

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства»
(ПГУАС)

М.А. Кагарманов, Н.А. Федин

МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЕЙ

Пенза 2015

УДК 621.43.231.311.2-(035.3)
ББК 31.365:34.442
К12

Рецензенты: доктор технических наук, профессор
Н.П. Ларюшин (ПГСХА);
доктор технических наук, профессор
Ю.В. Родионов (ПГУАС)

Кагарманов М.А.

К12 Методы диагностирования шатунных подшипников дизелей:
моногр. / М.А. Кагарманов, Н.А. Федин. – Пенза: ПГУАС, 2015. –
126 с.
ISBN 978-5-9282-1287-2

Изложены сведения о методах и средствах диагностирования шатунных подшипников поршневых двигателей. Приведены теоретические и экспериментальные исследования по обоснованию инерционного метода диагностирования шатунных подшипников дизелей. Разработаны устройства и технология для диагностирования шатунных подшипников дизелей динамическими методами.

Монография подготовлена на кафедре «Начертательная геометрия и графика» и предназначена для специалистов в области ремонта и технического обслуживания, а также может быть использована студентами и аспирантами высших технических учебных заведений.

ISBN 978-5-9282-1287-2

© Пензенский государственный университет
архитектуры и строительства, 2015
© Кагарманов М.А., Федин Н.А., 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
1. БЕЗОТКАЗНОСТЬ ДИЗЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	8
1.1. Безотказность дизелей и их составных частей.....	8
1.2. Методы и средства диагностирования шатунных подшипников поршневых двигателей.....	11
1.3. Анализ современных теоретических предпосылок кинематики деталей кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей	25
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ ИНЕРЦИОННОГО МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЯ.....	29
2.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма при наличии зазоров в шатунных подшипниках	29
2.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма и условия выборки зазоров в сопряжениях	31
2.3. Инерционный метод диагностирования шатунных подшипников двигателей внутреннего сгорания.....	40
2.4. Анализ факторов, влияющих на положение поршня в ВМТ.....	42
3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	45
3.1. Основные положения.....	45
3.2. Обоснование объекта исследования и необходимого числа наблюдений	46
3.3. Экспериментальная установка, оборудование и аппаратура	47
3.4. Методика исследования влияния скоростного и теплового режима работы дизеля на перемещение поршня в области ВМТ	49
3.5. Методика исследования теплового расширения поршня	52
3.6. Методика исследования линейных деформаций поршня и шатуна под действием сил инерции	52
3.7. Методика исследования траектории коренных шеек коленчатого вала.....	56
3.8. Методика исследования влияния величины зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы на значение диагностического параметра.....	62
3.9. Методика сбора статистического материала по износам сопряжений кривошипно-шатунной группы.....	66
3.10. Методика обработки экспериментальных данных	68
3.10.1. Статистическая обработка контрольно-диагностической информации.....	68

3.10.2. Установление корреляционных связей между зазорами в сопряжениях.....	69
3.10.3. Определение функции изменения зазоров в сопряжениях.....	71
3.10.4. Оптимизация допускаемого значения суммарного зазора в шатунных подшипниках.....	72
4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	76
4.1. Зависимость перемещения поршня в области ВМТ от скоростного и теплового режима работы дизеля.....	76
4.2. Характеристики деформации поршня и шатуна под действием температуры и сил инерции	78
4.3. Траектории коренных шеек коленчатого вала.....	80
4.4. Результаты лабораторных и производственных исследований динамических методов диагностирования шатунных подшипников.....	82
4.5. Характер распределения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы	85
4.6. Корреляционные зависимости зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы.....	88
4.7. Функции изменения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы	91
4.8. Допускаемое значение суммарного зазора в шатунных подшипниках и оптимальная периодичность диагностирования	94
5. РАЗРАБОТКА ПРИБОРА И ТЕХНОЛОГИИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЯ	98
5.1. Устройства для диагностирования шатунных подшипников дизелей динамическими методами.....	98
5.2. Технология диагностирования шатунных подшипников дизеля динамическими методами	102
5.3. Экономическая эффективность внедрения динамических методов диагностирования шатунных подшипников дизелей ..	104
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	105
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	107
ПРИЛОЖЕНИЯ	115

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время в сельском хозяйстве на транспорте, в строительстве и промышленности эксплуатируется большое количество различных двигателей, причём подавляющее их большинство в период эксплуатации неоднократно подвергается ремонту. Эффективность использования машин во многом зависит от качества ремонта. Ежегодные затраты средств на ремонт и техническое обслуживание техники в нашей стране достигают больших размеров.

Наиболее сложной и дорогой составной частью трактора и автомобиля, определяющей надёжность и эффективность использования их в целом, является двигатель, на долю которого в среднем приходится 20 % общих затрат, связанных с техническим обслуживанием и ремонтом. При этом исследования, проведенные в ГОСНИТИ, ЛСХИ, НАТИ, ЧИМЭСХ и другими организациями показали, что более половины тракторных дизелей направляется на ремонт с недоиспользованием моторесурса на 30...70% по таким сопряжениям, как цилиндро-поршневая и кривошипно-шатунная группы. Одной из причин такого положения являются недостаточные точность и производительность отдельных методов и средств диагностирования. Увеличение моторесурса новых двигателей достигается путем совершенствования конструкций, применения более износостойких материалов и прогрессивных технологических процессов изготовления. Значительного увеличения доремонтной наработки можно добиться также путем наиболее полного использования ресурса основных деталей. Кроме того, большое разнообразие условий эксплуатации тракторов и различие их технического состояния обуславливают неодинаковую скорость изнашивания узлов и деталей. В эксплуатации вследствие нарушения требований технического обслуживания ресурс может снизиться: для двигателей на 30-50%, для трансмиссий на 20-30 %.

В повышении эффективности использования машин важное место отводится применению средств диагностики при техническом обслуживании и ремонте, позволяющих оперативно оценивать состояние объекта. Исследования и опыт эксплуатации машин показывают, что диагностирование машин позволяет в 2-2,5 раза уменьшить простои машин по техническим неисправностям, предотвратить преждевременные ремонты, в 1,5-2 раза увеличить межремонтные сроки эксплуатации техники, уменьшить расход запасных частей, на 30-40% снизить затраты средств на / ремонты и техническое обслуживание и даёт экономический эффект.

Методы безразборной диагностики основаны на закономерностях изменения диагностических параметров. Большое распространение получили методы диагностики по угару картерного масла, количеству газов, прорвавшихся в картер, давлению в конце такта сжатия, изменению физико-химических показателей качества картерного масла, виброакустическим характеристикам. Диагностирование по названным параметрам достаточно доступно, но сопряжено с влиянием побочных факторов, снижающих достоверность, и, кроме того, требует отрыва техники от работы и больших затрат времени.

Для диагностирования цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) разработаны индикатор расхода газов КИ-13671-ГОСНИТИ, вакуум-анализатор КИ-5315-ГОСНИТИ и другие приборы, которые в основном удовлетворяют потребителей. Определение технического состояния кривошипно-шатунной группы (КШГ) сопряжено со значительными трудностями. Ресурсными структурными параметрами КШГ дизеля, подлежащими проверке являются зазоры в сопряжениях шатунный подшипник – коленчатый вал и поршневой палец – втулка верхней головки шатуна. Эти параметры регламентированы ГОСТом 20760-75 "Техническая диагностика. Тракторы. Параметры и качественные признаки технического состояния" и "Техническими признаками (критериями) предельного состояния составных частей сельскохозяйственных тракторов". Используемый в настоящее время для ресурсного диагностирования КШГ метод линейных перемещений, основанный на осевом перемещении поршня в области ВМТ под действием давления и разрежения, создаваемого с помощью установки ОР-13907-ГОСНИТИ на неработающем двигателе (статический метод), не отвечает современным требованиям в связи с большой погрешностью, достигающей 20...25% и значительной трудоемкостью диагностирования дизеля, составляющей 0,9...2,6 ч. Поэтому, до настоящего времени двигатели продолжают направлять на ремонт исходя из плановой межремонтной наработки, многие из них ремонтируются преждевременно. В этой связи создание более эффективных методов и средств диагностирования технического состояния шатунных подшипников остается актуальной задачей. Наиболее перспективными являются методы диагностирования шатунных подшипников дизеля по изменению положения поршня в ВМТ на рабочих и пусковых режимах (динамические методы). Исследование и обоснование указанных методов диагностирования шатунных подшипников дизелей представляет большой научный и практический интерес.

Исследования заключается в разработке методов диагностирования шатунных подшипников дизелей, обеспечивающих повышение производительности и точности.

В качестве объекта лабораторных исследований был взят кривошипно-шатунный механизм (КШМ) одних из наиболее распространенных дизелей Д-240 и Д-65, установленных на колесных тракторах класса 14 кН.

Обоснована возможность диагностирования шатунных подшипников по изменению положения поршня в ВМТ на рабочем и пусковом режимах работы двигателя. Аналитически и экспериментально обоснованы основные параметры режимов диагностирования: частота вращения коленчатого вала, необходимая для выборки зазоров в нижней и верхней головках шатуна под действием сил инерции деталей КШМ при движении поршня от НМТ к ВМТ продолжительность выборки зазоров в нижней и верхней головках шатуна под действием сил инерции деталей КШМ. Определены основные факторы, влияющие на метрологические характеристики методов диагностирования. Выявлена взаимосвязь между суммарным зазором в шатунных подшипниках и зазорами в нижней и верхней головках шатуна. Установлены закономерности изменения зазоров в сопряжениях КШГ различных цилиндров дизелей.

Практическая значимость работы заключалась в разработке: устройств КИ-13933-ГОСНИТИ и КИ-13933М-ГОСНИТИ, реализующих разработанные методы диагностирования шатунных подшипников и обеспечивающих сокращение трудоемкости в 5...15 раз, повышение точности в 1,6...2,3 раза; прогрессивной технологии ресурсного диагностирования шатунных подшипников дизелей на основе условных алгоритмов; уточненных допускаемых значений суммарного зазора и периодичности диагностирования. Устройство КИ-13933-ГОСНИТИ предназначено для диагностирования шатунных подшипников дизелей Д-21, Д-144, Д-37Е, Д-50, Д-65, Д-240, СМД-14, СМД-60 и их модификаций и входит в состав передвижных диагностических комплектов КИ-5513, КИ-13905М, КИ-13910 и КИ-13925.

Устройство КИ-13933М-ГОСНИТИ предназначено для диагностирования шатунных подшипников всех дизелей и входит в состав комплектов КИ-13919 и КИ-13920.

1. БЕЗОТКАЗНОСТЬ ДИЗЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Безотказность дизелей и их составных частей

За последние годы заводы-изготовители и ремонтные предприятия проделали значительную работу по повышению надёжности и долговечности дизелей. В результате внедрения большого количества конструкторско-технологических мероприятий ресурс дизелей до 1-го капитального ремонта увеличился в 2-2,5 раза по сравнению с ресурсом их в 90гг., а межремонтный ресурс дизелей доводится до 80% от ресурса новых.

В целях дальнейшего повышения надёжности дизелей заводы-изготовители проводят наблюдения за их состоянием в содружестве с научно-исследовательскими институтами и вузами страны. При этом, как показали результаты работ ГОСНИТИ и других организаций, основное внимание уделяется оценке показателей надёжности агрегатов, систем и узлов, наиболее часто выходящих из строя. В результате этих наблюдений получены данные по ресурсам и отказам основных узлов дизелей (табл. 1).

