3А}/J_{h25ХГТ} = 6,98 \cdot 10^{-8} / 1,92 \cdot 10^{-8} = 3,64.$$

Отсюда видно, что сходимость между отношениями величин, полученных с помощью расчетно-экспериментального метода и в результате двухлетних эксплуатационных испытаний, составляет $(3,64/3,98)100 \% = 91,5 \% ,$ что является вполне приемлемой величиной [17].

5 РАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦИКЛ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

5.1 Рациональный цикл испытаний

Для подбора пар трения и выявления их служебных свойств с учетом условий работы реального узла трения обычно используют *рациональный цикл испытаний (РЦИ)*, который дает возможность экспериментально ускоренно установить предполагаемую долговечность элементов пары трения и узла трения в целом, а также потери на трение при заданном его конструктивном оформлении. РЦИ, теоретические основы которого разработаны Э. Д. Брауном, – это многоэтапная последовательность испытаний различного назначения, выполняемых на специализированных трибометрах или универсальных триботехнических комплексах, которых в мировой практике не менее сотни, а методов испытаний только в России – более 50.

Испытания весьма трудоемки и дорогостоящи. Исследователи стремятся уменьшить объем испытаний, соблюдая заранее заданные требования к их точности и достоверности. Этому способствует применение метода планирования эксперимента [4].

Испытания осуществляются как на образцах, так и на натурном объекте. При этом следует иметь в виду, что чем меньше размер образца, тем выше эффективность испытаний, которые выполняются большей частью в сжатом масштабе времени. На рис. 5.1 показана иерархическая система РЦИ. В конкретных случаях рассматривается только часть системы РЦИ. Целесообразно экономически и технически применять РЦИ в виде отдельных этапов последовательных экспериментов [4].

Так, на *первом этапе* необходимо и достаточно установить влияние определяющего параметра на коэффициент трения и интенсивность изнашивания. В зависимости от назначения узла трения таким параметром обычно является либо температура, либо нагрузка, действующая на пару трения. Иногда это вибрационная (динамическая) нагрузка с заданной частотой и амплитудой.



Рисунок 5.1 – Иерархическая система рационального цикла триботехнических испытаний (РЦИ) по Э.Д. Брауну

Окружающая среда оказывает заметное влияние на эксплуатационные свойства поверхности элемента пары трения, в частности на совместимость. В качестве среды, например, рассматриваются смазочные материалы. При хорошей совместимости изменение свойств материалов вследствие контакта со средой за период расчетного ресурса должно происходить в заданных пределах. Совместимость оценивается на основании комплекса физико-механических испытаний (прочности, тепло- или морозостойкости, термостарения и т. п.), в которые входят различные виды РЦИ. В некоторых отраслях триботехники принята оценка в баллах, в других — в виде классов износостойкости, в третьих — по заключению экспертов [4].

Обязательным является выявление границ совместимости пары трения в зависимости от значений определяющего параметра температуры или нагрузки (и в сочетании с температурой). Примером таких испытаний, при которых обязательно определяются фрикционные характеристики и интенсивность изнашивания, являются реализуемые на серийных триботехнических комплексах типа УМТ испытания на фрикционную теплостойкость, когда температура в зоне трения изменяется за счет фрикционного разогрева [4].

На *втором этапе* РЦИ проводятся модельные испытания на малогабаритных образцах. Испытания на моделях применяются очень широко практически во всех отраслях трибологии. Однако модельными можно считать только те из них, которые основаны на теории подобия, методах физико-математического

моделирования и используют масштабные коэффициенты перехода (МКП), рассчитанные с помощью процесса, изложенного в [4].

В зависимости от дополнительных условий при расчете МКП в ходе испытания применяют сжатый, растянутый или нормальный масштабы времени. Так, сжатый масштаб позволяет выполнять моделирование при ускоренных испытаниях.

После расчета МКП обязательно выполняется анализ возможности их реализации в ходе экспериментов на испытательных установках по следующим параметрам режима испытаний: скорости, нагрузке, температуре, моменту инерции маховых масс.

Обычно в качестве известного по условию задачи параметра, относительно которого рассчитывают МКП, выбирается симплекс геометрических размеров $C_{r1,2}$ обоих элементов пары трения, в который входят такие известные по условию задачи параметры, как номинальные площади трения $A_{a1,2}$ и характерные размеры элементов пары трения $S_{l,2}$, отношение свободной (не находящейся в контакте) площади поверхности элемента пары трения к его эффективному объему. Индексы 1 и 2 относятся к элементам пары трения как для натурального эксперимента (н), так и для модельного (м).

Для нестационарных процессов учитывается только часть элемента пары трения, ограниченная эффективной глубиной проникновения теплоты, которая определяется по коэффициентов, предложенным А.В. Чичинадзе. Численные значения $C_{r1,2}$, а, следовательно, МКП, в значительной мере зависят от габаритов образцов. Характерный размер элементов пар трения $S_{l,2}$ учитывает геометрию и механику контактирования при трении, а также условия теплопроводности и теплопередачи [4].

При моделировании фрикционных пар трения стараются учитывать и по возможности контролировать параметры следующих четырех групп:

– спектра нагружения (особенно при вибрации), когда необходимо учитывать эффективные значения и дисперсии нагрузок, продолжительность

нагрузки, скорость нарастания нагрузки; динамическую составляющую нагрузки, вид движения, ускорение, температуру окружающей среды;

– структуры испытываемого трибосопряжения, которая позволяет учитывать различие между процессами в подвижном и неподвижном элементе, наличие и поведение промежуточного материала, влияние коэффициента взаимного перекрытия на удаление продуктов изнашивания, смазывание и охлаждение контактирующих поверхностей;

– свойств поверхностных слоев материалов пары трения, которые существенно влияют на механизм изнашивания и на вид нарушения фрикционных связей;

– выходных характеристик триботехнической системы, к числу которых относятся силы трения, интенсивность изнашивания, толщина слоя смазочного материала, температура на фрикционном контакте и окружающей среды, акустическое излучение, работа и мощность сил трения, топография износа.

Для оценки пар трения тормозных и фрикционных устройств определяют предложенные А. В. Чичинадзе коэффициенты: стабильность $\alpha_{СТ}$ и колебание $\gamma_{КОЛ}$ коэффициента трения $f_{ТР}$, эффективность торможения $\beta_{ЭФ}(1/c^2)$ и приведенную эффективность тормоза $\kappa_{Э.Т.}$

$$\alpha_{СТ} = \frac{f_{Т.СР.}}{f_{Т.МАХ}}; \quad \gamma_{КОЛ} = \frac{f_{Т.МИН.}}{f_{Т.МАХ}} \quad \beta_{ЭФ} = \frac{\alpha_{СТ}}{t_T^2} \quad \text{и} \quad \kappa_{Э.Т.} = \frac{\beta_{ЭФ}}{\Delta h},$$

где $f_{Т.МИН.}$, $f_{Т.СР.}$ и $f_{Т.МАХ}$ – соответственно минимальный, средний и максимальный коэффициенты трения;

t_T – продолжительность процесса торможения;

Δh – линейный износ, приходящийся на одно торможение [4].

В результате модельных испытаний с использованием МКП с высокой достоверностью устанавливается пара трения в большей мере, чем другие

фрикционные пары, удовлетворяющая техническим требованиям для конкретного узла трения с учетом конкретных условий эксплуатации (стационарных и нестационарных):

На *третьем этапе* для определения влияния конструктивного оформления пары трения в заданном диапазоне режимов силового, теплового и скоростного нагружения на работоспособность трибосопряжения применяют стендовые и натурные испытания [2].

Одним из способов проведения натурных испытаний является использование машины с установленным в ней изучаемым узлом трения. При этом не всегда можно получить достаточно полную картину работы узла трения, так как в данном случае можно располагать лишь усредненной информацией о режимах эксплуатации, как правило, без знания экстремальных значений нагрузок и без замера температуры и силы трения в зоне исследуемого контакта. В лучшем случае при этом можно получить информацию об износе пары трения или ресурсе узла трения. Поэтому натурные испытания изучаемых узлов трения непосредственно на машине, работоспособность которой изучается, малоэффективны и применяются сравнительно редко.

Стендовые испытания научно-исследовательского характера позволяют в короткие сроки изучить технические характеристики машины, проверить правильность конструкторских решений, выбора расчетных схем, размеров и параметров деталей узлов трения, установить гарантированный срок службы, выявить неблагоприятные с точки зрения прочности, износостойкости, жесткости и других признаков узлы и детали для разработки соответствующих конструктивных и технологических мероприятий [2]. Стендовые испытания могут быть проверены на узле, взятом отдельно от агрегата, и на агрегате в сборе, а также на элементах узла. Например, при испытаниях ведущих мостов автомобилей испытывают отдельно картеры, полуоси, шестерни, подшипники и мосты в сборе.

В связи с разнообразием условий эксплуатации многих машин на их работу влияют переменные факторы в различных сочетаниях. Стендовые испытания позволяют изучить влияние отдельных факторов на работу узлов и агрегатов. Они создают стабильный режим нагружения, который близко воспроизводит те или иные эксплуатационные условия, позволяют применять увеличенные или учащенные нагрузки по сравнению с эксплуатационными для ускорения испытаний, реализовать специальные режимы нагружения для сравнительной оценки различных конструкций и технологий изготовления. При сроке службы машины, исчисляемом многими тысячами рабочих часов, стендовые испытания являются во многих случаях единственной возможностью современной экспериментальной проверки конструкции.

В дальнейшем возникает необходимость сокращения сроков конструирования и ввода в производство новых машин и оборудования. В этом случае стендовые испытания будут играть одну из основных ролей. Ряд примеров показывает, что недостаточное внимание к проведению стендовых испытаний значительно затягивало сроки доводки машин, приводило к вводу в серийное производство недостаточно износостойких и надежных узлов трения, а иногда заканчивалось тяжелыми последствиями и большим материальным ущербом [2].

В ближайшее время можно ожидать значительного развития стендового хозяйства в заводских лабораториях, в научно-исследовательских институтах промышленных министерств и ремонтного производства [2].

Как правило, в РЦИ включают эксплуатационные испытания (*четвертый этап*), которые позволяют учесть ряд факторов, практически не воспроизводимых при лабораторных модельных и стендовых испытаниях [4]. Эксплуатационные испытания позволяют получить наиболее ценные сведения о работе машины в условиях ее службы и являются основой для совершенствования конструкции машины, определения предельных эксплуатационных зазоров подвижных посадок, упрочнения характера профилактических мероприятий тех-

нического обслуживания машины и установления потребности в запасных частях [2].

Так, переменные силовые нагрузки могут увеличить износ на 20...40 % по сравнению с испытаниями при среднем эффективном ее значении. Наложение вибрации от других узлов машины может привести к изменению трения в 1,5...2 раза и к увеличению износа. Загрязненность среды абразивом повышает износ в несколько раз. Изменение температуры пары трения из-за интенсивного теплоотвода (обдув) или плохого теплоотвода существенно влияет на работоспособность пары трения. Такие условия будут отличаться от оптимальных, предварительно установленных при лабораторных испытаниях [4].

5.2 Экономическая эффективность использования рационального цикла испытаний (РЦИ)

Рациональный цикл испытаний наиболее эффективен при разработке принципиально новых конструкций машин и моделировании рабочих характеристик крупных машин. В первом случае на стадии проектирования машины удастся разработать узлы трения, которые обеспечивают заданный ресурс. Во втором случае, кроме существенной экономии материалов за счет того, что модельные образцы малогабаритны, сокращения времени, необходимого для подготовки эксперимента, связанного с монтажом и демонтажом узла трения, также удастся значительно уменьшить время работы машины. В результате экономический эффект при сопоставлении вариантов, когда в качестве основных испытаний назначаются лабораторные или эксплуатационные, определяется суммой экономии материалов, уменьшения затрат на монтаж и демонтаж узла трения, сокращения численности обслуживающего персонала и, самое главное, простоев машины в период эксплуатации в связи с ремонтами. Разработка и выполнение РЦИ для узлов трения крупных машин позволяет сэкономить значительные средства и время при наличии у предприятия испытательной лаборатории.