Анализ данных таблицы 1 показывает, что на дизель приходится 16,5...53,1% отказов трактора в доремонтном периоде эксплуатации и 20...58,4% - в послеремонтном периоде. При этом отказы III группы сложности составляют соответственно 1,8...4,2% и 1,9...5,6%. Из них отказы кривошипно-шатунной группы составляют: 0,9...2,0% и 1,0...2,5% соответственно, а цилиндро-поршневой группы 0,3...1,8%, 0,5...3,0%. Т.е. основная масса отказов III гр. сложности приходится на кривошипно-шатунную и цилиндро-поршневую группы.

Средние ресурсы сопряжений кривошипно-шатунной и цилиндро-поршневой групп близки между собой и составляют в доремонтном периоде 2881...4058 мото-часов и 2340...4038 мото-часов соответственно, а в послеремонтном периоде – 1903...2995 мото-часов и 1740...2589 мото-часов.

Выявление причин ресурсных отказов, дизелей (табл. 2) показывают, что значительная доля их обусловлена выплавлением подшипников скольжения и составляют от 8 до 52,9%.

Известно, что постановка двигателей в ремонт в основном определяется техническим состоянием деталей цилиндро-поршневой и кривошипно-шатунной групп.

Проведенные нами обследования 65-ти дизелей Д-240, поступивших на первый и повторные капитальные ремонты, позволили выявить, что значительная часть дизелей направляется в ремонт преждевременно, без объективной оценки их технического состояния. Основные причины оправки дизелей в капитальный ремонт приведены в табл. 3.

Таблица 1

Характеристика безотказности и ресурса тракторных дизелей
[17, 25, 26, 28, 33, 37...39, 54, 58, 59, 72, 90, 91, 102, 103, 110]

№ п/п	Показатели надёжности	Ед. изм.	Значения показателей для дизелей										
			Д-21 (Т-16М, Т-25)	Д-144, Д-37 (Т- 40/40А)	Д-50 (МТЗ- 50/52)	Д-240 (МТЗ- 80/82)	СМД-14 (ДТ-75)	А-41 (ДТ- 75М)	СМД-62 (Т- 150К)	А-01 (Т-4/4А)	ЯМЗ- 238МБ (К-700/ 700А)	ЯМЗ- 420Б (К-701)	
1	новых	%	16,5	22,4	42,1	17,5	39,2	39,8	26,3	53,1	36,0	16,7	
	отрем.	%	20,0	31,3	44,6	20,1	41,8	55,8	30,5	58,4	43,1	20,1	
2	новых	%	1,8	2,4	2,0	2,1	3,1	2,4	2,1	4,2	3,0	1,8	
	отрем.	%	2,0	3,0	2,3	2,3	5,6	2,7	2,4	5,3	3,5	1,9	
	новых	%	-	1,2	0,9	0,9	1,2	1,4	1,7	2,0	-	-	
	отрем.	%	-	1,4	1,0	1,0	2,5	1,7	1,8	2,3	1,2	-	
	новых	%	-	-	1,0	0,9	1,8	0,6	0,3	1,8	-	-	
	отрем.	%	-	-	1,2	-	3,0	0,8	0,5	2,7	1,8	-	
3	новых	час	3016	3246	3958	4058	3029	2881	2890	3250	3566	3492	
	отрем.	час	-	2643	2589	2949	2741	1903	1920	2725	2995	2905	
	новых	час	2983	3013	3907	3843	2706	2340	2400	4038	3016	3000	
	отрем.	час	-	2214	2147	2036	2589	2017	1740	2492	2495	2521	

Т а б л и ц а 2

Количество ресурсных отказов дизелей по причине выплавления
подшипников скольжения [38, 90]

Марка дизеля	Количество, %
Д-50	8
СМД-14	18
Д-240	9
А-41	40
А-01М	28
СМД-62	52,9
ЯМЗ-238НБ	30

Т а б л и ц а 3*

Распределение дизелей Д-240 по причинам
поступления в капитальный ремонт

Причина отправки дизеля в ремонт	Количество неисправных дизелей	
	Шт.	%
Износ цилиндро-поршневой и кривошипно-шатунной групп	10	15,38
Снижение мощностных и экономических показателей	22	33,84
Излом коленчатого вала	7	10,76
Выплавление вкладышей коренных и шатунных подшипников	6	9,23
Попадание воды в картер дизеля или в цилиндры	11	16,93
Другие причины	9	13,83
Итого	65	100

* Исследования проведены совместно с инженером Сулеймановым Р.Н.

Из табл. 3 видно, что 84,62% дизелей поступило в ремонт из-за отказов, не связанных с предельным износом. Из них 9,23% поступило в ремонт из-за нарушения правил технической эксплуатации и 27,69% из-за конструкторско-технологических недостатков, следствием которых являются излом коленчатого вала и разрушение прокладки головки блока дизеля. Остальные 33,84% дизелей поступило в капитальный ремонт по причине снижения мощностных и экономических показателей.

Следовательно, в капитальный ремонт поступает большое количество дизелей с незначительными износами.

Для определения степени использования ресурса деталей цилиндро-поршневой и кривошипно-шатунной групп дизелей Д-240 нами определены зазоры в этих сопряжениях.

Средний зазор в плоскости качения шатуна в сопряжении юбка поршня – гильза цилиндра составил 0,18 мм при изменении его на 1,07...0,25 мм. Средние зазоры в плоскости осей цилиндров, в сопряжениях нижней и верхней головок шатуна и бобышках поршня составили 0,13; 0,08 и 0,02 мм, при изменении их значений на 0,06...0,21; 0,05...0,14 и 0...0,05 мм соответственно.

Исследованиями Лаптева А.А. [54] на примере ЦПГ дизелей А-01М установлено, что в процессе эксплуатации ресурс этого сопряжения используется только на 52% от расчётного и на 34% от нормативного.

По данным В.П. Кавина, дизели СМД-14 имеют остаточный ресурс основных сопряжений, в среднем более 1200 мото-часов, а для сопряжения шатунный подшипник – коленчатый вал – более 4000 мото-часов [33]. Исследования деталей ЦПГ тракторных дизелей СМД-14, поступивших в первый капитальный ремонт показали, что средний остаточный ресурс по сопряжению поршень - гильза составляет около 3000 мото-часов [33].

Приведенные примеры показывают, что обоснованная постановка дизелей на капитальный ремонт позволяет повысить использование ресурса в 1,2...1,5 раза и снизить на 30...40% расход дорогостоящих и дефицитных запасных частей. Для достижения этих показателей необходимо разработать эффективные методы и средства диагностирования указанных сопряжений, отвечающие требованиям эксплуатационников.

1.2. Методы и средства диагностирования шатунных подшипников поршневых двигателей

Диагностирование является определяющим элементом информационного обеспечения системы технического обслуживания МТП.

В настоящее время в области технической диагностики машин достигнуты существенные успехи. Большой вклад в решение теоретических и практических вопросов диагностики сельскохозяйственных машин внесли ученые В.А. Аллилуев, В.И. Бельских, Н.С. Ждановский, В.М. Лившиц, В.М. Михлин, А.В. Николаенко, Б.В. Павлов, К.Ю. Скибневский, И.Е. Ульман, Б.А. Улитовский и др. По диагностике автомобилей широко известны работы Е.П. Воронова, Н.Я. Говорущенко, К.В. Крамаренко, Б.В. Левинсона, Л.В. Мирошникова, А.М. Третьякова, А.В. Филимонова.

Исследованию методов диагностирования шатунных подшипников посвящены работы В.И. Бельских, В.П. Лебедева, В.Н. Власенко, З.А. Горанчаровского, А.С. Егорова, Ю.Я. Зильберга, Д.И. Косилова, М. Макухина, В.Я. Сковородина, А.А. Скуридина, Н.И. Шевцова и других.

Известные методы диагностирования шатунных подшипников приведены на рис.1.

Органолептический метод основан на том, что при увеличении зазоров в сопряжениях в результате износа появляются характерные стуки, которые определяют прослушиванием двигателя с помощью мембранных или электронных стетоскопов КИ-1154 ГОСНИТИ и ТУ 11-Бе0-003. Стуки в шатунных подшипниках определяют в характерно зонах блока цилиндра при определенных режимах работы двигателя или при перемещении поршня путём создания разряжения и давления в камере сгорания проверяемого цилиндра с помощью компрессорно-вакуумной установки [6, 19, 28, 65, 93].

Основным недостатком органолептического метода является то, что определение неисправностей возможно только на стадии аварийных износов, так как стуки в подшипниках двигателя слышны только тогда, когда зазоры превосходят предельные значения. Например, исследованиями, проведенными в Волгоградском СХИ на дизеле Д-54А установлено, что ударные нагрузки в подшипниках резко возрастают лишь тогда, когда зазоры достигают величины 0,68 мм в коренных и 0,9 мм в шатунных. До величины зазора в коренном подшипнике, равной 0,5 мм и в шатунном 0,7 мм, ударные нагрузки растут незначительно. Кроме того, для органолептического метода характерна субъективная оценка износа.

При калибраторном методе диагностирования определяют характеристики истечения масла в главной магистрали. Оценочные показатели калибраторного метода являются интегральными, т.е. характеризуют суммарную неплотность в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала, и не позволяют судить о состоянии отдельных подшипников.

Невозможность определения подобным методом изношенности отдельных подшипников на двигателях современных конструкций, недостаточная универсальность и информативность – главный недостаток метода; подшипники изнашиваются неравномерно, а предельное состояние (отказ) наступает при предельном износе любого подшипника.

При калибраторном методе диагностирования определяют характеристики истечения масла в главной магистрали. Оценочные показатели калибраторного метода являются интегральными, т.е. характеризуют суммарную неплотность в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала, и не позволяют судить о состоянии отдельных подшипников.

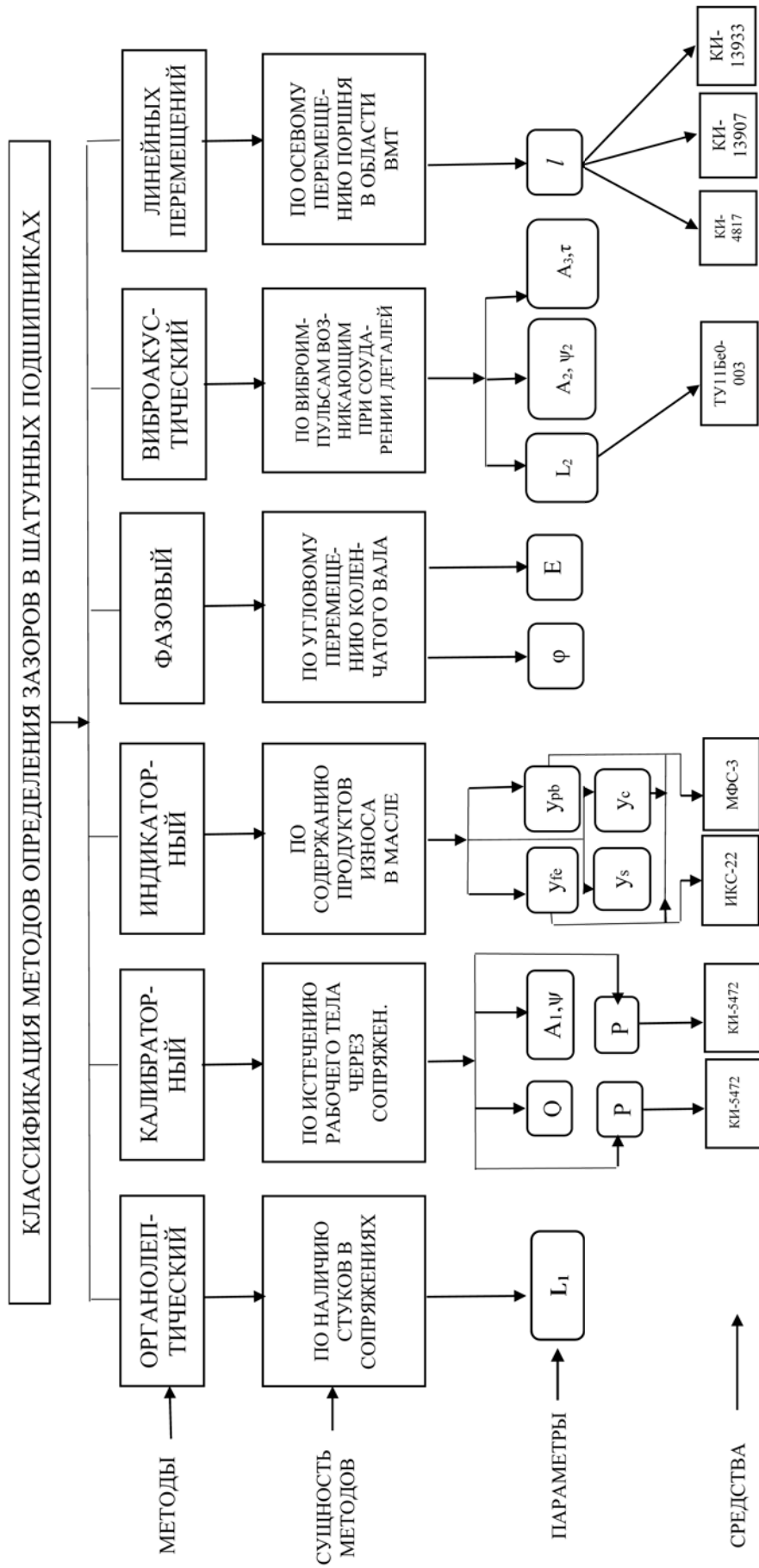


Рис. 1. Классификация методов определения зазоров в шатунных подшипниках.

L_1 , L_2 – уровень шума (стука) и вибрации работающего двигателя, P – давление масла в главной магистрали; Q – расход масла (газа) через подшипники; P' – скорость нарастания давления масла в главной магистрали; A_1, ψ_1 – амплитуда и фаза колебаний давления масла в главной магистрали; $U_{Fe}, U_{Pb}, U_{Sn}, U_{Cu}$ – концентрация железа, свинца, олова и меди в масле; φ – угол поворота коленчатого вала при выборе зазоров в шатунных подшипниках; E – амплитуда крутильных колебаний коленчатого вала по второй и более гармоникам; A_2, ψ_2 – амплитуда и фаза виброимпульса ударов в шатунных подшипниках работающего двигателя; A_3 – амплитуда виброимпульса ударов в шатунных подшипниках, созданных на неработающем работающем двигателе; τ – время между началом сдвига поршня и ударными импульсами в головках шатуна;

l – осевое перемещение в области ВМТ

При калибраторном методе диагностирования определяют характеристики истечения масла в главной магистрали. Оценочные показатели калибраторного метода являются интегральными, т.е. характеризуют суммарную неплотность в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала, и не позволяют судить о состоянии отдельных подшипников.

Невозможность определения подобным методом изношенности отдельных подшипников на двигателях современных конструкций, недостаточная универсальность и информативность – главный недостаток метода; подшипники изнашиваются неравномерно, а предельное состояние (отказ) наступает при предельном износе любого подшипника.

Сущность индикаторного метода диагностирования состоит в определении содержания продуктов износа деталей в масле. Для оценки содержания продуктов износа в масле используются следующие методы: колориметрический, полярографический, индукционный-спектральный, атомно-абсорбционный, поверхностного анализа, рентгенофлуоресцентный, радиоактивных изотопов и нейтронной активации [8, 23, 35, 53, 60, 62]. Считается, что при длительной работе масла в двигателе, постоянном его расходе и интенсивности очистки, скорость изнашивания деталей характеризуется концентрацией продуктов износа в масле, которую определяют по формуле [8, 52,62]

$$K = q : (q_{\text{п}} + q_{\text{у}}), \quad (1)$$

где q – скорость поступления продуктов износа в масло, кг/ч; $q_{\text{п}}$ – скорость удаления продуктов износа фильтрующими элементами, кг/ч; $q_{\text{у}}$ – скорость удаления продуктов износа с расходуемым маслом, кг/ч.

Из этого выражения следует, что концентрация (K) примесей зависит только от интенсивности поступления и удаления продуктов износа. Однако, как отмечается в работе [23], часть продуктов износа оседает помимо маслоочистительных устройств в иных частях системы смазки, а часть – с угорающим маслом теряется через выхлопную трубу и не участвует в циркуляции. Кроме того, на точность определения концентрации отдельных элементов в масле влияют содержащиеся в присадках элементы, такие как Na, Ca, Mg, Zn и др., многокомпонентность продуктов изнашивания и методика отбора проб.

В ГОСНИТИ и ЛСХИ проведены исследования по разработке фазовых методов диагностирования. При этом величину зазоров в шатунных подшипниках устанавливают по зависимостям, характеризующим связь зазоров с угловым перемещением коленчатого вала.

Следует отметить, что фазовые методы диагностирования не вышли за пределы лабораторий. Это обусловлено тем, что требуется дорогая аппаратура, а точностные характеристики метода ограничены.

В последнее время широкое распространение получил виброакустический метод диагностирования [28, 60, 52, 65, 94]. Большой объем исследовательских работ в области виброакустической диагностики выполнен в Ленинградском СХИ, ГОСНИТИ и СибИМЭ.

Оценка технического состояния шатунных подшипников виброакустическим методом заключается в установлении зависимости между виброимпульсами, возникающими при соударении деталей и зазорами контролируемого сопряжения. При использовании данного метода встретились определенные трудности, связанные со сложностью разделения вибросигналов, поступающих от многих источников. Такими источниками являются кривошипно-шатунный механизм, система топливоподдачи, механизм газораспределения, различные вспомогательные механизмы двигателя и их приводы. Вибрации, возникающие от перечисленных источников, составляют общий фон большой интенсивности. Энергия и амплитуда вибраций блока зависят от множества факторов, обусловленных общим техническим состоянием двигателя и режимами его работы. Очевидно, что точность определения зазоров в шатунных подшипниках по виброакустическим характеристикам работающего двигателя зависит от отношения уровней вибрации, возникающих в проверяемом подшипнике, к уровню помех, возникающих от посторонних источников колебаний. Значительное влияние на точность измерения оказывает место установки датчика вибраций и способ его крепления.

В МАДИ, ГОСНИТИ и в ряде других организаций разработаны разновидности метода линейных перемещений. При использовании данного метода детали КШГ (в частности, поршень) различными путями перемещают, относительно друг друга, на величину зазоров в шатунных подшипниках и по полученным значениям устанавливают значения структурного параметра в каждом сопряжении. Однако, как показывает практика, данный метод также требует дальнейшего совершенствования в отношении упрощения диагностического средства, снижения трудоемкости и повышения точности.

С целью сравнительной оценки методов диагностирования шатунных подшипников, определены их основные нормированные технико-экономические показатели по методике, разработанной К.Ю. Скибневским (расчётные формулы приведены в прил. 1).

Для органолептического метода в качестве диагностического параметра выступает уровень стука в шатунных подшипниках, определяемый на слух. Применение усилителей сигналов в целях повышения характеристик метода не даёт желаемых результатов, и поэтому универсальность, информативность, точность и социологическая приемлемость имеют очень

низкие значения ($J_{\text{п}} = 0,03$, $J = 0,06$, $\varepsilon = 0,05$ и $C_{\text{п}} = 0,10$). Обобщенный показатель метода ($K_0 = 0,51$) тоже невысокий и соответствует третьей приоритетной группе.

Для калибра торного метода в качестве диагностических параметров выступают давление и скорость нарастания давления масла в главной магистрали, расход масла через подшипники, амплитуда и фаза колебания давления масла в главной магистрали.

Давление масла, как диагностический параметр, в настоящее время нашло наибольшее применение [6, 28, 29, 43, 63, 78, 93, 94]. Диагностирование подшипников коленчатого вала по давлению масла в главной магистрали рекомендовано в ГОСТ 20760-75.

Однако давление масла, как диагностический параметр обладает атакой точностью, малой универсальностью и информативностью (значения указанных показателей соответственно составляют $\varepsilon = 0,20$, $J_{\text{п}} = 0,08$, $J = 0,06$). Значение обобщенного показателя метода ($K_0 = 0,58$) соответствует третьей приоритетной группе. Это вполне оправдано, т.к. падение давления ниже нормы может произойти из-за износа деталей масляного насоса, нарушения регулировок клапанов системы смазки, излома пружин клапанов, засорения маслоприёмной сетки, износа подшипников распределительного вала. Снижение давления может быть и по причине разжижения масла топливом в результате неисправностей топливной аппаратуры.

В табл. 4 приведены величины давления масла в главной магистрали дизелей Д-240Л при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин^{-1} и температуре масла $80+5^{\circ}\text{C}$, поступивших в капитальный ремонт на Тартуский опытный ремонтный завод.

Данные, приведенные в табл. 4 подтверждает, что давление масла не является достаточным показателем износа шатунных подшипников. Поэтому прежде чем давать оценку изношенности подшипников и шеек коленчатого вала по величине системы смазки. Проверка же ряда агрегатов системы смазки требует их снятия с двигателя и установки на стенд.

Т а б л и ц а 4

Давление масла в главной магистрали и средний зазор в подшипниках дизелей Д-240Л, поступивших на капитальный ремонт

№ п/п	Номер дизеля	Суммарный зазор в шатунных и коренных подшипниках, мм	Средние зазоры, мм		Давление масла, МПа
			в шатунных подшипниках	в коренных подшипниках	
1	258347	0,30	0,14	0,16	0,15
2	305837	0,31	0,15	0,16	0,20
3	112874	0,32	0,13	0,19	0,18
4	102905	0,38	0,17	0,21	0,06
5	114314	0,41	0,17	0,24	0,08

Токарев А.Н. [99, 100]) предложил оценивать техническое состояние подшипников коленчатого вала не по абсолютной величине давления масла, а по скорости нарастания давления при равномерном увеличении частоты вращения коленчатого вала. Такой метод позволяет существенно уменьшить влияние вязкости масла и технического состояния масляного насоса на результаты оценки технического состояния подшипников коленчатого вала. Скорость нарастания давления масла по мере увеличения оборотов коленчатого вала в интервале минимальной частоты вращения практически не зависит от вязкости масла и технического состояния масляного насоса. В остальном же этот параметр не свободен от тех недостатков, которые присущи первому. Поэтому точность, универсальность и информативность несколько выше для данного параметра ($\varepsilon = 0,25$, $u_n = 0,11$ и $J = 0,08$), но при этом повышается продолжительность проверки ($\tau = 0,60$) и снижается технологичность ($T_n = 0,33$).

Недостаточная универсальность и информативность методов оценки состояния подшипников коленчатого вала по давлению и по скорости нарастания давления масла, даже при нормальном техническом состоянии агрегатов системы смазки, обусловлены тем, что данные показатели являются интегральными и не характеризуют состояние отдельных подшипников.

Следовательно, параметры давления масла в магистрали и его скорость нарастания могут быть полезными в комплексе с другими диагностическими параметрами.

Несколько точнее ($\varepsilon = 0,28$) оценка технического состояния подшипников коленчатого вала по расходу масла через подшипники, определяемому с помощью масляных калибраторов [43, 78, 93]. Однако большая трудоемкость проверки ($\tau = 0,32$), высокая стоимость диагностического средства ($C = 0,03$) и низкая социологическая приемлемость ($C_n = 0,35$) являются дополнительным препятствием к использованию метода на практике.