В тех случаях, когда в машине применены типовые конструктивные решения и серийные пары трения, достаточно использовать только те этапы РЦИ, которые основаны на моделировании. При таких испытаниях не обязательно уделять большое внимание уровням точности моделирования при натурных или эксплуатационных испытаниях. Достаточно ограничиться сравнительными результатами.

Структура рационального цикла триботехнических испытаний применяется для всех типов триботехнических материалов, в том числе и для оценки работоспособности смазочных материалов [4].

6 МЕТОДЫ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ПЛАНИРОВАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА ДЛЯ ВЫБОРА РЕЖИМОВ ИСПЫТАНИЙ И ОБРАБОТКА ИХ РЕЗУЛЬТАТОВ

6.1 Теоретические основы физического подобия и область его применения

Теория физического подобия базируется на трех теоремах, которые кратко могут быть сформулированы в следующем виде.

Первая теорема подобия. Подобные явления имеют одинаковые критерии подобия [18]. Под критерием подобия подразумевают безразмерный комплекс физических величин, определяющих тот или иной физический процесс.

Например, режим движения потока жидкости в канале, переход ламинарного движения в турбулентное зависят от скорости жидкости v , её кинематической вязкости ν , диаметра канала d и определяется соотношением $vd/\nu = Re$. Это безразмерное соотношение называется (критерием) Рейнольдса. Оно характеризует соотношение сил инерции и сил вязкости.

Кроме комплексов (критериев) могут быть использованы симплексы. Симплексы – это соотношение одинаковых физических величин.

Например, для оценки геометрической формы подшипника скольжения можно использовать симплекс Bn/dn , являющийся отношением длины к диаметру. Обозначая критерий через π , получим для подобных явлений $\pi = idem$.

Критерии, как и симплексы, можно умножать или делить друг на друга или на один из них, а также на постоянную величину, возводить в степень, получая новые критерии с другим физическим смыслом.

Вторая теорема подобия. Всякое уравнение физического процесса может быть представлено в виде функциональной зависимости между критериями подобия, т. е. $\psi_1 = (\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_s, \dots, \pi_n) = 0$, где $1, 2, \dots, s, \dots, n$ – число критериев, определяющих физический процесс [18].

Согласно π -теореме из m параметров (физических величин), входящих в уравнение связи, можно составить не более $m - k$ критериев подобия, где k – число параметров независимой размерности.

Из первой и второй теорем следует, что подобные физические процессы должны иметь одинаковую физическую природу и описываться одинаковыми по форме записи дифференциальными уравнениями.

Согласно **третьей теореме** подобными явлениями будут те, которые имеют одинаковые определяющие критерии и подобные условия однозначности [18]. Определяющими (независимыми переменными) являются такие критерии, содержащие величины (параметры), которые входят в условия однозначности изучаемого явления. Эти явления характеризуют процесс и в отличие от неопределяющих (зависимых переменных) могут быть заранее вычислены.

Условия однозначности или граничные краевые условия изучаемых явлений бывают:

- геометрическими, характеризующими форму и размеры тел, в которых протекает процесс трения;
- физическими, характеризующими физические свойства среды и контактирующих тел;
- граничными, характеризующими особенности протекания процесса на границах тел;
- временными, характеризующими особенности протекания процесса во времени.

Таким образом, если первые две теоремы устанавливают соотношения между параметрами заведомо подобных явлений, то третья теорема определяет признаки подобия явлений [18].

Из выше изложенного следует, что постановка и задача эксперимента на основе теории подобия значительно упрощаются за счет целых комплексов физических величин, описывающих то или иное явление. Кроме того, в известных границах имеется возможность распространения результатов единичного опыта на подобные системы, в том числе и на геометрически уменьшенные (или увеличенные) модели. Последнее весьма существенно для изучения процессов трения и изнашивания. Такую возможность дает метод физического моделирования, основанный на подобию изучаемых явлений.

Отсюда следует, что методы теории подобия при физическом моделировании рекомендуется применять в том случае, если кроме дифференциальных уравнений процесса сформулированы условия однозначности. Это позволит получить критерии подобия, установить критериальную связь между ними, выразив ее в виде общей функциональной зависимости [18].

В качестве иллюстрации рассмотрим, например, гидромеханический процесс стационарного движения смазочного материала в зазоре подшипника скольжения при граничной смазке.

Для несжимаемой вязкой жидкости уравнения движения и сплошности в векторной форме имеют вид

$$\left. \begin{aligned} (\mathbf{v}, \text{grad}) \mathbf{v} &= \frac{1}{\rho} \text{grad } p_{cm} + \eta \Delta^2 \mathbf{v}; \\ \text{div } \mathbf{v} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

где \mathbf{v} – вектор скорости;

ρ – плотность;

p_{cm} – удельная нагрузка;

η_1 – кинематическая вязкость масла;

ρ – дифференциальный оператор Лапласа.

Определим связь между исследуемыми параметрами в критериальной форме. Для этого используем известный метод обработки дифференциальных уравнений. Исходим из условия подобия основных гидромеханических параметров при движении масла в зазоре подшипника скольжения. Напишем, сокращая выкладки, уравнения (6.1) только в проекциях на ось x (для проекции на оси y и z выводы аналогичны) [18]:

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{dv_x}{dt} + \rho(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z}) &= \rho g_x - \frac{\partial p_{cm}}{\partial x} + \\ &+ \eta \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right); \\ \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.2)$$

Рассмотрим две подобные между собой системы:

$$\left. \begin{aligned} \rho' \frac{\partial v'_x}{\partial t'} + \rho' (v'_x \frac{\partial v'_x}{\partial x'} + v'_y \frac{\partial v'_x}{\partial y'} + v'_z \frac{\partial v'_x}{\partial z'}) &= \rho' g'_x - \frac{\partial p_{cm}}{\partial x'} + \\ &+ \eta' \left(\frac{\partial^2 v'_x}{\partial x'^2_1} + \frac{\partial^2 v'_x}{\partial y'^2_1} + \frac{\partial^2 v'_x}{\partial z'^2_1} \right); \\ \frac{\partial v'_x}{\partial x'} + \frac{\partial v'_y}{\partial y'} + \frac{\partial v'_z}{\partial z'} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.3)$$

$$\left. \begin{aligned} \rho'' \frac{\partial v''_x}{\partial t''} + \rho'' (v''_x \frac{\partial v''_x}{\partial x''} + v''_y \frac{\partial v''_y}{\partial y''} + v''_z \frac{\partial v''_z}{\partial z''}) &= \rho'' g''_x - \frac{\partial p''_{cm}}{\partial x''} + \\ &+ \eta'' (\frac{\partial^2 v''_x}{\partial x''^2} + \frac{\partial^2 v''_y}{\partial y''^2} + \frac{\partial^2 v''_z}{\partial z''^2}); \\ \frac{\partial v''_x}{\partial x''} + \frac{\partial v''_y}{\partial y''} + \frac{\partial v''_z}{\partial z''} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

Так как рассматриваемые процессы подобны, то из определения условий подобия следует

$$\begin{aligned} \frac{x''}{x'} = \frac{y''}{y'} = \frac{z''}{z'} = \frac{l''}{l'} = C_l; \quad \frac{v''}{v'} = C_v; \quad \frac{t''}{t'} = C_t; \quad \frac{\rho''}{\rho'} = C_\rho; \quad \frac{g''}{g'} = C_g; \quad \frac{\eta''}{\eta'} = C_\eta; \\ \frac{p''_{cm}}{p'_{cm}} = C_{cm}. \end{aligned} \quad (6.5)$$

На основании уравнений (6.5) все переменные (6.4) могут быть выражены через переменные системы (6.3), а именно:

$$\begin{aligned} x'' = C_l x'; \quad y'' = C_l y'; \quad z'' = C_l z'; \quad t'' = C_t t'; \quad v'' = C_v v'; \quad p''_{cm} = C_{pm} p'_{cm} \\ \rho'' = C_\rho \rho' \dots \end{aligned} \quad (6.6)$$

Подставляя значение уравнений (6.6) в (6.3) и (6.4) [18], получим следующую систему:

$$\left. \begin{aligned} \frac{C_\rho C_v}{C_t} \rho' \frac{\partial v'_x}{\partial t'} + \frac{C_\rho C_v^2}{C_l} \rho' (v'_x \frac{\partial v'_x}{\partial x'} + v'_y \frac{\partial v'_y}{\partial y'} + v'_z \frac{\partial v'_z}{\partial z'}) &= \\ = C_\rho C_g \rho' g'_x - \frac{C_{pm}}{C_l} \frac{\partial p'_{cm}}{\partial x'} - \frac{C_\eta C_v}{C_l^2} \eta' (\frac{\partial^2 v'_x}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 v'_y}{\partial y'^2} + \frac{\partial^2 v'_z}{\partial z'^2}); \\ \frac{C_v}{C_l} (\frac{\partial v'_x}{\partial x'} + \frac{\partial v'_y}{\partial y'} + \frac{\partial v'_z}{\partial z'}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

Из уравнений (6.3) и (6.4) эти переменные должны определяться одинаковым образом. Последнее возможно только при условии тождественности уравнений. Для этого необходимо, чтобы комплексы, составленные из констант подобия в уравнениях системы (6.7), сократились.

На основании этого требования получим ряд ограничительных условий:

$$C_\rho C_v^2 / C_t = C_\rho C_v^2 / C_l = C_\rho C_g = C_{pm} / C_l = C_\eta C_v / C_l^2.$$

Рассматривая члены этого соотношения попарно, имеем:

$$C_\rho C_v^2 / C_l = C_\rho C_g \quad \text{или} \quad C_g C_l / C_v^2 = 1, \quad (6.8)$$

$$C_\rho C_v^2 / C_t = C_{pm} / C_t \quad \text{или} \quad C_{pm} / (C_\rho C_v^2) = 1, \quad (6.9)$$

$$C_\rho C_v^2 / C_l = C_\eta C_v / C_l^2 \quad \text{или} \quad C_\rho C_v C_l / C_\eta = 1, \quad (6.10)$$

$$C_\rho C_v / C_t = C_\rho C_v^2 / C_l \quad \text{или} \quad C_v C_t / C_l = 1 \quad (6.11)$$

Условия (6.8) – (6.11) можно представить в виде симплексов и критериев подобия [18]. Для этого вместо констант подобия надо поставить их значение из уравнения (6.6) и все величины сгруппировать по индексам. Произведя преобразования, получим:

$$v' t' / l' = v'' t'' / l'' \quad \text{или} \quad vt / l = Ho = idem, \quad (6.12)$$

$$g' l' / v^2_1 = g'' l'' / v^2_{11} \quad \text{или} \quad gl / v^2 = Fr = idem, \quad (6.13)$$

$$p'_{cm} / \rho' v^2_1 = p''_{cm} / \rho'' v^2_{11} \quad \text{или} \quad p_{cm} / \rho v^2 = Eu = idem, \quad (6.14)$$

$$\rho' v' / \eta' = \rho'' v'' l'' / \eta'' \quad \text{или} \quad \rho v l / \eta = Re = idem. \quad (6.15)$$

1) B_1 / d_2 ; $\psi_c = 2\varepsilon / d_2$; $R_{z1} / R_{z2} = r_1 / r_2$;

2) v ; \mathcal{G}_m ; σ_m ; η_m ; Δp_{cm} ; $\varphi_0 = const$, так как процесс стационарный;

3) $v_m = \frac{\theta_{om}}{2\pi d_2 \delta} = const$ при $v = const$; $\Delta P_c = const$; $\mathcal{G}_m = const$;

4) $\frac{\partial P_{cm}}{\partial t} = 0$; $\frac{\partial P_{cm}}{\partial z} = 0$, координата z направлена вдоль оси вала.