Лебедевым В.П. был предложен и разработан на примере двигателя ЗИЛ-120 вариант данного метода, основанный на определении суммарной неплотности отдельных пар коренных и шатунных подшипников [43, 56]. Во время работы двигателя масло под определенным давлением подаётся к одному, отключенному от главной масляной магистрали коренному подшипнику. При этом считается, что на смазку шатунных и коренных подшипников расходуется 71-82,2% масла. Из этого количества примерно 50% идёт на смазку коренного подшипника, а остальное – на смазку шатунного. Как видно, судить о техническом состоянии подшипников при наличии таких колебаний расхода масла в сопряжениях трудно. Кроме того, по данным автора, из-за различия в режимах работы некоторых двигателей в соотношении износов каждой пары (коренной и шатунной) шеек могут наблюдаться отклонения, достигающие 20-30%, и более. Погрешность

увеличивается еще и за счёт того, что вязкость масел у работающих двигателей при 60°C различается на 15-20%. Все это говорит о том, что данный метод диагностирования характеризуется сравнительно низкими точностью, технологичностью и социологической приемлемостью.

В настоящее время конструкция большинства автотракторных двигателей не позволяет прокачивать масло через каждый коренной и шатунный подшипники в отдельности и поэтому метод не получил распространения.

Более достоверные результаты могут быть получены при определении амплитудно-фазовых параметров пульсации потока масла в каналах системы смазки с использованием прибора "Микрон-Г", разработанного Украинским филиалом ГОСНИТИ [66]. Хотя частные показатели такие, как универсальность, информативность и точность ($Y_n = 0,33$, $J = 0,11$ и $\varepsilon = 0,30$) несколько выше по сравнению с рассмотренными методами, однако низкая социологическая приемлемость и высокая стоимость оказывают решающее влияние на обобщенный показатель $K_0 = 0,49$. В качестве дополнительного обстоятельства, ограничивающего его применение, является отсутствие технологических отверстий для установки датчика.

Большое количество исследований проведено по обоснованию индикаторного метода диагностирования. Возможности этого метода ограничены, так как им определяется только суммарный износ всех деталей, содержащих данный химический элемент, и поэтому точность составляет $\varepsilon = 0,20$. При применении методов рентгенофлуоресцентного, радиоактивных изотопов и нейтронно-активационного дополнительно требуется биологическая защита. Поэтому данные методы определения содержания продуктов износа в масле трудно применимы в производственной практике. Сложность и высокая стоимость оборудования ($C = 0,0003$), нетехнологичность анализа ($T_n = 0,25$) и потребность в высококвалифицированном обслуживающем персонале ($K_n = 0,5$) приводят к тому, что данный метод занимает четвертую, предпоследнюю, приоритетную группу среди известных методов диагностирования шатунных подшипников.

Одной из первых работ, направленных на разработку фазового метода диагностирования шатунных подшипников, является исследование В.А. Горанчаровского. Техническое состояние шатунных подшипников определяется по крутильным колебаниям коленчатого вала. В своей работе автор обосновал связь между гармоническими колебаниями второго и более высоких порядков с зазорами в шатунных подшипниках. Однако метод измерения крутильных колебаний сложен, требует дорогой аппаратуры ($C = 0,01$) при низких уровнях точности, информативности, универсальности и социологической приемлемости и мало пригоден для использования в эксплуатационной практике.

В работе [50] предлагается метод определения зазоров в шатунных подшипниках по углу поворота коленчатого вала в момент, соответствующий

ВМТ поршня в процессе прокрутки коленчатого вала двигателя пусковым устройством. Главным недостатком данного метода является невысокая точность ($\varepsilon=0,30$), обусловленная тем, что еще до выборки зазоров в шатунных подшипниках поршень под действием сил тяжести начинает двигаться вниз относительно ВМТ. Значит угол поворота коленчатого вала, соответствующий задержке поршня в ВМТ при выборке зазоров в шатунных подшипниках, будет зависеть от технического состояния двигателя. Одновременно, для осуществления данного метода необходимо дорогое диагностическое средство ($\Pi = 0,03$).

При виброакустическом методе диагностирования в качестве диагностических параметров используются: общий уровень шума и вибрации, амплитуда виброимпульса, фаза виброимпульса относительно опорной точки и комплексные показатели.

Параметр уровень шума и вибраций работающего двигателя в различных диапазонах частот не дает надёжных сведений о величине зазора в шатунном подшипнике.

Например, исследования, проведенные на ряде дизелей А.А. Скуридиным и Е.М. Михеевым [85] показали, что вибрации и шум в диапазоне звуковых частот изменяются в пределах точности измерений при увеличении зазоров в подшипниках в 1,5-3 раза по отношению к номинальным. Авторы считают, что стуков в шатунном подшипнике при работе дизеля нет. Интенсивность ударов в подшипниках коленчатого вала двигателя определяется скоростью нарастания силы, действующей вдоль оси шатуна, величинами зазоров и демпфирующими свойствами смазки. При этом удар шатуна о шейку коленчатого вала значительно смягчается благодаря наличию мягкого антифрикционного слоя вкладышей. Упругие колебания, возникающие в результате ударов в подшипниках, передаются излучающей поверхности блока через промежуточные звенья, которые разделены между собой масляной пленкой. Поэтому стуки от ударов в подшипниках значительно слабее ударов поршней, изменение зазоров в них в широких пределах не приводят к изменению шума и вибрации дизеля и обобщенный показатель качества для данного параметра составляет 0,54.

Исследования изменения ударного импульса от зазоров в шатунных подшипниках показали, что с увеличением зазора амплитуда виброимпульса возрастает, а фаза смещается относительно ВУТ по углу поворота коленчатого вала. Однако, работами, проведенными в Ленинградском СХИ, установлено, что применительно к работающему двигателю при виброакустическом диагностировании шатунных подшипников наиболее информативным параметром является амплитуда виброимпульса [33]. В режиме свободного разгона двигателя наблюдается наибольшее (по сравнению с другими режимами) отношение сигнал-помеха. Так, например, при изменении зазора в шатунном подшипнике от номинального до предельного

амплитуда виброимпульса в режиме свободного разгона увеличивается в 3 раза и показатели точности (ε) и информативности (J) соответственно составляют 0,25 и 0,20. Однако при этом сложным остается выделение полезного сигнала из общего уровня помех работающего двигателя. Поэтому при применении данного метода возникают трудности из-за сложности и значительной стоимости аппаратуры ($\zeta = 0,01$). Все это препятствует его широкому использованию при диагностировании.

С целью повышения точности диагностирования путём снятия помех от других источников двигателя был предложен метод, основанный на количественной оценке стуков и вибраций деталей на неработающем двигателе [15]. Данный метод определения зазоров в шатунных подшипниках позволяет получать импульсы вибраций только от соударения деталей в проверяемых сопряжениях, при реализации этого метода поршень проверяемого цилиндра устанавливается в ВМТ на такте сжатия, а коленчатый вал фиксируется включением одной из передач. Перемещение поршня и шатуна на величину зазоров в верхней и нижней головках шатуна осуществляют с помощью компрессорно-вакуумной установки. Оценку величины зазоров в сопряжениях проводят по временным параметрам и амплитуде вибрационных импульсов. На величину амплитуды импульса оказывает влияние способ крепления датчика, место его установки и затухание энергии колебаний при распространении импульса до места установки датчика. Величина силы трения между поршнем и гильзой, неплотности камеры сгорания проверяемого цилиндра оказывают влияние как на время перемещения, так и на величину амплитуды. Точность определения зазоров в шатунных подшипниках коленчатого вала по времени перемещения поршня и шатуна и амплитуде импульсов упругих колебаний составляют соответственно 0,50 и 0,55.

Однако, как утверждает сам автор [41], для получения таких значений точности необходимо проделать предварительно несколько сот ударов (т. е. получить металлический стук) и тем самым исключить влияние смазочной пленки. Естественно, такой метод очень трудоемкий ($\tau=0,70$), нетехнологичен ($T_n=0,33$), обладает низкой универсальностью по количеству проверяемых различных объектов диагностирования ($Y_0 = 0,20$) и в силу этого не получил распространения. В работе [65] рассматривается метод определения зазоров в сопряжениях с использованием свинцовой пластинки или калиброванной пластмассовой проволоки. Для определения зазоров в подшипниках коленчатого вала с двигателя снимают поддон и разбирают проверяемый подшипник. Затем под крышку подшипника устанавливают свинцовую пластинку и вновь собирают подшипник. Такая проверка зазоров в подшипниках требует 2-кратной разборки и сборки. Ясно, что такой метод является трудоемким, сложным и нарушает предстоящую приработку сопряжений.

В связи о неудобством, связанным с двойной разборкой-сборкой подшипников, предлагались разновидности метода линейных перемещений, основанные на перемещении поршня, установленного вблизи верхней мертвой точки на такте сжатия, поочередном создании в надпоршневом пространстве проверяемого цилиндра разрежения и давления.

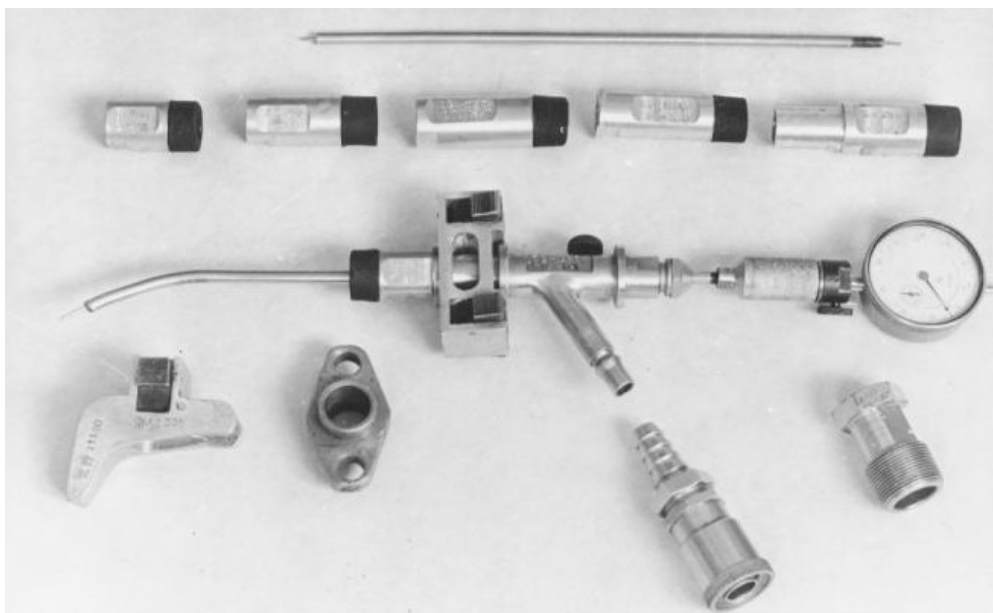
В работах [65, 96. 97] рассматривается метод индивидуального измерения величины зазоров в шатунных подшипниках о помощью специального устройства. В комплект этого устройства входят компрессорно-вакуумная установка КИ-13907 (КИ-4942) и приспособление КИ-4817 для измерения зазоров с двумя индикаторами часового типа. Ножки индикаторов устанавливаются при снятом поддоне на нижнюю крышку шатуна и через удлинитель на торец юбки поршня, а само приспособление крепят соответствующим щекам шатунных шеек коленчатого вала или блок-картеру двигателя.

При перемещении поршня поочередно создаваемым через форсуночное отверстие разрежением и давлением с помощью компрессорно-вакуумной установки КИ-13907 и воздухораспределителя, измеряют одним индикатором величину зазора в шатунном подшипнике, а другим – суммарный зазор в сопряжениях шатунного подшипника и поршневого пальца с втулкой верхней головки шатуна. Разница между суммарным зазором и зазором шатунного подшипника характеризует зазор в верхней головке шатуна.

Основным недостатком этого метода является неоправданно высокая трудоемкость ($\tau=0,15$) и нетехнологичность ($T_n=0,25$), связанные со снятием поддона и большими неудобствами настройки приспособления, а также большая стоимость диагностического средства ($C = 0,03$) и низкая социологическая приемлемость ($C_n = 0,20$). При креплении приспособления с индикаторами к блок-картеру двигателя следует также ожидать значительных погрешностей в определении зазоров в сопряжениях из-за возможного перемещения коленчатого вала в коренных подшипниках. В работах [6, 65, 94, 95] описан статический метод определения зазоров в шатунных подшипниках с использованием устройств КИ-7829 или КИ-11140М (рис. 2а) (или аналогичных им), устанавливаемых в отверстие форсунки или свечи двигателя. Перемещение поршня на величину зазоров в сопряжениях осуществляют с помощью компрессорно-вакуумной установки КИ-4942 или КИ-13907 (рис. 2б). При этом определяют суммарный зазор в шатунных подшипниках.

В работах [65, 94] отмечается, что под действием разрежения вначале перемещается поршень, установленный вблизи ВМТ на величину зазора между поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна. При дальнейшем действии разрежения выжимается часть масла из шатунного подшипника и поршень вместе с шатуном перемещается вверх на величину зазора в шатунном подшипнике.

а



б

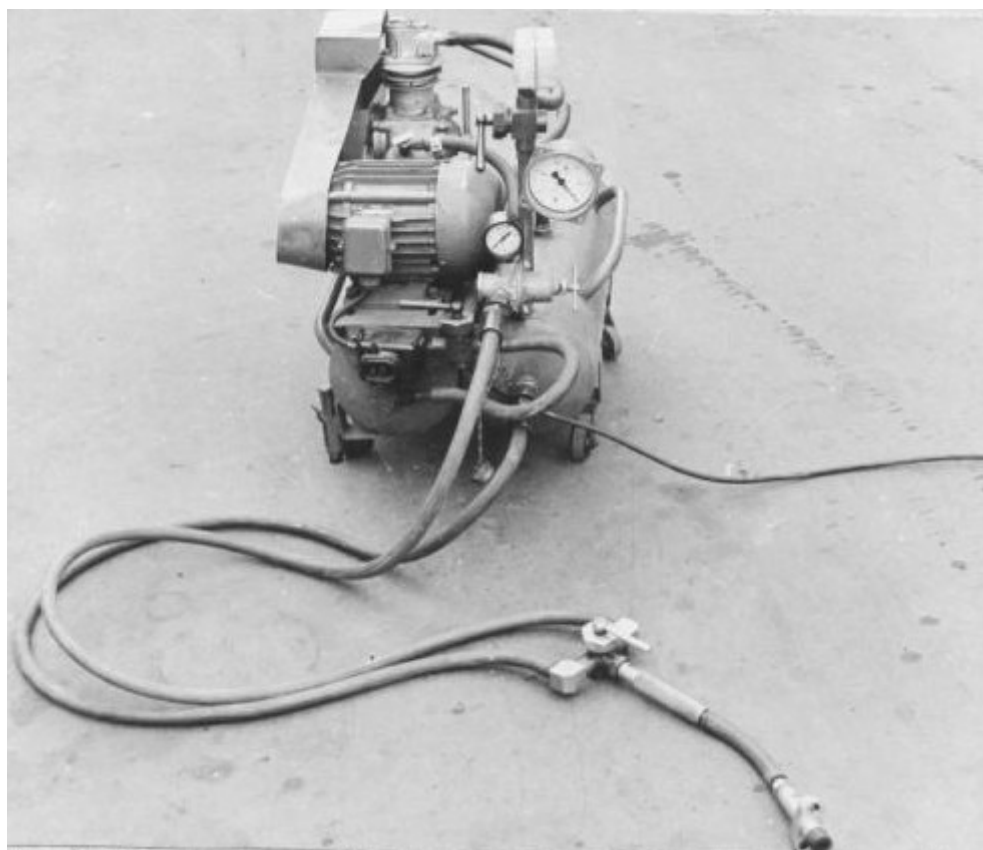


Рис. 2. Устройства, реализующие метод линейных перемещений:
а) устройство КИ-11140М – ГОСНИТИ;
б) компрессорно-вакуумная установка КИ-13907 – ГОСНИТИ

Вызывает сомнение четкость разделения зазоров, ибо для перемещения поршня нужно преодолевать не только вес шатунно-поршневой группы, но и силу трения поршневых колец о стенки цилиндра. Как отмечает Н.И. Шевцов, ступенчатое перемещение поршня возможно в том случае, когда сила веса детали, присоединяющейся к движущейся массе, превышает разность сил статического и кинетического трения. Первая ступень в траектории движения поршня соответствует зазору в шатунном подшипнике; вторая – зазору между поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна. После промывки системы смазки двигателя дизельным топливом наблюдается более четкое выделение ступеней, но при этом первая ступень соответствует зазору между поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна, а вторая – зазору в шатунном подшипнике.

Таким образом, четкость выделения ступеней в траектории движения поршня зависит от качества моторного масла, изменяющегося очень сильно в процессе эксплуатации, и силы трения поршневых колец. Сила трения поршневых колец о стенки цилиндра в значительной степени может превосходить вес шатунно-поршневой группы. Кроме того, из-за неодинаковой плотности цилиндро-поршневой группы и различной упругости поршневых колец почти невозможно однозначно подобрать величину создаваемого разрежения в цилиндре, а значит и невозможно отдельное определение зазоров в верхней и нижней головках шатуна.

Для каждого двигателя существует свой оптимальный интервал создаваемого разрежения, в котором относительная ошибка измерения достигает минимальных значений. Причем для различных двигателей смещение оптимальных значений (интервалов) лежит в широких пределах. Поэтому значение точности измерения, равное 0,8 обусловлено с одной стороны, недостаточной величиной создаваемого разрежения для преодоления веса шатунно-поршневой группы и сил трения поршневых колец, а с другой – величиной избыточного разрежения, влекущего за собой перемещение коленчатого вала в коренных подшипниках.

Наиболее ощутимо коленчатый вал перемещается при измерении зазоров в первом цилиндре и точность измерения для данного цилиндра дополнительно снижается. В обоих случаях при создании давления и разрежения в цилиндрах коленчатый вал необходимо удерживать от прокручивания.

Шевцовым Н.И. и Бобковым Ю.К. предложено при измерении зазоров (с использованием поочередно создаваемого разрежения и давления в измеряемом цилиндре) создавать постоянное давление в других цилиндрах через впускной коллектор для прижатия коленчатого вала к нижним опорам коренных подшипников и удержания его в таком положении в процессе измерения. Для создания в надпоршневом пространстве цилиндра поочередного разрежения и давления или постоянного давления открывают тот или

иной клапан двигателя Управляют клапанами о помощью специального приспособления, устанавливаемого при снятых коромыслах со стойками и валиками. Измерение же проводят также через клапан двигателя, опускаемый на днище поршня, при установлении последнего в ВМТ или вблизи нее.

По данным Н.И. Шевцова, осциллографирование процесса измерения суммарного зазора и зазора в шатунном подшипнике по измеряемой величине, соответствующей ступени траектории движения поршня позволяет установить, что фиксирование коленчатого вала в коренных подшипниках повышает точность измерения соответственно до 0,96 и 0,92.

Основным недостатком этого метода диагностирования является большая трудоемкость, связанная прежде всего со снятием и установкой коромысел со стойками и валиками, последующей регулировкой клапанов. Следует также отметить, что полученное значение суммарного зазора включает толщину масляного слоя, которая в каждом конкретном случае должна быть своей и зависит от вязкости и температуры масла.

Все рассмотренные методы диагностирования шатунных подшипников, путём контроля величины зазоров в сопряжениях по осевому перемещению поршня в области верхней мертвой точки под действием разрежения и давления в цилиндрах двигателя не обеспечивают выдавливание смазки из сопряжений, а показания еще зависят от перекладки поршня, герметичности клапанов и гильзо-поршневой группы.

В целях устранения отмеченных недостатков К.Ю. Скибневский [83] предложил динамический метод диагностирования шатунных подшипников, основанный в изменении положения поршня в ВМТ на режимах пусковых и максимальных оборотов двигателя. В первом случае сила инерции шатуна и поршневого комплекта меньше суммарной силы сопротивления движения, а во втором больше её.

При реализации метода в качестве движущей силы поршня на величину зазоров в шатунных подшипниках в области ВМТ выступает разность сил инерции шатуна и поршневого комплекта с суммарной силой сопротивления движения и тем самым отпадает необходимость в громоздкой компрессорно-вакуумной установке. Следует также ожидать, что интенсификация знакопеременных нагрузок путём изменения частоты вращения коленчатого вала, позволяет полней выбирать зазоры в сопряжениях. Однако этот метод диагностирования шатунных подшипников недостаточно исследован и для внедрения его в производство необходимо решить следующие вопросы:

- исследовать и обосновать режимы, метрологические характеристики и нормативы диагностирования;
- разработать диагностическое средство и технологию диагностирования;
- определить экономическую эффективность диагностирования.

Определение технико-экономических показателей методов диагностирования шатунных подшипников показывает, что более полно современным требованиям будет отвечать разновидность динамического метода, основанного на осевом перемещении поршня в области ВМТ под действием сил инерции деталей КШМ на работающем двигателе (в дальнейшем инерционный метод) и поэтому последования должны быть направлены на разработку данного метода.

1.3. Анализ современных теоретических предпосылок кинематики деталей кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей

Теоретические исследования по кинематике кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания базируются на том, что в сопряжениях отсутствуют зазоры, т.е. рассматривается "идеальный" механизм.

Текущее положение поршня в системе координат ХОУ (рис.3) при этом определяется по следующей зависимости [108].

$$X_3^0 = r \cos \alpha + l \cos \beta_0, \quad (2)$$

где r – радиус кривошипа; l – длина шатуна; α – угол поворота кривошипа; β_0 – угол отклонения шатуна от оси цилиндра "идеального" КШМ.

Анализ уравнения (2) показывает, что положение поршня определяется углом поворота кривошипа и в пределах одного цикла, несмотря на различие действующих сил, движение поршня повторяется с периодом 360° .

Однако, как бы точно ни был рассчитан и изготовлен КШМ, необходимость обеспечения собираемости и возможности относительного движения его звеньев диктуют наличие зазоров в сопряжениях, которые в процессе эксплуатации увеличиваются в результате износа отдельных деталей. Наличие зазоров в сопряжениях изменяет взаимодействие и координацию движения отдельных звеньев механизма и приводит в конечном итоге к так называемым постепенным отказам.

Так, основоположники теории точности механизмов Н.Г. Бруевич, Н.Е. Кобринский и др. [9, 10, 11, 12, 13] показали, что с течением времени в результате увеличения зазоров в сопряжениях, заданный закон движения ведомого звена, его скорость и ускорение будут отклоняться от расчётных.

Основные положения теории точности механизмов, изложенные в работах Н.Г. Бруевича (о точности механизмов, об основах теории ошибок механизмов, ошибки механизмов для черчения линий и другие) и исследования Н.Е. Кобринского (об ошибках скоростей, ускорений и динамических

ошибках механизмов, вызванных неточностью размеров звеньев и зазорами в шарнирах) отображают различные стороны системного подхода к вопросу точностного анализа механизмов [9...13].