Здесь $\varphi_0 = \psi P_l / \varepsilon E_{np}$ – половина угла контакта между подшипником и валом; $P_l = P / B_1 (H / m)$; Pl – нагрузка, приходящаяся на единицу длины подшипника; P – полная нагрузка на подшипник; ε – радиальный зазор между валом и подшипником; E_{np} – приведенный модуль упругости контактирующих материала-

лов; B_1 – длина подшипника; d_2 – диаметр вала; ψ_0 – относительный зазор между подшипником и валом; R_{Z1}, R_{Z2} – высота неровностей поверхностей соответственно подшипника и вала; r_1, r_2 – средний радиус шероховатости соответственно подшипника и вала; v_m – средняя скорость истечения жидкого смазочного материала (ЖСМ) из зазора подшипника; θ_m – средний секундный расход масла при истечении из зазора; $\delta = 2\varepsilon$ – диаметральный зазор.

На основании второй теоремы для случая течения жидкого смазочного материала через торцы подшипника

$$Eu = \psi \left[Ho; Fr; Re; P_l / \varepsilon E_{np}; B_1 / d_2; (Rz / r)_{1,2} \right]. \quad (6.16)$$

Для рассматриваемого случая [18] (процесс стационарный) критериями Fr и Ho можно пренебречь, так как толщина слоя жидкого смазочного материала мала и течение ламинарное (граничный режим трения) [18]. Тогда уравнение (6.16) примет вид

$$\Delta p_{cm} / \rho_m v^2 = \psi \left[v d_2 / v_m; P_l / \varepsilon E_{np}; B_1 / d_2; \delta / d_2; (Rz / r)_{1,2} \right]. \quad (6.17)$$

Функциональная зависимость, связывающая скорость течения смазочного материала в зазоре с режимами трения и геометрическими характеристиками подшипника скольжения, представленная уравнением подобия (6.17), может быть найдена экспериментально при моделировании физических процессов.

Изучаемое явление может быть представлено подобием протекания процессов во времени и пространстве (полное подобие) или только в пространстве (неполное подобие). Подобие может быть приближенным (полным или неполным), если внесены допущения и упрощения, приводящие к искажениям, которые заранее оценивают как допустимые, а также локальным. При локальном моделировании рассматривают какую-либо область или элемент процесса.

Кроме основных теорем подобия разработаны дополнительные положения [18], касающиеся подобия сложных, нелинейных анизотропных и неоднородных систем. Рассмотренные выше теоремы подобия основаны на наличии математических зависимостей (общих уравнений процесса) подразумевают между переменными величинами, характеризующими изучаемое явление. Это позволяет получить и исследовать критерии подобия [18], сформулировать условия однозначности.

Критерии подобия дают возможность сжать (свернуть) получаемую в опытах информацию при рациональной организации эксперимента. При изучении сложных многофакторных систем (процессов трения и изнашивания в машинах) в настоящее время широко используют методы математического планирования экспериментов, что позволяет:

- 1) резко сократить число необходимых опытов при одновременном повышении точности конечного результата;
- 2) одновременно рассматривать связь между большим числом факторов, оценивать долю влияния каждого, отделять второстепенные факторы, что невозможно сделать при традиционном эксперименте;
- 3) представлять результаты эксперимента в виде функциональных математических зависимостей между изучаемыми факторами, а также графически;
- 4) находить максимум или минимум при экспериментальном решении экстремальных задач, например, интенсивности изнашивания материала от содержания вводимых компонентов; максимального значения коэффициента трения от одновременного действия нагрузки, скорости и др.

Используя математическое планирование экспериментов, можно в известных пределах сравнивать результаты различных испытаний между собой. Построение математических моделей с четырьмя и более одновременно действующими факторами требует выполнения многих математических операций и применения компьютерных систем.

Известно, что только комплексное воздействие ряда факторов определяет процессы трения и износа. Например, факторы скорость, вязкость жидкости и определяющий размер составляют критерий Re. Последний определяет гидродинамический режим течения жидкости в зазоре между подшипником и валом, т. е. режим трения [18]. Возникла идея использовать при математическом планировании эксперимента в качестве определяющих факторов комплексы и симплексы (критерии) исследуемых физических величин. Это позволяет сократить число переменных изучаемых параметров до минимума, следовательно, уменьшит число опытов, упростит решение задачи и найти нелинейные связи между исследуемыми параметрами линейными методами.

Математическое описание процесса в обобщенном виде позволяет переносить полученные результаты на ряд физически подобных процессов.

Пусть физический процесс представлен зависимостью

$$y = \Psi_1(x_1; x_2; \dots, x_k; \dots; x_s; \dots; x_m),$$

где y – исследуемый параметр (функция отклика), например, коэффициент трения, износ, температура трения;

$x_1, \dots, x_k, \dots, x_m$ – факторы, определяющие физический процесс, например, удельная нагрузка, скорость, первоначальная шероховатость поверхности трения, содержание компонента в материале т. п.;

m – общее число изучаемых факторов.

На основании второй теоремы, используя способ интегральных аналогов или анализ размерностей (π -теорему), можно записать этот процесс в виде критериального уравнения [18]

$$\pi_1 = \Psi_2(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{m-k}), \quad (6.18)$$

где π_1 – неопределяющий критерий, включающий исследуемый параметр или функцию отклика;

π_2, \dots, π_{m-k} – определяющие критерии, составленные из факторов, определяющих процесс;

k – число независимых размерных параметров.

Из уравнения (6.18) следует, что число переменных сократилось с m до $m - k$. Применяя методы факторного планирования эксперимента, можно получить уравнение регрессии

$$\pi_1 = \psi_2(\pi_{12}; \pi_3; \dots; \pi_{m-k}) = b_0 = + \sum_{i=1}^{m-k} b_i \pi_i + \sum_{i=1}^{m-k} b_{ij} \pi_i \pi_j + \sum_{i=1}^{m-k} b_{ii} \pi_i^2 \dots$$

При исследовании уравнения подобия, описывающего процессы трения и износа, используя методы математического планирования экспериментов, можно отдельные факторы объединить в группы и представить их в виде критериев (комплексов, состоящих из факторов, которые могут определять тот или иной физический процесс).

Рассмотрим использование полного факторного эксперимента (ПФЭ) с преобразованием параметра оптимизации (износа) и определяющих факторов в безразмерные критерии при наличии между ними нелинейной связи [18].

Как правило, в таких случаях применяют уравнение следующего вида:

$$y = a_0 x_1^{\alpha} x_2^{\beta} x_3^{\gamma} \dots$$

где y – параметр оптимизации, который может быть представлен комплексом физических величин;

a_0 – свободный член уравнения, отражающий влияние на процесс неучтенных факторов;

$\alpha_m, \beta_m, \gamma_m$ – показатели степени в уравнении подобия, определяемые опытным путем;

x_1, x_2, x_3 – независимые переменные (факторы), которые являются безразмерными комплексами физической величины.

Примем за новый масштаб выражение [18]

$$(\ln x_{\max} - \ln x_{\min}) / 2, \tag{6.19}$$

тогда преобразование независимых переменных x_i к безразмерным переменным X_i произведем с помощью уравнения

$$X_i = \frac{2(\ln x_i - \ln x_{\max})}{\ln x_{\max} - \ln x_{\min}} + 1. \quad (6.20)$$

Рассмотрим случаи [18], когда параметры оптимизации и факторы представлены комплексами (безразмерными критериями), составленными из физических величин, связь между которыми может подчиняться нормальному логарифмическому закону (эксперименты Л.В. Красниченко и И.Н. Колевой). Требуется найти зависимость изнашивания твердосплавных материалов группы $Wc-Co$ по стали 45 от основных факторов. Изнашивание материала осуществляли на машине трения МДП-1 (рис. 6.1) [18].

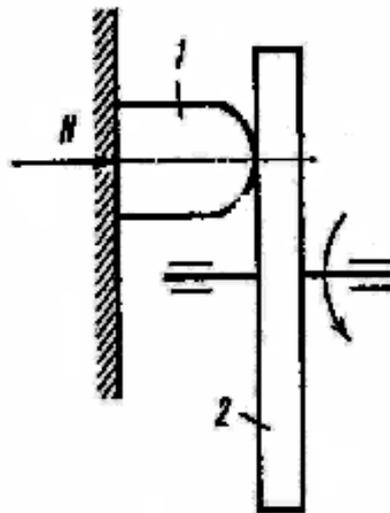


Рисунок 6.1 – Схема контактирования образцов на машине трения МДП-1:
 1 — образец; 2 — диск

Методом отсеивающего эксперимента [18] выделили следующие факторы: нагрузку на образец P , Н; скорость скольжения v , м/с; радиус сферической поверхности образца r_0 , м; время испытания t , с; содержание кобальта в твердосплавном материале C_0 , %; твердость материала образца H_1 , МПа; твердость

вращающегося диска H_2 , МПа или ГПа; теплопроводность испытываемого материала λ_1 , Вт/(мК); удельную теплоёмкость диска c_2 , Вт/(кг·К).

Установлено, что влияние этих величин проявляется комплексно. С помощью методов теории подобия и анализа размерностей можно получить комплексы (критерии) исходных параметров и критериальные уравнения изучаемых факторов. Функциональная зависимость между параметром оптимизации y (износом массы, г) и исследуемыми факторами имеет вид

$$I_m = \psi_2(P; v; r_0; t; C_0; H_1 / H_2; \lambda_1; c_2 \dots), \quad (6.21)$$

где C_0 и – безразмерные симплексы (соотношение однородных величин).

Показатели степеней определяем для исследуемых факторов в уравнении (6.21) и проведя объединение одинаковых членов выражения получим:

$$\frac{I_m}{P} = \psi_3 \left[\left(\frac{Ptc_2}{r^2_0 \lambda_1} \right)^{\alpha_m} \left(\frac{vt}{r_0} \right)^{\beta_m} (Co)^{\gamma_m} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{\varepsilon_m} \right]. \quad (6.22)$$

Согласно π -теореме [18] число безразмерных комбинаций комплексов равно разности между физическими величинами и основных единиц размерности, т. е. $k = \Phi - p = 8 - 4 = 4$. Из уравнения подобия (5.22) можно получить расчетное уравнение. Для этого надо экспериментально определить коэффициенты уравнения. Представим эту функцию как сплошной ряд (рассматривая только первый член ряда):

$$\frac{I_m}{P} = a_0 \left(\frac{Ptc_2}{r^2_0 \lambda_1} \right)^{\alpha_m} \left(\frac{vt}{r_0} \right)^{\beta_m} (Co)^{\gamma_m} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{\varepsilon_m}, \quad (6.23)$$

где a_0 – постоянная, отражающая влияние на процесс неучтенных факторов;

$\alpha_m; \beta_m; \gamma_m; \varepsilon_m$ – коэффициенты, определяемые экспериментальным путем.

Симплекс I_m/P – отношение износа массы индентора (см. рис. 6.1) к давлению на него; комплекс $Ptc_2/(r_0^2\lambda_1)$ – мера отношения удельной мощности трения к способности диска накапливать, а индентора передавать тепло; симплекс vt/r_0 – отношение пути трения к радиусу индентора.

Полученная модель может быть использована при условии соблюдения подобия контактирования, нагружения и геометрической формы тел. Зависимость (6.23) представим в виде :

$$y = a_0 X^{\alpha_m}_1 X^{\beta_m}_2 X^{\gamma_m}_3 X^{\varepsilon_m}_4, \quad (6.24)$$

где X_1, X_2, X_3, X_4 – независимые переменные (безразмерные параметры), которые считаем управляющими параметрами, или факторами.

Испытание на трение проводили на машине трения МДП-1 при нагрузке 20, 60, 100 Н, скоростях скольжения 0,7; 1,33; 2 м/с в течение 0,25 ч. Обычно зубья из сплавов ВК2, ВК8, ВК15 (твердость $H_1 = 14$ ГПа, $r_0 = 5 \cdot 10^{-3}$ м) истирались о вращающийся диск ($H_2 = 1,8; 2,06; 5,10$ ГПа; $\lambda_1 = 83,8$ Вт/мК, $c_2 = 184,2$ Дж/Г·К).

Значения независимых переменных (факторов) [18] приведены в табл. 6.1:

$$X_1 = \frac{Ptc}{r_0\lambda_1}; \quad X_2 = \frac{vt}{r_0}; \quad x_3 = C_0; \quad X_4 = H_1/H_2.$$

Прологарифмируем уравнение (6.24) [18]

$$\ln y^\wedge = \ln a_0 + \alpha_m \ln X_1 + \beta_m \ln X_2 + \gamma_m \ln X_3 + \varepsilon_m \ln X_4, \quad (6.25)$$

и запишем и его в виде

$$y^\wedge = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4,$$

где y^\wedge – оценка, $\ln y^\wedge$ по уравнению (6.25);

b_1, b_2, b_3, b_4 – соответственно оценки коэффициентов.

Таблица 6.1

Уровни факторов	X_1	$\text{Ln } X_1$	X_2	$\text{Ln } X_2$	X_3	$\text{Ln } X_3$	X_4	$\text{Ln } X_4$
+	$2240 \cdot 10^4$	16,926	$36 \cdot 10^4$	12,794	14	2,639	10,8	2,376
0	$1344 \cdot 10^4$	16,414	$24 \cdot 10^4$	12,386	8	2,079	6,8	1,475
-	$448 \cdot 10^4$	15,315	$12 \cdot 10^4$	11,696	2	0,693	2,8	1,01

Для определения коэффициентов управления был поставлен ПФЭ типа 2⁴. Преобразование независимых переменных x_i к переменным X_i производилось с помощью уравнения преобразования, где за новый масштаб принято выражение (6.19) или (6.20).

Матрица планирования и результаты эксперимента приведены в табл. 6.2.

Используя ортогональность матрицы эксперимента, коэффициенты уравнения регрессии вычисляли по формуле

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N X_{iu} \ln Y_u,$$

где $i = 0 \dots 4$ – номер факторов;

$\ln y_u$ – средний отклик по трем опытам в точке u .

В преобразованных переменных уравнение приняло вид

$$\ln \hat{y} = -9,386 - 0,433 \ln X_1 + 0,555 \ln X_2 + 0,45 \ln X_3 + 0,874 \ln X_4. \quad (6.26)$$

Выполним статистический анализ результатов с целью оценки достоверности полученной зависимости [18]. Дисперсия воспроизводимости

$$S^2(y) = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S^2_u = 0,0568,$$

где S^2_u – дисперсия.

Таблица 6.2

Точка	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	S^2_u	y_u	y^*_u	$(y^*_u - y_u)^2$
1	+	+	+	+	+	$34 \cdot 10^{-3}$	-14,899	-14,800	0,01
2	+	-	+	+	+	$17 \cdot 10^{-7}$	-13,287	-13,319	0,0009
3	+	+	-	+	+	$25 \cdot 10^{-8}$	-15,207	-15,419	0,04
4	+	-	-	+	+	$12 \cdot 10^{-7}$	-13,713	-13,919	0,04
5	+	+	+	-	+	$14 \cdot 10^{-8}$	-15,792	-15,097	0,01
6	+	-	+	-	+	$7 \cdot 10^{-7}$	-14,176	-14,197	0,0004
7	+	+	-	-	+	$8 \cdot 10^{-8}$	-16,366	-16,297	0,0036
8	+	-	-	-	+	$3 \cdot 10^{-7}$	-15,011	-14,797	0,04
9	+	+	+	+	-	$14 \cdot 10^{-8}$	-15,82	-15,016	0,04
10	+	-	+	+	-	$4 \cdot 10^{-7}$	-14,721	-14,516	0,04
11	+	+	-	+	-	$5 \cdot 10^{-8}$	-16,816	-16,616	0,04
12	+	-	-	+	-	$3 \cdot 10^{-7}$	-15,018	-15,116	0,01
13	+	+	+	-	-	$6 \cdot 10^{-8}$	-16,685	-16,894	0,004
14	+	-	+	-	-	$2 \cdot 10^{-7}$	-15,448	-15,394	0,0025
15	+	+	-	-	-	$3 \cdot 10^{-8}$	-17,365	-17,494	0,01
16	+	-	-	-	-	$1 \cdot 10^{-7}$	-16,08	-15,994	0,01
17	+	0	0	0	0	$169 \cdot 10^{-9}$	-15,594		
	-15,36	-0,752	0,315	0,436	0,596				

Дисперсию коэффициента регрессии определяли по формуле

$$S^2(b_i) = S^2(y) / Nr = 0,0568 / 16 \cdot 3 = 0,00118 = 1,18 \cdot 10^{-3}, s(b_i) = 0,0343.$$

Значение t_s – критерия находили из выражения $t_s = b_i / S(b_i)$. Значение t_s – критерия, найденное по табл. 6.1 при уровне значимости $\alpha = 5\%$ и степени

свободы $N(r-1) = 32$, равно 2,04. В рассматриваемом случае $t_{sp} > t_{st}$, следовательно, найденные коэффициенты статически значимы.

Гипотезу адекватности модели проверяли [18] с использованием критерия Фишера – Φ (равенства двух дисперсий): $\Phi_p = S^2_{ad} / S^2(y) \leq \Phi_m$. Дисперсия адекватности S^2_{ad} характеризует рассеяние результатов эксперимента относительно уравнения связи; ее рассчитывают по формуле

$$S^2_{ad} = \frac{r}{N - \lambda_n} \sum_{u=1}^N (\ln y_u - \ln \ln y^{\wedge}_u),$$
 где $\lambda_n = 5$ – число членов аппроксимирующего полинома.

Подставляя данные табл. 6.2, получаем

$$S^2_{ad} = 3 \cdot 0,34 / (16 - 5) = 0,0925,$$

$$\Phi_p = 0,0925 / 0,0568 = 1,63.$$

Табличное значение критерия Фишера $\Phi_t = 2,14$ для уровня значимости $\alpha = 0,05$ при $f_{ad} = N - \lambda = 16 - 5 = 11$ и степени свободы $f_E = 16 \cdot 2 = 32$. Так как $\Phi_p < \Phi_t$, то полученная модель адекватна.

Убедимся, что для описания искомой зависимости достаточно уравнения первой степени. Для этого проверим нуль-гипотезу о том, что схема всех коэффициентов регрессии b_{ii} при квадратичных членах X^2_i равна нулю. Среднее значение опытов в центральной точке $\ln y_0 = -15,594$, а погрешность эксперимента $S(y) = 0,2383$.

Таким образом, $\ln y_0 - \ln y = 15,36 - 15,594 = 0,234$, что меньше $S(y)$. Следовательно, вклад квадратичных эффектов незначителен и линейную модель можно считать адекватной.

После потенцирования уравнения (6.26) и подстановки кодированных факторов окончательно получим:

$$\frac{I_m}{P} = e^{-9,386} \left(\frac{Ptc_1}{r^2_0 \lambda_1} \right)^{-0,933} \left(\frac{vt}{r_0} \right)^{0,555} (Co)^{0,45} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{0,874}. \quad (6.27)$$

Располагая зависимостью (6.27), можно решать задачи о рациональных условиях изнашивания. Учитывая многофакторность исследуемого процесса, использовали теорию подобия, которая позволила существенно уменьшить число переменных, входящих в задачу.

Анализ уравнения (6.27) показывает, что наиболее сильное влияние на параметр оптимизации оказывает комплекс механических свойств трущихся пар. Скорость трения и отношение твёрдости материалов являются также весомыми факторами, но в меньшей степени чем изменение нагрузки. Особая роль отводится содержанию кобальта. Учитывая, что этот параметр представлен в чистом виде и не входит в виде составляющей в чистый комплекс, становится понятным его ведущее влияние на процесс изнашивания.

6.2 Применение метода планирования эксперимента при исследовании и проектировании машин

Планирование эксперимента – это процедура выбора числа и условий проведения опытов, необходимых и достаточных для решения поставленной задачи с требуемой точностью.

Назначение метода планирования эксперимента: при минимальном количестве опытов и вариации значений независимых переменных (факторов x) по специально сформулированным правилам получить математическую модель изучаемого процесса y (например, значение коэффициента трения, силу тяги локомотива и т. д.), а затем найти область оптимума [19].

Полином плана эксперимента второго порядка в общем виде выглядит следующим образом:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i < j}}^k b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} \cdot x_i^2, \quad (6.28)$$

где \hat{y} – функция отклика;

b_0 – оценки коэффициентов уравнения регрессии, характеризующие соответственно свободный член уравнения, линейные, квадратичные эффекты и эффект взаимодействия;

i – число факторов, $i = 1, 2, \dots, k$;

j – число сочетаний факторов;

x_i, x_j – варьируемые факторы.

В общем виде уравнение регрессии ортогонального центрального композиционного плана второго порядка для двухфакторного эксперимента будет:

$$\hat{y} = b'_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2, \quad (6.29)$$

где b'_0 – оценка свободного члена уравнения после приведения плана к ортогональному;

$$b'_0 = b_0 - b_{11} \cdot \bar{x}_1^2 - b_{22} \cdot \bar{x}_2^2, \quad (6.30)$$

где \bar{x}_1^2, \bar{x}_2^2 – сумма квадратов фактора, делённая на количество опытов.

Общее число опытов для плана второго порядка

$$n = n_1 + n_\alpha + n_0 = 2^k + 2 \cdot k + n_0, \quad (6.31)$$

где n_1 – число опытов ядра плана, $n_1 = 2^k = 2^2 = 4$; (6.32)

n_α – число звёздных точек, $n_\alpha = 2 \cdot k = 2 \cdot 2 = 4$; (6.33)

n_0 – число опытов в центре плана, $n_0 = 1$;

k – число факторов, $k = 2$.

$$n = 2^2 + 2 \cdot 2 + 1 = 9.$$

Геометрическая интерпретация [19] области исследований в общем виде представлена на рис. 6.2, где x_1, x_2 – входные факторы; 1, 2, 3, 4 – опыты в ядре

плана; 5, 6, 7, 8 – звёздные точки "α"; 9 – опыт в центре плана; $\Delta x_1, \Delta x_2$ – интервалы варьирования: -1, 0, +1 – нижний, нулевой и верхний уровни варьирования.

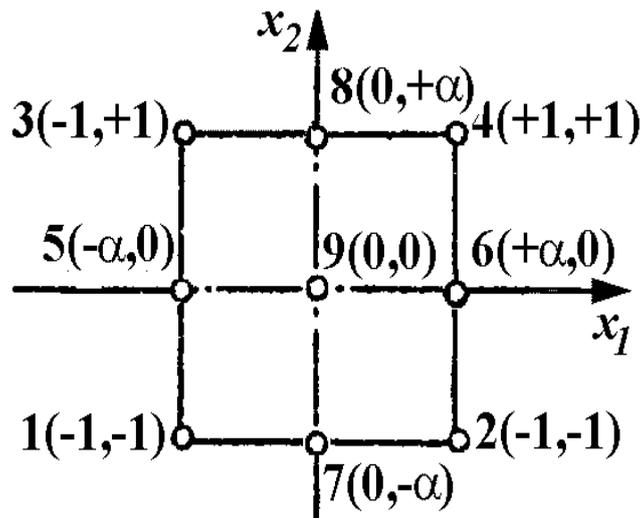


Рисунок 6.2 – Геометрическая интерпретация области исследований

Для построения стандартной план-матрицы эксперимента осуществим перевод натуральных значений факторов в безразмерные, т. е. их кодирование.