В работе [12] в пределах линейной теории точности получены расчётные зависимости для определения отклонения положения поршня кривошипно-шатунного механизма от расчётного при наличии зазоров в шатунных подшипниках:

$$\Delta X = \frac{1}{\cos \beta} (\Delta R_1 \cos \Psi_{21} + \Delta R_2 \cos \Psi_{32}), \quad (3)^*$$

где β – угол отклонения шатуна от оси цилиндра реального КШМ; ΔR_1 , ΔR_2 – текущие перемещения шатуна и поршня в сопряжениях нижняя головка шатуна – шатунная шейка коленчатого вала и верхняя головка шатуна – поршневой палец; Ψ_{21} , Ψ_{32} – углы между направлением оси шатуна и направлениями перемещения в сопряжениях нижняя головка шатуна – шатунная шейка коленчатого вала и верхняя головка шатуна – поршневой палец.

Однако для определения отклонения положения поршня кривошипно-шатунного механизма по формуле (3) необходимо провести сложный силовой анализ механизма для каждого момента времени по углу поворота кривошипа и построить картину малых перемещений.

Определение отклонений скоростей и ускорений ведомых звеньев механизма с использованием линейной теории точности возможно в ограниченных случаях, когда эти отклонения сами являются малыми величинами. Это обстоятельство является затруднительным для динамического анализа механизмов с зазорами. Как показано в ряде работ [80, 81], отклонения скоростей и ускорений, вызванные наличием зазоров, могут оказаться соизмеримыми с величинами скоростей и ускорений основного движения.

Работы по нелинейной теории точности [13, 79] открыли новые возможности в области исследования динамики механизмов с зазорами, определения отклонений положения, скорости и ускорения механизмов без каких-либо ограничений на величины зазоров в сопряжениях.

В работе [79], используя основные положения нелинейной теории точности, на основе современных средств и методов вычислительной техники проводится исследование дополнительного движения, вызванного зазорами в сопряжениях, и влияние последних на динамические показатели работы механизма. Приводятся зависимости для определения положения и скорости поршня кривошипно-шатунного механизма с зазорами в верхней и нижней головках шатуна и реакций в кинематических парах. Однако,

* Уравнение (3) несколько отличается от приведенного автором (20) уравнения (76), т.к. для удобства дальнейшего анализа нами введены другие обозначения и определяет отклонение положения поршня КШМ только от зазоров в шатунных подшипниках.

полученные динамические модели могут быть реализованы только при использовании ЭВМ.

Одновременно, применительно к двигателям внутреннего сгорания отсутствуют расчётные зависимости, определяющие разницу положений поршня КШМ в ВМТ на различных тактах, которое могло бы послужить диагностическим параметром. Отсутствуют также зависимости, характеризующие переход движения отдельных деталей КШМ в свободное в пределах зазоров в сопряжениях (которое заканчивается ударом и повышает скорость изнашивания) как внутри одного такта, так и при чередовании тактов в зависимости от скоростного режима. Поэтому, дальнейшие исследования должны быть направлены на решение указанных вопросов.

На основании анализа литературных источников можно сделать следующие выводы:

1. В настоящее время 30...70% дизелей поступают в капитальный ремонт преждевременно с недоиспользованием ресурса на 1000... 2000 мото-часов. Одна из причин такого положения – отсутствие эффективных методов диагностирования шатунных подшипников.

2. Известные методы определения технического состояния шатунных подшипников не удовлетворяют современным требованиям в части точности, трудоемкости и информативности. Обобщенные показатели этих методов сравнительно низкие и находятся в пределах 0,39...0,64.

3. Предварительные расчёты показали, что в ближайшее время наиболее перспективным является метод, основанный на осевом перемещении поршня в области ВМТ на величину зазоров в сопряжениях под действием сил инерции деталей КШМ работающего двигателя, характеризующийся значением обобщенного показателя порядка 0,70.

4. Для внедрения перспективного метода в практику диагностирования сельскохозяйственной техники необходимо провести теоретические и экспериментальные исследования для обоснования соответствия перемещений поршня в ВМТ зазорам в шатунных подшипниках и определить режимы диагностирования, исследовать метрологические характеристики, разработать нормативы диагностирования, диагностическое средство и технологию, определить экономическую эффективность диагностирования.

Проведенный анализ методов диагностирования шатунных подшипников поршневых двигателей свидетельствует о наличии большого количества методов диагностирования данного сопряжения. Однако практическое применение для ресурсного диагностирования нашел метод линейных перемещений, основанный на осевом перемещении поршня в верхней мертвой точке на такте сжатия при поочередном создании в камере сгорания, разрежения и давления. Основным недостатком данного метода является большая трудоемкость диагностирования ($\tau = 0,77$) и относительно невысокая точность измерения ($\varepsilon = 0,80$).

Поэтому целью настоящего исследования является разработка методов диагностирования шатунных подшипников дизелей, основанных на осевом перемещении поршня в области ВМТ на рабочем и пусковом режимах работы двигателя, обеспечивающих повышение производительности и точности.

Для достижения поставленной цели требуется решить следующие конкретные вопросы:

1. Разработать динамическую модель перемещения деталей кривошипно-шатунного механизма поршневой машины с учётом зазоров в сопряжениях.

2. Исследовать влияние основных факторов на зависимость между диагностическим и структурным параметрами, обосновать режимы метрологические характеристики методов диагностирования.

3. Разработать и внедрить средства и технологию диагностирования шатунных подшипников.

4. Определить экономическую эффективность диагностирования шатунных подшипников.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ ИНЕРЦИОННОГО МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЯ

2.1. Кинематика кривошипно-шатунного механизма при наличии зазоров в шатунных подшипниках

Положения поршня КШМ при наличии и отсутствии зазоров в сопряжениях характеризуются соответствующими уравнениями кинематики этого механизма. Изменение кинематики деталей КШМ с зазорами по отношению к беззазорному можно использовать в качестве диагностических параметров технического состояния шатунных подшипников. Покажем это на примере дезаксиального КШМ V-образного двигателя (рис.4).

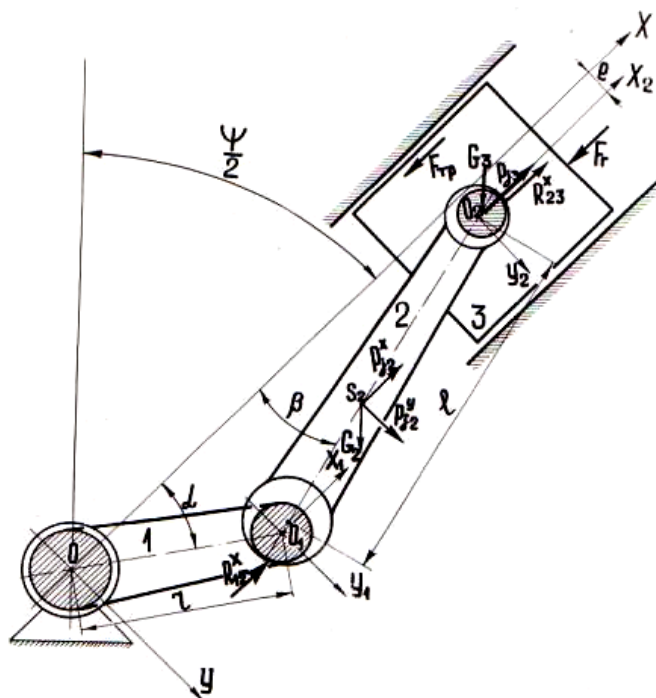


Рис.4. Принципиальная схема дезаксиального кривошипно-шатунного механизма V-образного двигателя

Предположим движение кривошипа заданным и соответствующим условием $\omega = \text{const}$ (в действительности из-за неравномерности крутящего момента двигателя угловая скорость коленчатого вала переменная, хотя и изменяется в незначительных пределах). Звенья механизма примем абсолютно жесткими, зазор между поршнем и гильзой цилиндра, а также трение и масляный клин в сопряжениях учитывать не будем. Выберем в качестве неподвижной системы координат прямоугольные декартовы

координаты XOY с началом отсчёта в геометрическом центре коренных подшипников коленчатого вала, относительно которого происходит вращение кривошипа, а ось OX направим параллельно оси цилиндра.

При отсутствии зазоров в сопряжениях КШМ имеет одну степень свободы, положение всех звеньев такого механизма однозначно определяется углом поворота кривошипа.

С учетом этих условий, дифференцируя последовательно уравнение (2), получим скорость и ускорение поршня в направлении оси OX :

$$\dot{X}_3^0 = -r\omega \sin \alpha - l\dot{\beta}_0 \sin \beta_0, \quad (4)$$

$$\ddot{X}_3^0 = -r\omega \cos \alpha - l\ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 - l(\dot{\beta}_0)^2 \cos \beta_0. \quad (5)$$

Наличие зазоров в сопряжениях реального КШМ несколько изменяет движение последнего. Так, при наличии зазора только в одной нижней головке шатуна дополнительно появляются две степени свободы, а при наличии зазоров во всех сопряжениях число дополнительных степеней свобода доходит до 16. На определенных участках траектории движения деталей такого КШМ будет иметь место контакт деталей (выборка зазоров), на других – может происходить свободное движение одной детали относительно другой.

В течение одного цикла контактное и бесконтактное движения могут многократно чередоваться. При этом происходит многократное соударение элементов и увеличивается износ трущихся поверхностей.

Для рассмотрения кинематики реального КШМ введем две подвижные системы координат: $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ с центрами на осях шатунной шейки коленчатого вала и втулки верхней головки шатуна, соответственно одноименные оси неподвижной и подвижных систем координат примем параллельными ($O_1X_1 \parallel O_2X_2 \parallel OX$, $O_1Y_1 \parallel O_2Y_2 \parallel OY$).

По аналогии с идеальным КШМ, не раскрывая связь между углом поворота кривошипа и углом отклонения шатуна от оси цилиндра, получим выражения, определяющие положение, скорость и ускорение поршня реального КШМ:

$$X_3 = X_1 + X_2 + r \cos \alpha + l \cos \beta, \quad (6)$$

$$\dot{X}_3 = \dot{X}_1 + \dot{X}_2 + r\omega \sin \alpha + l\dot{\beta} \sin \beta, \quad (7)$$

$$\ddot{X}_3 = \ddot{X}_1 + \ddot{X}_2 + r\omega^2 \cos \alpha + l\ddot{\beta} \sin \beta - l(\dot{\beta})^2 \cos \beta, \quad (8)$$

где $\beta = \beta_0 + \delta\beta$, $\delta\beta$ – отклонение шатуна при наличии зазоров в шатунных подшипниках относительно положения шатуна беззазорного КШМ; X_1 – положение геометрического центра подшипника нижней головки шатуна в

подвижной системе координат $X_1O_1Y_1$; X_2 – положение геометрического центра поршневого пальца в подвижной системе координат $X_2O_2Y_2$.

Разница положений поршня реального и идеального КШМ (ΔX_3), в произвольный момент времени равна

$$\Delta X_3 = X_1 + X_2 + l \left[\cos \beta_0 (\cos \delta\beta - 1) - \sin \beta_0 \sin \delta\beta \right]. \quad (9)$$

Из выражения (9) для положения поршня в ВМТ ($\alpha=0$, $\beta = \beta_0 = 0$ и $\delta\beta=0$) имеем $\Delta X_3 = X_1 + X_2$, т.е. разность положений определяется перемещением шатуна и поршня вместе с поршневым пальцем в системах координат $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$. Учитывая, что отклонение деталей подшипников от правильной геометрической формы неизмеримо мало по отношению к величине определяемого зазора и максимальные перемещения шатуна и поршня в направлении оси ОХ равны $X_1^{\max} = \pm \left(\frac{D_1 - d_1}{2} \right)$ и $X_2^{\max} = \pm \left(\frac{D_2 - d_2}{2} \right)$

получим область изменения положения поршня в ВМТ

$$\Delta X_3 = - \left(\frac{D_1 - d_1}{2} + \frac{D_2 - d_2}{2} \right) \dots \left(\frac{D_1 - d_1}{2} + \frac{D_2 - d_2}{2} \right), \quad (10)$$

где D_1 , d_1 , D_2 , d_2 – соответственно диаметры вкладыша нижней головки шатуна, шатунной шейки коленчатого вала, втулки верхней головки шатуна и поршневого пальца.

Максимальное изменение положения поршня реального КШМ в ВМТ (X_3^B) можно представить в виде

$$\Delta X_3^B = (D_1 - d_1) + (D_2 - d_2) \dots \quad (11)$$

Таким образом, по изменению положения поршня в ВМТ можно определить зазоры в шатунных подшипниках. Однако для определения зазоров в шатунных подшипниках по изменению положения поршня ВМТ необходимо определить условия, при которых шатун и поршень перемещаются в пределах зазоров в направлении оси ОХ. Для этого необходимо исследовать динамику реального КШМ.

2.2. Динамика кривошипно-шатунного механизма и условия выборки зазоров в сопряжениях

При наличии зазоров в сопряжениях "нижняя головка шатуна – шатунная шейка коленчатого вала" и "верхняя головка шатуна – поршневой палец" шатун и поршень могут занимать следующие четыре крайние положения в области ВМТ:

1. Шатун и поршень переместились в системах координат $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ на величины $X_1 = \frac{D_1 - d_1}{2}$ и $X_2 = \frac{D_2 - d_2}{2}$.

2. Шатун и поршень переместились в системах $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ на величины $X_1 = -\left(\frac{D_1 - d_1}{2}\right)$ и $X_2 = -\left(\frac{D_2 - d_2}{2}\right)$.

3. Шатун и поршень переместились в системах координат $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ на величины $X_1 = \frac{D_1 - d_1}{2}$ и $X_2 = -\left(\frac{D_2 - d_2}{2}\right)$.

4. Шатун и поршень переместились в системах координат $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ на величины $X_1 = -\left(\frac{D_1 - d_1}{2}\right)$ и $X_2 = \frac{D_2 - d_2}{2}$.

При реализации динамических методов диагностирования шатунных подшипников необходимо обеспечить переход шатуна и поршня из одного крайнего положения в другое, которые имеют место при свободном движении их в пределах зазоров. Для определения условий свободного движения поршня в отдельности и шатуна с поршнем, применим принцип Германа-Эйлера-Даламбера для несвободной механической системы и представим основное уравнение динамики в дифференциальной форме на координатную ось OX :

$$m_3 \ddot{X}_3 = G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_2 - R_{23}^x, \quad (12)$$

$$m_2 \ddot{X}_{S_2} + m_3 \ddot{X}_3 = (G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_2 - R_{12}^x, \quad (13)$$

где m_2, m_3 – массы шатуна и поршневого комплекта; $\ddot{X}_3, \ddot{X}_{S_2}$ – ускорения поршня и центра масс шатуна; G_2, G_3 – силы тяжести шатуна и поршневого комплекта; Ψ – угол развала осей цилиндров; F_{mp} – сила трения колец и поршня о зеркало цилиндра; F_2 – сила давления газов на поршень; R_{12}^x, R_{23}^x – составляющие силы реакции в сопряжениях кривошип – нижняя головка шатуна и верхняя головка шатуна – поршневой палец.

При переходе из несвободного движения в свободное реакции становятся равными нулю и уравнения (12) и (13) принимают вид

$$m_3 \ddot{X}_3 = G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_2, \quad (14)$$

$$m_2 \ddot{X}_{S_2} + m_3 \ddot{X}_3 = (G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_2. \quad (15)$$

Для решения полученных уравнений (14) и (15) необходимо определить каждую её составляющую. Поэтому определим положение центра масс шатуна, считая его однородным стержнем:

$$X_{S_2} = X_1 + r \cos \alpha + \frac{l}{2} \cos \beta. \quad (16)$$

Дифференцируя последовательно выражение (16), получим соответственно скорость и ускорение центра масс шатуна:

$$\dot{X}_{S_2} = \dot{X}_1 - r\omega \sin \alpha + \frac{l}{2} \dot{\beta} \sin \beta, \quad (17)$$

$$\ddot{X}_{S_2} = \ddot{X}_1 - r\omega^2 \cos \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta} \sin \beta - \frac{l}{2} (\dot{\beta})^2 \cos \beta. \quad (18)$$

В момент перехода движения звена шатун-поршень из несвободного в свободное, учитывая малость величины зазора в нижней головке шатуна по сравнению с его длиной (уменьшением длины шатуна на величину зазора можно не пренебрегать), получим

$$X_{S_2} = X_{S_2}^0 = r \cos \alpha + \frac{l}{2} \cos \beta_0, \quad (19)$$

$$\dot{X}_{S_2} = \dot{X}_{S_2}^0 = -r\omega \sin \alpha + \frac{l}{2} \dot{\beta}_0 \sin \beta_0, \quad (20)$$

$$\ddot{X}_{S_2} = \ddot{X}_{S_2}^0 = -r\omega^2 \cos \alpha + \frac{l}{2} \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 - \frac{l}{2} (\dot{\beta}_0)^2 \cos \beta_0. \quad (21)$$

Аналогично в момент перехода движения поршня из несвободного в свободное, учитывая перемещение геометрического центра ник ней головки к этому времени в направлении оси ОХ (вверх) на величину зазора в нижней головке шатуна (которая во много раз меньше начальной длины шатуна) можно определить по выражениям (4) и (5) скорость и ускорение поршня.

С достаточной для практики точностью значения угла определяются через угол α по соотношению (88)

$$\cos \beta_0 = 1 - \frac{l}{2} \lambda^2 k^2 + \lambda^2 k \sin \alpha - \frac{l}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha, \quad (22)$$

где $\lambda = \frac{r}{l}$, $k = \frac{r}{e}$ и e – смещение оси коленчатого вала от оси цилиндра.

Дифференцируя уравнение (22) определяем угловую скорость и угловое ускорение шатуна

$$-\dot{\beta}_0 \sin \beta_0 = \lambda^2 \omega k \cos \alpha - \lambda^2 \omega^2 k \sin \alpha \cos \alpha, \quad (23)$$

$$-\left(\dot{\beta}_0\right)^2 \cos \beta_0 - \ddot{\beta}_0 \sin \beta_0 = -\lambda^2 \omega^2 k \sin \alpha - \lambda^2 \omega^2 \cos^2 \alpha + \lambda^2 \omega^2 \sin 2\alpha. \quad (24)$$

Подставляя полученное выражение (24) в уравнения (5) и (21), получим

$$\ddot{X}_{S_2} = -r\omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \cos 2\alpha + \frac{\lambda}{2} k \sin \alpha \right), \quad (25)$$

$$\ddot{X}_3 = -r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha). \quad (26)$$

С учётом зависимостей (25) и (26), показывающих, что ускорения направлены в сторону, противоположную движению, равенства (14) и (15) примут вид

$$m_3 r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha) = G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_2, \quad (27)$$

$$\begin{aligned} m_2 r \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \cos 2\alpha + \frac{\lambda}{2} k \sin \alpha \right) + m_3 r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda k \sin \alpha) \\ = (G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_2. \end{aligned} \quad (28)$$

Анализ уравнений (27) и (28) показывает, что свободное движение поршня и звена шатун-поршень в пределах зазоров в верхней и нижней головках шатуна возможно на тактах впуска и выпуска при изменении скоростного режима двигателя.

При этом силы инерции деталей КШМ будут выступать в качестве движущих при выборке зазоров в шатунных подшипниках.

Так как ВМТ поршня наиболее удобно регистрировать в конце такта выпуска, рассмотрим составляющие сил равновесия в этом такте.

Сила трения состоит из двух составляющих: силы трения поршневых колец о зеркало цилиндра и силы трения самого поршня о зеркало цилиндра. Сила трения поршневых колец о зеркало цилиндра определяется по зависимости [28]

$$F_{mpk} = \pi D h_k f P_{ук} (i_k + \eta i_M), \quad (29)$$

где D – диаметр цилиндра; h_k – высота поршневого кольца; f – коэффициент трения колец о зеркало цилиндра; $P_{ук} = \frac{(A_3 - 2\pi\tau_k)E}{7,07 \left(\frac{D}{a_k - \tau_k} - 1 \right)^3}$ – давление

компрессионного кольца на стенку цилиндра от сил собственной упругости; A_3 – величина зазора в замке кольца в свободном состоянии; τ_k – величина радиального износа поршневого кольца; E – модуль упругости поршневого

кольца; a_k – радиальная толщина поршневого кольца; i_k – число компрессионных колец; i_m – число маслосъемных колец; η – отношение давления маслосъемных колец к давлению компрессионных колец.

Силы трения поршня о зеркало цилиндра и давления газов на поршень рассчитывают по зависимостям

$$F_{mpn} = G_3 f_1 \sin \frac{\Psi}{2} \quad (30)$$

и

$$F_z = \Delta p \frac{\pi D^2}{4} \quad (31)$$

где f_1 – коэффициент трения поршня о зеркало цилиндра, которое практически равно коэффициенту трения колец ($f_1=f$); Δp – избыточное давление в цилиндре дизеля.

Величина избыточного давления определяется потерями на выпуске. Учитывая, что в диагностируемом цилиндре рабочий процесс не происходит, можно его принять для дизелей без наддува равным потерям на выпуске, т.е. $\Delta p = 0,003 \dots 0,005$ МПа. Для дизелей с турбонаддувом, потери на выпуске составляют 5...10% от давления наддува или величина избыточного давления равна 0,144...0,184 МПа.

Решая уравнения (27) и (28) относительно угловой скорости с учётом равенств (29), (30) и (31) и зная, что силы инерции достигают максимальных значений в ВМТ, получим расчётные формулы, определяющие критическую частоту вращения коленчатого вала, при которой начнется свободное движение поршня и шатуна в пределах зазоров в верхней и нижней головках шатуна:

$$\omega_{kp1} \geq \sqrt{\frac{\frac{\pi h_k f E (A_3 - 2\pi \tau_k)(i_k + \eta i_m)}{7,07 \left(\frac{D}{a_k - \tau_k} - 1\right)^3} + G_3 \left(\cos \frac{\Psi}{2} + f \sin \frac{\Psi}{2}\right) + \Delta p \frac{\pi D^2}{4}}{m_3 r (1 + \lambda)}}, \quad (32)$$

$$\omega_{kp2} \geq \sqrt{\frac{\frac{\pi h_k f E (A_3 - 2\pi i_k)(i_k + \eta i_m)}{7,07 \left(\frac{D}{a_k - \tau_k} - 1\right)^3} + (G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + G_3 f \sin \frac{\Psi}{2} + \Delta}{\left[(m_2 + m_3) + \left(\frac{m_2}{2} + m_2\right) \lambda \right] r}}}, \quad (33)$$

где ω_{kp1} , ω_{kp2} – критические частоты вращения коленчатого вала, характеризующие начало выборки зазоров в верхней и нижней головках шатуна.

Из неравенств (32) и (33) следует, что в начале происходит выборка зазора в нижней головке шатуна и только затем в верхней.