Давление, $X_1 (P)$:

$$- \text{нижний уровень фактора } (x_{-1})_1 = (x_0 - \Delta x)_1, \quad (6.34)$$

где $(x_0)_1$ – нулевой уровень (задан), 6 МПа;

$(\Delta x)_1$ – интервал варьирования (задан), 4 МПа;

$$(\Delta x)_1 \quad (x_{-1})_1 = 6 - 4 = 2 \text{ МПа};$$

$$- \text{верхний уровень фактора } (x_{+1})_1 = (x_0 + \Delta x)_1, \quad (6.35)$$

$$(x_{+1})_1 = 6 + 4 = 10 \text{ МПа.}$$

Скорость скольжения, $X_2 (V)$:

$$- \text{нижний уровень фактора } (x_{-1})_2 = 0,1 - 0,05 = 0,05 \text{ м/с};$$

– верхний уровень фактора $(x_{+1})_2 = 0,1 + 0,05 = 0,15$ м/с.

$$X_i = \frac{x_i - x_0}{\Delta x_i}, \quad (6.36)$$

где X_i – кодированное значение i -го фактора;

x_i – текущее значение i -го фактора в именованных (натуральных) единицах;

x_0 – значение основного уровня варьируемого i -го фактора в именованных (натуральных) единицах;

Δx_i – интервал варьируемого i -го фактора $\Delta x_i = \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2}$.

Например, для первого и второго фактора (табл. 6.3):

$$\begin{aligned} (X_{-1})_1 &= \frac{2-6}{4} = -1; & (X_{-1})_2 &= \frac{0,05-1}{0,05} = -1; \\ (X_0)_1 &= \frac{6-6}{4} = 0; & (X_0)_2 &= \frac{0,01-0,1}{0,05} = 0; \\ (X_{+1})_1 &= \frac{10-6}{4} = 1. & (X_{+1})_2 &= \frac{0,15-0,1}{0,05} = 1. \end{aligned}$$

Таблица 5.3

Наименование	Факторы		Уровни варьирования			Интервалы варьирования
	натуральные		Кодовые			
	Обозначения		-1	0	+1	
			Натуральные			
Давление, МПа	P	x_1	2	6	10	4
Скорость, м/с	V	x_2	0,05	0,1	0,15	0,05

Полная ортогональность матрицы планирования второго порядка [18] достигается за счет преобразования квадратов факторов:

$$X_i^2 = x_i^2 - \frac{1}{n} \cdot \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 = x_i^2 - \bar{x}_i^2, \quad (6.37)$$

где n – количество опытов;

u – порядковый номер опыта;

\bar{x}_i^2 – сумма квадратов i -го фактора, делённая на количество опытов.

Для опытов № 5, 6, 7, 8 величина звёздного плеча определяется по формуле

$$\alpha = \sqrt{\frac{\sqrt{n_1 \cdot n} - n_1}{2}}, \quad (6.38)$$

где n_1 – число опытов ядра плана;

n – общее число опытов.

Для двухфакторного эксперимента $\alpha = \sqrt{\frac{\sqrt{4 \cdot 9} - 4}{2}} = 1$.

Например, первый опыт для первого фактора:

$$X_{11}^2 = X_{11}^2 - \bar{X}_{11}^2;$$

$$X_{11}^2 = (-1)^2 = 1;$$

$$\bar{X}_{11}^2 = \frac{1}{9} \cdot [(-1)^2 + 1^2 + (-1)^2 + 1^2 + (-1)^2 + 1^2] = \frac{6}{9} = \frac{2}{3};$$

$$X_{11}^2 = 1 - \frac{2}{3} = \frac{1}{3}.$$

Седьмой опыт соответственно для первого и второго факторов:

$$X_{17}^2 = 0 - \frac{2}{3} = -\frac{2}{3};$$

$$X_{27}^2 = 1 - \frac{2}{3} = \frac{1}{3} \text{ и т. д.}$$

Результаты вычислений матрицы плана эксперимента [19] представлены в табл.

6.4.

Средние значения функций отклика параллельных опытов рассчитываются по формуле

$$\bar{y}_u = \frac{1}{r} \cdot \sum_{v=1}^r y_{uv}, \quad (6.39)$$

где u – порядковый номер опыта, $u = 1 \dots 9$;

r – число параллельных опытов, $r = 3$;

y_{uv} – результат опыта, т. е. экспериментальные значения интенсивности изнашивания.

Например, для первого и седьмого опытов

$$\bar{y}_1 = \frac{1}{3} \cdot (0,200 + 0,216 + 0,200) = 0,205;$$

$$\bar{y}_7 = \frac{1}{3} \cdot (0,177 + 0,172 + 0,161) = 0,170.$$

$$\bar{S}_u^2 = \frac{1}{r-1} \cdot \sum_{v=1}^r \Delta^2 = \frac{1}{r-1} \cdot \sum_{v=1}^r (y_{uv} - \bar{y}_u)^2, \quad (6.40)$$



Таблица 6.4

№ опыта	Натуральные значения входных факторов		Кодовые значения входных факторов						Выходной параметр оптимизации – интенсивность изнашивания			
	Давление P , МПа	Скорость V , м/с	X_0	X_1	X_2	X_{12}	X_1^2	X_2^2	y_1	y_2	y_3	\bar{y}
Ядро плана 2^2												
1	2	0,05	+1	-1	-1	+1	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	0,200	0,216	0,200	0,205
2	10	0,05	+1	+1	-1	-1	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	0,160	0,166	0,153	0,16
3	2	0,15	+1	-1	+1	-1	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	0,266	0,283	0,283	0,277
4	10	0,15	+1	+1	+1	+1	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	0,180	0,186	0,190	0,185
Звёздные точки												
5	2	0,1	+1	-1	0	0	$\frac{1}{3}$	$-\frac{2}{3}$	0,233	0,233	0,216	0,227
6	10	0,1	+1	+1	0	0	$\frac{1}{3}$	$-\frac{2}{3}$	0,160	0,166	0,173	0,166
7	6	0,05	+1	0	-1	0	$-\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	0,177	0,172	0,161	0,170
8	6	0,15	+1	0	+1	0	$-\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	0,211	0,200	0,205	0,205
Центральные точки												
9	6	0,1	+1	0	0	0	$-\frac{2}{3}$	$-\frac{2}{3}$	0,188	0,194	0,172	0,186
Сумма среднеарифметических значений $\sum \bar{y}_{vi} =$											1,831	
Среднеарифметическое значение всех опытов $\bar{y} = \frac{1}{n} \cdot \sum \bar{y}_{vi} =$											0,203	

где $\Delta^2 = (y_{uv} - \bar{y}_u)^2$ – квадратичное отклонение для соответствующего опыта u и параллельного опыта v ;

$$\sum_{v=1}^r (y_{uv} - \bar{y}_u)^2 \text{ – суммарное квадратичное отклонение опыта } u;$$

y_{uv} – значение отклика для опыта u в соответствующем параллельном опыте v ;

\bar{y}_u – средний отклик в опыте u .

Например, для первого опыта:

$$\Delta_{11}^2 = (y_1 - \bar{y})^2 = (0,200 - 0,205)^2 = (-0,005)^2 = 0,000025;$$

$$\Delta_{12}^2 = (y_2 - \bar{y})^2 = (0,216 - 0,205)^2 = (0,011)^2 = 0,000121;$$

$$\Delta_{13}^2 = (y_3 - \bar{y})^2 = (0,200 - 0,205)^2 = (-0,005)^2 = 0,000025;$$

$$\bar{S}_1^2 = \frac{1}{3-1} \cdot (0,000025 + 0,000121 + 0,000025) = 0,0000855.$$

Например, для седьмого опыта:

$$\Delta_{71}^2 = (y_1 - \bar{y})^2 = (0,177 - 0,17)^2 = (0,007)^2 = 0,000049;$$

$$\Delta_{72}^2 = (y_2 - \bar{y})^2 = (0,172 - 0,17)^2 = (0,002)^2 = 0,000004;$$

$$\Delta_{73}^2 = (y_3 - \bar{y})^2 = (0,161 - 0,17)^2 = (-0,009)^2 = 0,000081;$$

$$\bar{S}_7^2 = \frac{1}{3-1} \cdot (0,000049 + 0,000004 + 0,000081) = \frac{1}{2} \cdot 0,000134 = 0,000067.$$

Результаты расчёта квадратичных отклонений и дисперсий параллельных опытов представлены в таблице 6.5.

В качестве критерия проверки выдвинутой гипотезы об однородности дисперсий примем критерий Кохрена, предназначенный для сравнения нескольких дисперсий нормальных генеральных совокупностей по выборкам одинакового объёма, расчётное значение которого вычисляется по формуле

$$G_p = \frac{\bar{S}_u^2 \max}{\sum_{u=1}^n \bar{S}_u^2}, \quad (6.41)$$

где $\bar{S}_{u \max}^2$ – наибольшее значение дисперсии параллельных опытов;

$\sum_{u=1}^n \bar{S}_u^2$ – суммарное значение дисперсии параллельных опытов,

$$G_p = \frac{0,0000965}{0,00056} = 0,1723.$$

Для проверки гипотезы об однородности дисперсий по таблице критических точек распределения Кохрена найдём критическую точку

$$G_{кр}(\alpha; f_1; f_2), \quad (6.42)$$

где α – уровень значимости, $\alpha = 0,05^1$;

f_1 – число степеней свободы (числителя), $f_1 = r - 1 = 2$;

f_2 – количество выборок (знаменателя), $f_2 = n = 9$.

$$G_{кр}(0,05; 2; 9) = 0,4775.$$

Сравнение расчётного и табличного значения критерия Кохрена показало, что

$$G_{кр} = 0,4775 > G_p = 0,1723.$$

следовательно, гипотеза об однородности дисперсий параллельных опытов принимается.

Расчёт коэффициентов [18] уравнения регрессии:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^n X_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^n X_{iu}^2}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n X_{iu} X_{ju} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^n (X_{iu} X_{ju})^2}; \quad b_{ii} = \frac{\sum_{u=1}^n X_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^n (X'_{iu})^2}; \quad (6.43)$$

$$b'_0 = b_0 - \sum_{u=1}^n b_{ii} \bar{X}_{iu}^2$$



Таблица 6.5

№ опы- та	Отклонение $\Delta = y_{uv} - \bar{y}_u$			$\Delta^2 = (y_{uv} - \bar{y}_u)^2$			$\sum \Delta^2 =$ $\sum (y_i - \bar{y})^2$	\bar{S}_u^2
	$y_1 - \bar{y}$	$y_2 - \bar{y}$	$y_3 - \bar{y}$	$(y_1 - \bar{y})^2$	$(y_2 - \bar{y})^2$	$(y_3 - \bar{y})^2$		
1	-0,005	0,011	-0,005	0,000025	0,000121	0,000025	0,0001710	0,0000855
2	0	0,006	-0,006	0	0,000036	0,000049	0,0000850	0,0000425
3	-0,011	0,006	0,006	0,000121	0,000036	0,000036	0,0001930	0,0000965
4	-0,005	0,001	0,005	0,000025	0,000001	0,000025	0,0000610	0,0000255
5	0,006	0,006	-0,011	0,000036	0,000036	0,000121	0,000193	0,0000965
6	-0,006	0	0,006	0,000036	0	0,000049	0,0000850	0,0000425
7	0,007	0,002	-0,009	0,000049	0,000004	0,000081	0,000134	0,000067
8	0,006	-0,005	0	0,000036	0,000025	0	0,0000610	0,0000305
9	0,002	0,008	-0,009	0,000002	0,000064	0,000081	0,000147	0,0000735
Суммарное значение дисперсии параллельных опытов $\sum \bar{S}_u^2 =$ 0,00056								

где X_{iu} – кодовое значение фактора,

$$b_0 = \frac{0,205 + 0,160 + 0,277 + 0,185 + 0,227 + 0,166 + 0,17 + 0,205 + 0,186}{9} = \frac{1,731}{9} = 0,192 ;$$

$$b_1 = \frac{-0,205 + 0,160 - 0,277 + 0,185 - 0,227 + 0,166}{6} = -0,033 ;$$

$$b_2 = \frac{-0,205 - 0,160 + 0,277 + 0,185 - 0,17 + 0,205}{6} = 0,022 ;$$

$$b_{12} = \frac{0,205 - 0,160 - 0,277 + 0,185}{4} = -0,0117 ;$$

$$b_{11} = \frac{\frac{1}{3} \cdot (0,205 + 0,160 + 0,277 + 0,185 + 0,227 + 0,166) - \frac{2}{3} \cdot (0,17 + 0,205 + 0,186)}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{4}{9} + \frac{4}{9} + \frac{4}{9}} = 0,016 ;$$

$$b_{22} = \frac{\frac{1}{3} \cdot (0,205 + 0,160 + 0,277 + 0,185 + 0,17 + 0,205) - \frac{2}{3} \cdot (0,227 + 0,166 + 0,186)}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{4}{9} + \frac{4}{9} + \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{4}{9}} = 0,007 ;$$

$$b'_0 = 0,192 - \frac{2}{3} \cdot 0,016 - \frac{2}{3} \cdot 0,007 = 0,176 .$$

Результаты расчёта сведём в табл. 6.6.

Таблица 6.6.

№ п/п	Коэффициенты	Дисперсии $S^2(b_i)$	Среднеквадратичные ошибки $S(b_i)$	Доверительные интервалы Δb_i	Статистическая значимость коэффициентов
1	$b'_0 = +0,176$	$0,092 \cdot 10^{-4}$	$0,3 \cdot 10^{-2}$	0,0063	Значим
2	$b_1 = -0,033$	$0,34 \cdot 10^{-5}$	$1,84 \cdot 10^{-3}$	0,00386	Значим
3	$b_2 = +0,022$	$0,34 \cdot 10^{-5}$	$1,84 \cdot 10^{-3}$	0,00386	Значим
4	$b_{12} = -0,0117$	$0,52 \cdot 10^{-5}$	$2,28 \cdot 10^{-3}$	0,0048	Значим
5	$b_{11} = +0,016$	$0,103 \cdot 10^{-4}$	$0,32 \cdot 10^{-2}$	0,0067	Значим

6	$b_{22} = +0,007$	$0,103 \cdot 10^{-4}$	$0,32 \cdot 10^{-2}$	0,0067	Значим
---	-------------------	-----------------------	----------------------	--------	--------

Уравнение регрессии после расчёта всех коэффициентов приняло следующий вид:

$$\hat{y} = 0,176 - 0,033 \cdot x_1 + 0,022 \cdot x_2 - 0,0117 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,016 \cdot x_1^2 + 0,007 \cdot x_2^2. \quad (6.44)$$

Мы рассмотрели, как подсчитывается дисперсия в каждом опыте, однако матрица планирования состоит из серии опытов, поэтому дисперсия всего эксперимента получается в результате усреднения дисперсий всех опытов. По терминологии, принятой в планировании эксперимента, речь идёт о подсчёте дисперсии параметра оптимизации или, что то же самое, **дисперсии воспроизводимости эксперимента**

$$S^2(y) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{u=1}^n \bar{S}_u^2 = \frac{1}{n \cdot (r-1)} \cdot \sum_{u=1}^n (y_{uv} - \bar{y}_u)^2, \quad (6.45)$$

где $\sum_{u=1}^n \bar{S}_u^2$ – суммарное значение дисперсии параллельных опытов;

n – общее число опытов;

r – число параллельных опытов эксперимента при числе степеней свободы f_E средней дисперсии, равной сумме чисел степеней свободы дисперсий, из которых она вычислена:

$$f_E = n \cdot (r - 1), \quad (6.46)$$

тогда

$$S^2(y) = \frac{1}{9} \cdot 0,00056 = 0,622 \cdot 10^{-4};$$

$$f_E = 9 \cdot (3 - 1) = 18.$$

$$S(y) = \sqrt{S^2(y)}, \quad (6.47)$$

где $S^2(y)$ – дисперсия воспроизводимости эксперимента.

Тогда $S(y) = \sqrt{0,622 \cdot 10^{-4}} = 0,79 \cdot 10^{-2}$.

Дисперсии коэффициентов уравнения регрессии:

$$S^2(b_i) = \frac{S^2(y)}{r \cdot \sum_{u=1}^n X_{iu}^2}; \quad S^2(b_{ij}) = \frac{S^2(y)}{r \cdot \sum_{u=1}^n X_{iu} X_{ju}}; \quad S^2(b_{ii}) = \frac{S^2(y)}{r \cdot \sum_{u=1}^n (X'_{iu})^2};$$

$$S^2(b'_0) = \frac{S^2(y)}{r \cdot \sum_{u=1}^n X_{0u}^2} + \sum_{u=1}^n S^2(b_{ii}) \cdot \bar{X}_{iu}^2.$$
(6.48)

Например, для рассматриваемого случая:

$$S^2(b_1) = S^2(b_2) = \frac{0,622 \cdot 10^{-4}}{3 \cdot 6} = 0,34 \cdot 10^{-5};$$

$$S^2(b_{12}) = \frac{0,622 \cdot 10^{-4}}{3 \cdot 4} = 0,52 \cdot 10^{-5};$$

$$S^2(b_{11}) = S^2(b_{22}) = \frac{0,622 \cdot 10^{-4}}{3 \cdot 2} = 0,103 \cdot 10^{-4};$$

$$S^2(b'_0) = \frac{0,622 \cdot 10^{-4}}{3 \cdot 9} + \left(\frac{2}{3}\right)^2 \cdot 0,052 \cdot 10^{-4} + \left(\frac{2}{3}\right)^2 \cdot 0,103 \cdot 10^{-4} = 0,092 \cdot 10^{-4}.$$

Результаты расчёта представлены в табл. 6.6.

Среднеквадратичные ошибки коэффициентов [19] уравнения регрессии:

$$S(b_i) = \sqrt{S^2(b_i)},$$
(6.49)

где $S^2(b_i)$ – дисперсии коэффициентов уравнения.

Например:

$$S(b_1) = S(b_2) = \sqrt{0,34 \cdot 10^{-5}} = 1,84 \cdot 10^{-3};$$

$$S(b_{12}) = \sqrt{0,52 \cdot 10^{-5}} = 2,28 \cdot 10^{-3};$$

$$S(b_{11}) = S(b_{22}) = \sqrt{0,103 \cdot 10^{-4}} = 0,32 \cdot 10^{-2};$$

$$S(b'_0) = \sqrt{0,092 \cdot 10^{-4}} = 0,3 \cdot 10^{-2}.$$

Результаты расчёта представлены в табл. 6.6.

Проверка значимости каждого коэффициента [19] проводится независимо. Её можно выполнить по t -критерию (критерию Стьюдента) и путем построения доверительного интервала.

Доверительные интервалы определялись по формуле

$$\Delta b_i = \pm t \cdot S(b_i), \quad (6.50)$$

где t – табличное значение критерия Стьюдента при:

– числе степеней свободы f_E , с которыми определялась дисперсия коэффициента регрессии;

– выбранном уровне значимости $\alpha = 0,05$ (доверительной вероятности $\mathcal{R} = 0,95$);

$S(b_i)$ – квадратичная ошибка коэффициента регрессии по формуле (6.49).

Табличное значение критерия составляет $t(\alpha; f) = t(0,05; 18) = 2,101$.

Коэффициент статистически будет значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала:

$$|b_i| > \Delta b_i. \quad (6.51)$$

В нашем примере доверительные интервалы для коэффициентов уравнения регрессии будут равны:

$$\Delta b_1 = \Delta b_2 = 2,101 \cdot 1,84 \cdot 10^{-3} = 0,00386;$$

$$\Delta b_{12} = 2,101 \cdot 2,28 \cdot 10^{-3} = 0,0048;$$

$$\Delta b_{11} = \Delta b_{22} = 2,101 \cdot 0,32 \cdot 10^{-2} = 0,0067;$$

$$\Delta b'_0 = 2,101 \cdot 0,3 \cdot 10^{-2} = 0,0063.$$

Результаты расчёта Δb_i и оценки статистической значимости представлены в табл. 6.6.

Расчётные значения выходного параметра оптимизации \hat{y} по уравнению (5.29) или интенсивности изнашивания \hat{I} по уравнению (6.21) представлены в табл. 6.7.

Далее проверяется соответствие полученной модели (уравнения регрессии) результатам опытов [19]. Чтобы проверить гипотезу об адекватности, необходимо оценить отклонение полученного (расчётного) уравнения регрессии \hat{y} от результатов эксперимента \bar{y} в различных точках факторного пространства (см. табл. 6.7).

Таблица 6.7.

№ п/п	Средний отклик \bar{y}	Расчётный отклик \hat{y}	Отклонение		Квадратичное отклонение	
			$\Delta_{ad} = \bar{y} - \hat{y}$	$\Delta_R = \hat{y} - \bar{\bar{y}}$	$\Delta_{ad}^2 = (\bar{y} - \hat{y})^2$	$\Delta_R^2 = (\hat{y} - \bar{\bar{y}})^2$
1	0,205	0,5432	0,0000227	0,00719	$7,72 \cdot 10^{-10}$	$5,18 \cdot 10^{-5}$
2	0,160	0,2532	0,00258	0,0359	$6,67 \cdot 10^{-6}$	$1,29 \cdot 10^{-3}$
3	0,277	0,2532	0,00452	0,0747	$2,05 \cdot 10^{-5}$	$5,58 \cdot 10^{-3}$
4	0,185	0,5432	0,00191	0,0147	$3,67 \cdot 10^{-6}$	$2,16 \cdot 10^{-4}$
5	0,227	0,3982	0,00456	0,0337	$2,08 \cdot 10^{-5}$	$1,14 \cdot 10^{-3}$
6	0,166	0,3982	0,00066	0,0324	$4,44 \cdot 10^{-7}$	$1,05 \cdot 10^{-3}$
7	0,170	0,3410	0,00255	0,0306	$6,53 \cdot 10^{-6}$	$9,4 \cdot 10^{-4}$
8	0,205	0,3410	0,00644	0,0136	$4,15 \cdot 10^{-5}$	$1,87 \cdot 10^{-4}$
9	0,186	0,3410	0,00388	0,0156	$1,51 \cdot 10^{-5}$	$2,45 \cdot 10^{-4}$
Суммарное значение квадратичного отклонения к расчёту дисперсии адекватности опытов $\sum \Delta_{ad}^2 =$					$1,15 \cdot 10^{-4}$	
Суммарное значение квадратичного отклонения к расчёту множественного коэффициента корреляции $\sum \Delta_R^2 =$						$1,07 \cdot 10^{-2}$

Если полученная модель неадекватна, т. е. имеет погрешность, превышающую результаты эксперимента, то выясняют причины этого обстоятельства. В данном случае может быть:

- 1) интервалы варьирования являются очень широкими;
- 2) рассматривается район в окрестностях точки оптимума;

- 3) параметр оптимизации выбран неудачно;
- 4) для описания явления необходима более сложная модель.

Рассеяние точек эксперимента относительно уравнения связи (отклика), аппроксимирующего функциональную зависимость, можно охарактеризовать с помощью *остаточной дисперсии адекватности*, которая справедлива при равном числе дублирующих опытов:

$$S_{ад}^2 = \frac{r}{n - \lambda} \cdot \sum_{u=1}^n (\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2, \quad (6.52)$$

где r – число параллельных (дублирующих) опытов;

n – общее число опытов эксперимента;

λ – число значимых коэффициентов аппроксимирующего полинома, включая свободный член;

$\sum \Delta_{ад}^2 = \sum (\bar{y} - \hat{y})^2$ – суммарное квадратичное отклонение опытов (по табл. 6.7) и определяется числом степеней свободы

$$f_{ад} = n - \lambda, \quad (6.53)$$

где $f_{ад}$ – число степеней свободы для дисперсии адекватности, равное числу различных опытов n , результаты которых используются при подсчёте коэффициентов регрессии, минус число определяемых коэффициентов уравнения регрессии.

Например, в нашем примере

$$S_{ад}^2 = \frac{3}{9 - 3} \cdot 1,15 \cdot 10^{-4} = 0,575 \cdot 10^{-4};$$

$$f_{ад} = 9 - 3 = 6.$$

Первый вопрос после вычисления коэффициентов модели – это проверка соответствия модели изучаемому физическому процессу или *проверка адекватности модели*.

Проверка на адекватность окончательного уравнения регрессии производилась по F -критерию (критерию Фишера), которое состоит в выяснении соотношения между дисперсией адекватности и дисперсией воспроизводимости эксперимента.

Расчётные значения F -критерия определялись по отношению

$$F_p = \frac{S_6^2}{S_m^2}, \quad (6.54)$$

где S_6^2 – большее значение из рассмотренных дисперсий;

S_m^2 – меньшее значение из рассмотренных дисперсий.

Удобство использования критерия Фишера состоит в том, что проверку гипотезы можно свести к сравнению с табличным значением. Если рассчитанное значение F -критерия не превышает табличного, то с соответствующей доверительной вероятностью *модель можно считать адекватной*. В этом случае мы можем перейти к крутому восхождению к точке экстремума.

При превышении табличного значения принятую гипотезу адекватности модели приходится отвергать. Если *модель неадекватна*, значит, не удаётся аппроксимировать с требуемой точностью поверхность отклика выбранной поверхностью, *область оптимума далека*.

В нашем случае имеются две дисперсии, причём $S_{ad}^2 < S^2(y)$, поэтому в качестве большей дисперсии принимаем $S^2(y)$.

Тогда

$$F_p = \frac{S^2(y)}{S_{ad}^2} = \frac{1,15 \cdot 10^{-4}}{0,622 \cdot 10^{-4}} = 1,85.$$

Для проверки гипотезы адекватности модели по таблице критических точек распределения Фишера найдём критическую точку

$$F_{кр}(\alpha; f_1; f_2), \quad (6.55)$$

где α – уровень значимости, $\alpha = 0,05$;

$f_1 = f_E$ – число степеней свободы большей дисперсии (средней дисперсии);

$f_2 = f_{ад}$ – число степеней свободы меньшей дисперсии (адекватности модели), по формуле (6.53).

$$F_{кр}(0,05; 18; 6) \cong 3,87.$$

Сравнение расчётного и табличного значения критерия Фишера показало, что

$$F_{кр} = 3,87 > F_p = 1,85,$$

что свидетельствует об *адекватности построенной модели* (уравнения регрессии) [19].

7 МЕРОПРИЯТИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ПЕРСОНАЛА ПРИ ИСПЫТАНИЯХ

Решение проблемы безопасности состоит в обеспечении защиты человека и окружающей его среды от воздействия вредных факторов, превышающих допустимые уровни. Создание оптимальных условий деятельности человека обеспечивает наилучший уровень работоспособности и продуктивности. Обеспечение безопасности труда необходимо для сохранения жизни и здоровья людей и достигается путем снижения травматизма и заболеваемости [20].

Вредные и опасные факторы бывают естественного происхождения (некомфортная температуры, влажность воздуха и д.р.) и антропогенного (промышленная деятельность человека).

7.1 Защита от опасности поражения электрическим током при проведении испытаний

Для защиты от поражения электрическим током при испытаниях необходимо использовать общие и индивидуальные электрозащитные средства. К общим средствам защиты относятся: защитные ограждения; заземление, зануление и отключение корпусов электрооборудования, которые могут оказаться под напряжением; применение безопасного напряжения 12...36 В; предупредительные плакаты, вывешиваемые у опасных мест; автоматические воздушные выключатели.

Высокий уровень состояния изоляции электроустановок – одно из главных условий их безопасности. Изоляция сети служит для того, чтобы предупредить возможность коротких замыканий проводов и возникновение пожаров, а также уменьшение расходов электроэнергии, связанных с утечками тока.

Ограждения должны выполняться таким образом, чтобы их снять или открыть можно было лишь при помощи ключей или инструментов [20].

Защитное заземление, зануление и автоматическое отключение предназначены для снижения напряжения или полного отключения электроустановок, металлические корпуса которых оказались под напряжением, а также осветительной арматуры, каркасов распределительных щитов и др. Обычно применяют заземлители: в виде забиваемых в землю металлических стержней, труб диаметром 25...50 мм и длиной 2...3 м, металлических полос размером 40x4 мм, горизонтально прокладываемых в земле.

В качестве заземляющих проводников используют и металлические конструкции зданий, металлические трубы водопровода, имеющие соединение с землей.

Для защиты от опасности поражения электротоком в четырехпроводных сетях, питаемых трансформатором с глухозаземленной нейтралью, применяют защитное зануление (рис. 7.1). Этот вид защиты представляет собой соединение металлических частей установки, не находящихся под напряжением, с заземленным в трансформаторном пункте нулевым проводом. В случае появления

напряжения на корпусе установки происходит короткое замыкание в сети и сгорают предохранители, что приводит к отключению напряжения от электроустановки.

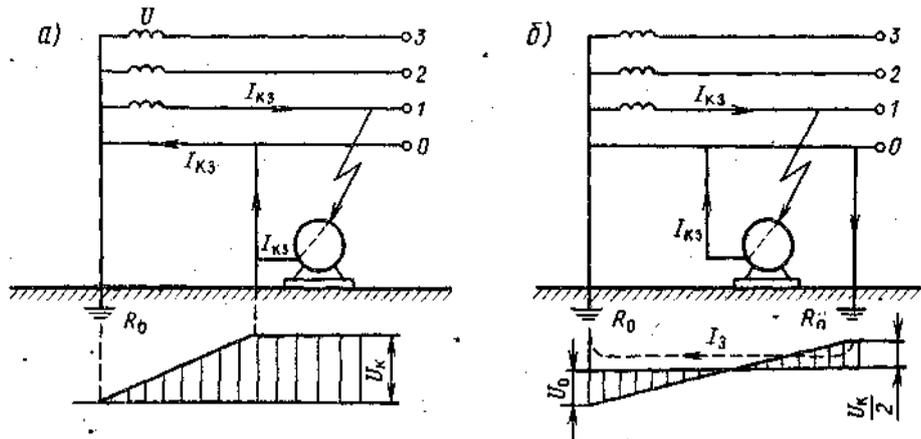


Рисунок 7.1 – Зануление электрооборудования:

а) – схема и диаграмма напряжений нулевого провода относительно земли без повторного заземлителя; б) – то же , но с повторным заземлителем

Для защиты от электротравматизма при однофазном замыкании на землю применяют защитное отключение. Его применение характерно для случаев, когда электробезопасность не может быть обеспечена путем устройства заземления, например в условиях скалистого грунта или подвижного характера работ. Защитное отключение осуществляется с помощью аппарата, встроенного в распределительное или пусковое устройство [20].

К общим средствам защиты также относятся предупредительные плакаты, которые в зависимости от назначения подразделяются на предостерегающие, запрещающие, напоминающие.

Индивидуальные защитные средства делятся на основные и дополнительные. Основными защитными изолирующими средствами в установках до 1000 В являются изолирующие штанги, клещи и электроизолирующие указате-

ли напряжения, диэлектрические перчатки, слесарно-монтажный инструмент с изолирующими рукоятками. Изоляция перечисленных средств длительно выдерживает рабочее напряжение электроустановок, и они позволяют прикасаться к токоведущим частям, находящимся под напряжением Средства, которые сами по себе не могут при данном напряжении обеспечить защиту от поражения током называются дополнительными изолирующими средствами. Они также могут служить для защиты от напряжения прикосновения и шагового напряжения. К дополнительным средствам защиты в установках до 1000 В относятся и диэлектрические галоши, диэлектрические коврики, изолирующие подставки [20].

7.2 Обеспечение безопасности персонала при вибрации агрегатов, установок и машин

Испытания проводятся на специальных стендах, машинах трения, натуральных узлах и механизмах. Причиной вибраций являются возникающие при работе машин и агрегатов неуравновешенные силовые воздействия. Источники вибраций – возвратно-поступательно движущиеся системы (кривошипно-шатунные и эксцентрированные механизмы, ручные перфораторы, пломбиры, вибротрамбовки, виброплиты, шпалоподбойки и пр.), а также неуравновешенные вращающиеся массы (электрические и пневматические шлифовальные и режущие машины, режущие инструменты). Иногда вибрацию создают удары взаимодействующих деталей в зубчатых зацеплениях, подшипниковых узлах и других механизмах. Наличие дисбаланса приводит к появлению неуравновешенных сил, вызывающих вибрацию. Причиной дисбаланса может быть неоднородность материала вращающегося тела, несовпадение центра массы тела и оси вращения, деформации деталей от неравномерного нагрева при горячих и холодных посадках и т. д. [20].

Основными параметрами вибрации, происходящей по синусоидальному закону, являются: частота, амплитуда смещения, скорость, ускорение, период колебания (время, в течение которого совершается одно полное колебание).

В производственных условиях почти не встречаются вибрации в виде простых гармонических колебаний. При работе машин и оборудования обычно возникает сложное колебательное движение, которое является аperiodическим или квазипериодическим, имеющим импульсный или толчкообразный характер.

В зависимости от контакта работника с вибрирующим оборудованием различают местную (локальную) и общую вибрацию (вибрацию рабочих мест). Вибрация, воздействующая на отдельные части организма работающего, определяется как местная. Вибрация рабочего места, воздействующая на весь организм, определяется как общая. В производственных условиях часто встречается одновременно местная и общая вибрация, которая называется смешанной вибрацией [20].

Смешанное воздействие с преобладанием местной вибрации возникает при работе ручных машин (например, ручные шпалоподбойки), когда колебательные движения инструмента, машины передаются телу не только через верхние, но и через нижние конечности, грудь, спину, что зависит от рабочей позы и конструкции инструмента. Общая вибрация преобладает, например, при работе водителей на подъемно-транспортных и погрузочно-разгрузочных машинах.

Снижение вибрации воздействием на источник возбуждения возможно на стадии проектирования при разработке таких кинематических и технологических схем оборудования, которые исключали бы или сводили до минимума динамические нагрузки, вызванные ударами, резкими ускорениями, дисбалансом и другими причинами. Например, замена кулачковых и кривошипно-шатунных

механизмов механизмами с гидроприводом позволяет существенно снизить уровень вибрации.

Вибродемпфирование производится с помощью использования композиционных материалов: сталь – алюминий, сталь – медь, а также пластмасс, древесины или резины [20].

Динамическое гашение вибрации осуществляется несколькими способами, например, установка агрегатов на фундаменты, масса которых рассчитывается таким образом, чтобы амплитуда колебаний подошвы фундамента не превышала 0,1...0,2 мм, в особо ответственных случаях – 0,005 мм.

Эффективный способ виброгашения – установка динамических виброгасителей, уменьшающих уровень вибраций защищаемого объекта. Недостатком такого способа гашения колебаний является то, что он эффективен только при определенной частоте, соответствующей резонансной частоте колебаний агрегата.

Для снижения колебаний часто используются также ударные виброгасители: маятниковые, пружинные и плавающие. В них происходит преобразование кинетической энергии относительного движения конструктивных элементов в энергию деформации, которая распределяется по объему соударяющихся элементов и рассеивается за счет действия сил внутреннего и внешнего трения.

К техническим мероприятиям, снижающим виброизоляцию, относится создание новых конструкций инструментов и машин, вибрация которых не должна выходить за пределы безопасности для человека, а усилие, прикладываемое руками работающего к ручной машине, должно быть в пределах 15...20 кг. В таких конструкциях снижение вибрации достигается за счет увеличения жесткости системы с помощью введения ребер жесткости. Виброизоляция обеспечивает снижение вибрации за счет уменьшения передачи колебаний от испытательной машины или установки к защитному объекту путем размещения между ними дополнительных устройств [20].

При проведении триботехнических испытаний на машинах и установках для устранения вибрации применяют изоляцию из дерева, резины, войлока, пробки, пружин, рессор, которые располагают между машинами и оборудованием и их опорными основаниями.

Важным условием уменьшения или ослабления вибрации является жесткое соединение машин и испытуемых агрегатов с их опорными основаниями, балансировка движущихся частей машины. Правильное размещение и установка оборудования снижает действие вибрации.

7.2.1 Гигиенические и лечебно-профилактические мероприятия при вибрации

В соответствии с положением о режиме труда работников виброопасных профессий общее время контакта с вибрирующими машинами и установками, вибрация которых соответствует санитарным нормам, не должно превышать 2/3 длительности рабочего дня. Производственные операции должны распределяться между работниками так, чтобы продолжительность непрерывного воздействия вибрации, включая микропаузы, не превышала 15...20 мин.

К работе с вибрирующими машинами и оборудованием допускаются лица не моложе 18 лет, получившие соответствующую квалификацию, сдавшие технический минимум по правилам безопасности и прошедшие медицинский осмотр [20].

Работа с вибрирующим оборудованием, как правило, должна проводиться в отапливаемых помещениях с температурой воздуха не менее 16°C, при влажности 40...60 % и скорости движения не более 0,3 м/с. При невозможности создания подобных условий (работа на открытом воздухе, подземные работы и т. п.) для периодического обогрева должны быть предусмотрены специальные отапливаемые помещения с температурой воздуха не менее 22°C, относительной влажностью 40...60 % и скоростью движения воздуха 0,3 м/с.

Снижению уровня отрицательного воздействия вибрации на здоровье способствует применение индивидуальных средств защиты от вибрации (гасящие вибрацию перчатки, рукавицы и специальная обувь). В настоящее время требования к защитным рукавицам и обуви с применением упругодемпфирующих материалов регламентированы в специальных нормативных документах (ГОСТ). Они содержат нормативы эффективности гашения вибрации, в них указаны толщина упруго деформирующего материала, назначение и область применения и другие требования к индивидуальным средствам защиты [20].

7.3 Производственный шум при испытаниях и меры борьбы с ним

При испытаниях могут возникать источники шума, например – при контакте поверхности трения или испытаниях на динамическую прочность. Постоянно находящийся в этих условиях персонал, рабочие, операторы подвергаются воздействию шума, вредно действующие на их организм и снижающего производительность труда. Длительное воздействие шума может привести к развитию такого профессионального заболевания, как «шумовая болезнь». В ряде документов, принятых в нашей стране и за рубежом, направленных на охрану окружающей среды, подчеркивается необходимость снижения уровня шума [20].

Для борьбы с шумом в помещениях проводятся мероприятия как технического, так и медицинского характера. Наиболее эффективный путь борьбы с шумом, причиной которого является вибрация, возникающая от ударов, сил трения, механических усилий и т. д., – улучшение конструкции оборудования (изменение технологии с целью устранения удара).

Снижение шума и вибрации достигается заменой возвратно-поступательного движения в узлах работающих механизмов равномерным вращательным. При высоких тонах шумов эффективно демпфирование, при котором вибрирующая поверхность покрывается материалом с большим внутрен-

ним трением (резина, пробка, битум, войлок и др.). К демпфирующим материалам при этом предъявляются следующие требования: высокая эффективность, малая масса, способность прочно удерживаться на металле и предохранять его от коррозии [20].

При невозможности достаточно эффективного снижения шума за счет создания совершенной конструкции той или иной машины следует осуществлять его локализацию у места возникновения путем применения звукопоглощающих и звукоизолирующих конструкций и материалов. Воздушные шумы ослабляются за счет установки на машинах специальных кожухов или размещения оборудования генерирующего шум в помещениях с массивными стенами без щелей и отверстий. Для исключения резонансных явлений кожухи следует облицовывать материалами с большим внутренним трением.

Агрегаты с наиболее интенсивным шумом (свыше 130 дБ) следует размещать вне территории предприятия и жилой зоны с подветренной стороны и отделять от границ населенных пунктов шумозащитной зоной или стеной. Агрегаты, триботехнические установки и стенды, создающие шум более 90 дБ, должны размещаться в изолированных помещениях.

Если шумные агрегаты нельзя звукоизолировать, то для защиты персонала от прямого шумоизлучения должны применяться акустические экраны, облицованные звукопоглощающими материалами, а также звукоизолированные кабины наблюдения и системы дистанционного управления.

Помимо мер технологического и технического характера, широко применяют средства индивидуальной защиты – антифоны, выполненные в виде наушников или вкладышей. Существует несколько десятков вариантов заглушителей – вкладышей, наушников и шлемов, рассчитанных на изоляцию слухового прохода от шумов различного спектрального состава. Наиболее удобными и эффективными считаются вкладыши из смеси волокон органической

бактерицидной ваты и ультратонких полимерных волокон из материала ФП («беруши»), позволяющие снизить уровень громкости шума.

Отрицательное действие шумов можно снизить за счет сокращения времени их воздействия, построения рационального режима труда и отдыха, предусматривающего кратковременные перерывы в течение рабочего дня для восстановления функции слуха в тихих помещениях [30].

В России существует система оздоровительно-профилактических мероприятий по борьбе с шумом на производствах, среди которых важное место занимают разнообразные санитарные нормы и правила. Выполнение установленных норм и правил контролируют органы санитарной службы и общественного контроля.

7.4 Вредные вещества и профилактика профессиональных отравлений при проведении испытаний

Применение химических веществ, синтетических материалов при проведении испытаний и исследований может вызывать неблагоприятное влияние на здоровье обслуживающего персонала. Вредное вещество, попадая в организм человека во время профессиональной деятельности, вызывает нарушения в обмене, коллоидальном состоянии и физико-химической структуре клеток и тканей, в результате чего в организме возникают патологические изменения [20].

Основными источниками загрязнения воздуха производственных помещений вредными веществами могут являться сырье, компоненты композиционных материалов, смазочные материалы и присадки к ним, готовая продукция. Заболевания, возникающие при воздействии этих веществ, называют *профессиональными отравлениями* (интоксикациями).

На производстве токсические вещества поступают в организм человека через дыхательные пути (ингаляционное проникновение), желудочно-кишечный тракт и кожу. Степень отравления зависит от их агрегатного состоя-

ния (газообразные, парообразные вещества, жидкие и твердые аэрозоли) и от характера технологического процесса (нагрев вещества, измельчение и др.).

Преобладающее большинство профессиональных отравлений связано с ингаляционным проникновением в организм вредных веществ, являющимся наиболее опасным, так как большая всасывающая поверхность легочных альвеол, усилена омываемых кровью, обуславливает очень быстрое и почти беспрепятственное проникновение ядов к важнейшим жизненным центрам.

Мероприятия по профилактике профессиональных отравлений включают гигиеническую рационализацию технологического процесса, его механизацию и герметизацию [20].

Эффективным средством является замена ядовитых веществ безвредными или менее токсичными. Важное значение в оздоровлении условий труда имеет гигиеническое нормирование, ограничивающее содержание вредных веществ путем установления ПДК в воздухе рабочей зоны и на коже. С этой целью проводится гигиеническая стандартизация сырья и продуктов, предусматривающая ограничение содержания токсических примесей в промышленном сырье и готовых продуктах с учетом их вредности и опасности.

Большая роль в предупреждении профессиональных интоксикаций принадлежит механизации производственного процесса, дающей возможность проведения его в замкнутой аппаратуре и сводящей до минимума необходимость соприкосновения обслуживающего персонала с токсическими веществами. Аналогичные задачи решаются при герметизации испытательного оборудования и помещений, выделяющих ядовитые газы, пары и пыль. Надежным средством борьбы с загрязнением воздуха служит создание некоторого вакуума пространства, предотвращающего утечку и распространение токсических веществ [20].

К санитарно-техническим мероприятиям относится вентиляция рабочих помещений. Операции с особо токсическими веществами должны проводиться

в специальных вытяжных шкафах с мощным отсосом или в замкнутой аппаратуре.

На производстве, наиболее опасном в плане возникновения профессиональных отравлений, применяют индивидуальные средства защиты (спецодежду, респираторы, противогазы и др.). Кроме того, большое значение имеет соблюдение правил личной гигиены, для этого на предприятиях оборудуют душевые по типу санпропуска, гардеробные для раздельного хранения спецодежды и личной одежды, прачечные для стирки спецодежды, устройства для обеспыливания спецодежды и др.

Иногда причиной тяжелых острых и даже смертельных отравлений является неосведомленность об опасности производственного процесса и основных мерах профилактики, поэтому необходимо проводить санитарный инструктаж и обучение рабочих безопасным методам работы.

Число профессиональных отравлений является одним из важнейших показателей оценки санитарно-гигиенических условий труда и медико-санитарного обслуживания персонала испытательных лабораторий. Большое значение имеют периодические медицинские осмотры в системе профилактических мероприятий их роль в выявлении ранних и, следовательно, легко излечимых стадий профессиональных отравлений [20].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 **Крагельский, И.В.** Трение и износ / И.В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 474 с.
- 2 **Гаркунов, Д.Н.** Триботехника / Д.Н. Гаркунов. – М. : Изд-во МСХА, 2002. – 632 с.
- 3 **Кугель, Р.В.** Испытания на надёжность машин и их элементов /Р.В. Кугель. – М. : Машиностроение, 1982. – 180 с.
- 4 Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для техн. вузов / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др.; под общ. ред. А.В. Чичинадзе, 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – 664 с.
- 5 **Матвеевский, Р.М.** Смазочные материалы: Антифрикционные и противозносные свойства. Методы испытаний : справочник / Р.М. Матвеевский, В.Л. Лашхи, И.А. Буяновский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 224 с.
- 6 Справочник по триботехнике / под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. Т. 1: Теоретические основы. – М. : Машиностроение, 1989. – 400 с.
- 7 **Шер, Г.В.** Влияние присадок на объёмные и поверхностные свойства масел / Г.В. Шер. – М. : Машиностроение, 1982.
- 8 Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1982. – 191 с.
- 9 **Прокопенко, А.К.** Особенности трибологических испытаний материалов в режиме избирательного переноса / А.К. Прокопенко. – М. : Машиностроение, 1986.
- 10 **Чичинадзе, А.В.** Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвеевский, Э.Д. Браун. – М. : Наука, 1986.
- 11 **Матвеевский, Б.Р.** Метод комплексной оценки технического состояния газоперекачивающих агрегатов по анализу масла / Б.Р. Матвеевский, Е.А. Петросянц // Вестник машиностроения. – 1985. – № 7.

12 **Беркович, М.** Развитие способа измерения износа машин методом искусственных баз. Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин / М. Беркович. – М. : Машиностроение, 1982.

13 **Проников, А.С.** Износ и долговечность станков / А.С. Проников. – М. : 1957. – 179 с.

14 **Бурыжкин, Л.П.** Техническая эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания / Л.П. Бурыжкин. – М. : Транспорт, 1964. – 356 с.

15 **Иванченко, Ф.К.** Динамические нагрузки в рельсовых механизмах передвижения / Ф.К. Иванченко // Вестник машиностроения. – 1965. – № 3.

16 **Беркович, И.И.** Трибология. Физические основы, механика и технические приложения / И.И. Беркович, Д.Г. Громаковский; под ред. Д.Г. Громаковского. – Самара : Изд-во СГТУ, 2000. – 268 с.

17 **Костыгов, В.Т.** Субструктурный критерий противоизносных свойств смазочных масел / В.Т. Костыгов // Трение и смазка в машинах. – 2006. – № 4. – С. 10 – 16.

18 **Браун, Э.Д.** Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1982. – 191 с.

19 **Дымов, Н.В.** Планирование эксперимента при исследовании и автоматизированном проектировании путевых и строительных машин / Н.В. Дымов. – Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д : РГУПС, 1998. – 24 с.

20 **Арустамов, Э.А.** Безопасность жизнедеятельности / Э.А. Арустамов. – М. : Машиностроение, 2001. – 677 с.

21 **Дымов, Н.В.** Физическое моделирование трения и изнашивания при проектировании и модернизации путевых машин / Н.В. Дымов, М.А. Буракова, В.Т. Костыгов. – Ростов н/Д : РИИЖТ, 1990. – 26 с.

22 Установки для изучения процессов трения и износа в узлах машин и механизмов : учебное пособие / А.А. Демьянов, В.Т. Костыгов, Н.В., Дымов, Ал.Ал. Демьянов, М.А. Буракова. – Ростов н/Д : РГУПС, 2009. – 113 с.