Для обеспечения достаточности указанного режима при инерционном методе диагностирования время полной выборки зазоров в верхней и нижней головках шатуна не должно превышать времени поворота коленчатого вала в период свободного движения поршня и шатуна. Учитывая, что в период выборки зазоров в верхней и нижней головках шатуна поршень и звено шатун-поршень совершают сложное движение, состоящее из переносного и относительного, преобразуем основные уравнения динамики (14) и (15), представив абсолютные ускорения через составляющие

$$m_3(\ddot{X}_3^0 + \ddot{X}_2) = G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_e, \quad (34)$$

$$m_2(\ddot{X}_{S_2}^0 + \ddot{X}_1) + m_3(\ddot{X}_3^0 + \ddot{X}_1) = (G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_e. \quad (35)$$

Интегрируя выражения (34) и (35), получим:

$$\dot{X}_3^0 + \dot{X}_2 = \frac{G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_e}{m_3} t_1 + C_1, \quad (36)$$

$$m_2 \dot{X}_{S_2}^0 + m_2 \dot{X}_1 + m_3 \dot{X}_3 + m_3 \dot{X}_1 = \left[(G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_e \right] t_2 + C_2, \quad (37)$$

$$X_3^0 + X_2 = \frac{G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_e}{m_3} t_1 + C_1 t_1 + C_3, \quad (38)$$

$$m_2 X_{S_2}^0 + m_2 X_1 + m_3 X_1 = \left[(G_2 + G_3) \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_e \right] t_2^2 + C_2 t_2 + C_4. \quad (39)$$

Зная, что в момент начала выборки зазоров как в верхней, так и в нижней головках шатуна относительная скорость и ускорение равны нулю, из уравнений (36...39) следует:

$$C_4 = \dot{X}_3^0(t_0), \quad C_2 = m_2 \dot{X}_{S_2}^0(t_0) + m_3 \dot{X}_3^0(t_0),$$

$$C_3 = X_3^0(t_0), \quad C_4 = m_2 X_{S_2}^0(t_0) + m_3 X_3^0(t_0)$$

Подставив полученные зависимости в равенства (38) и (39) и, решая их относительно t_1 и t_2 , получим расчётные выражения для определения необходимого времени на выборку зазоров в верхней и нижней головках шатуна:

$$t_1 = \frac{-\dot{X}_3^0(t_0)m_3 +}{2\left(G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_z\right)} + \frac{\sqrt{\left[\dot{X}_3^0(t_0)m_3\right]^2 + 4m_3\left(G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_z\right)\left\{\left[X_3^0 - X_3^0(t_0)\right] + X_2\right\}}}{2\left(G_3 \cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_z\right)} \quad (40)$$

$$t_2 = \frac{-[m_2\dot{X}_{s_2}^0(t_0) + m_3\dot{X}_3^0(t_0)] +}{2\left[(G_2 + G_3)\cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_z\right]} + \frac{\sqrt{\left[m_2\dot{X}_{s_2}^0(t_0) + m_3\dot{X}_3^0(t_0)\right]^2 + 4\left[(G_2 + G_3)\cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_z\right]\left\{m_2\left[X_{s_2}^0 - X_{s_2}^0(t_0)\right] + m_3\left[X_3^0 - X_3^0(t_0)\right] + (m_2 + m_3)X_1\right\}}}{2\left[(G_2 + G_3)\cos \frac{\Psi}{2} + F_{mp} + F_z\right]} \quad (41)$$

Силы трения и сопротивления газов, входящие в уравнения (40) и (41), определяются на основе зависимостей (29), (30) и (31).

Как уже отмечалось, полученные значения времени выборки зазоров в верхней и нижней головках шатуна должны быть меньше или равно времени поворота коленчатого вала в период свободного движения поршня и шатуна, определяемых соответственно из условий:

$$m_3\omega_{kp_1}^2(1 + \lambda) = m_3\omega_1^2(\cos \alpha_1 + \lambda \cos 2\alpha_1 + \lambda k \sin \alpha_1), \quad (42)$$

$$m_2\omega_{kp_2}^2\left(1 + \frac{\lambda}{2}\right) + m_3\omega_{kp_2}^2(1 + \lambda) = m_2\omega_2^2\left(\cos \alpha_2 + \frac{\lambda}{2}\cos 2\alpha_2 + \frac{\lambda}{2}k \sin \alpha_2\right) + m_3\omega_2^2(\cos \alpha_2 + \lambda \cos 2\alpha_2 + \lambda k \sin \alpha_2) \quad (43)$$

где ω_1 , ω_2 – частоты вращения коленчатого вала, характеризующие конец выборки зазоров в верхней и нижней головках шатуна; α_1 , α_2 – углы поворота коленчатого вала, соответствующие началу выборки зазоров в верхней и нижней головках шатуна.

Учитывая, что выборе а зазоров как в верхней, так и в нижней головках шатуна может начинаться при углах поворота коленчатого более 270° , при которых произведения $\lambda k \sin \alpha_1$, $\frac{\lambda}{2}k \sin \alpha_2$ и $\lambda k \sin \alpha_2$ для тракторных дизелей практически равны нулю и решая зависимости (42) и (43) относительно времени получим:

$$t_1 = \frac{1}{\omega_1} \arccos \frac{-1 + \sqrt{1 + 8\lambda \left\{ \left(\frac{\omega_{кр1}^2}{\omega_1} \right)^2 + \lambda \left[1 + \left(\frac{\omega_{кр1}^2}{\omega_1} \right)^2 \right] \right\}}{4\lambda}, \quad (44)$$

$$t_2 = \frac{1}{\omega_2} \arccos \left\{ \frac{-(m_2 + m_3)\omega_2^2}{2\lambda\omega_2^2(m_2 + 2m_3)} + \right. \\ \left. + \frac{\sqrt{(m_2 + m_3)^2 \omega_2^4 + 4\lambda\omega_2^2(m_2 + m_3) \left[\omega_{кр2}^2(m_2 + m_3) + \lambda \left(\frac{m_2}{2} + m_3 \right) (\omega_{кр2}^2 + \omega_2^2) \right]}}{2\lambda\omega_2^2(m_2 + m_3)} \right\} \quad (45)$$

Расчёт критических частот вращения коленчатого вала показал (табл. 5), что для основных марок отечественных тракторных дизелей сельскохозяйственного назначения они составляют: начало выборки зазора в нижней головке шатуна 228...388 мин⁻¹ (зависимость 33) и конец выборки – 380...627 мин⁻¹ (зависимости 41,45), в верхней головке шатуна 450...740 мин (зависимость 32) и конец выборки – 1000...1400 мин (зависимости 40, 44).

С целью определения изменения положения поршня в ВМТ при расчётных значениях частот вращения коленчатого вала построены функции перемещения поршня дизеля Д-65ЛС при значении зазора в верхней головке шатуна, равном 0,20 мм и в нижней – 0,40 мм (рис.5).

Т а б л и ц а 5

Критические частоты вращения вала основных марок дизелей сельскохозяйственного назначения, определяющие выборку зазоров в верхней и нижней головках шатуна

Марка дизеля	Диаметр цилиндра, мм	Сила давления газов на поршень, Н	Выборка зазора в нижней головке шатуна, мин ⁻¹		Выборка зазора в верхней головке шатуна, мин ⁻¹	
			начало	конец	начало	Конец
ЯМЗ-240Б	130	53,1	228	380	450	1000
ЯМЗ-238НБ	130	583	347	562	661	1301
А-41,А-01М	130	53,1	228	380	450	1000
СМД-62	130	583	388	627	740	1400
СМД-Т4	120	45,2	231	386	453	1007
Д-240	110	38,0	238	392	460	1016
Д-65	110	38,0	230	385	451	1003
Д-37М	105	34,6	241	401	460	1023
Д-21	105	34,6	241	401	460	1023

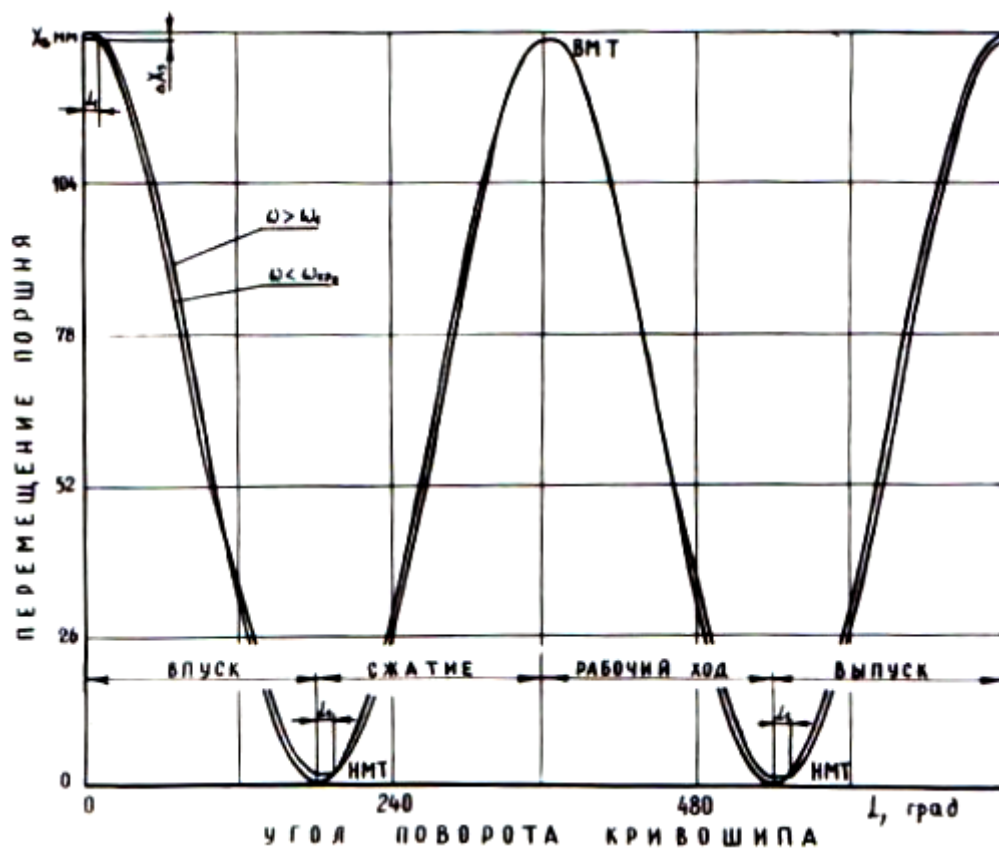


Рис.5. Функция перемещения поршня при наличии зазора в верхней и нижней головках шатуна: зазор в верхней головке составляет 0,20 мм, а в нижней – 0,40 мм

В начале такта всасывания, при малых частотах вращения ($\omega < \omega_{кр2}$) в области ВМТ происходит выборка зазоров в верхней и нижней головках шатуна и поршень при этом находится в состоянии покоя (на диаграмме угол α_1). После полной выборки зазоров начинается движение поршня и в конце такта впуска ход поршня уменьшается на величину суммарного зазора в шатунных подшипниках. В начале такта сжатия снова происходит выборка зазоров в верхней и нижней головках шатуна, только с тем отличием, что зазоры выбираются в противоположную сторону и поршень находится в состоянии покоя в НМТ. Угол поворота кривошипа, соответствующий состоянию покоя поршня равен α_1 . В конце такта сжатия поршень и шатун под действием силы давления газов максимально смещены в сторону коленчатого вала. В начале такта расширения под действием силы давления газов при движении поршня вниз зазоры выбраны в сторону коленчатого вала, а в области, близкой к НМТ, когда давление в цилиндре становится равным атмосферному, снова происходит выборка зазоров, которая повторяется в обратном направлении также в начале такта выпуска. При дальнейшем повороте кривошипа поршень и шатун

перемещаются так, что зазоры уже выбраны и расстояние между осью коленчатого вала и поршнем в ВМТ минимальное.

При частотах вращения коленчатого вала $\omega > \omega_1$ в начале такта впуска зазоры в верхней и нижней головке шатуна выбраны вверх. Когда кривошип проходит ВМТ, поршень начинает двигаться вниз, при дальнейшем повороте кривошипа, когда угол поворота превышает 90° начинается выборка зазора в шатунных подшипниках под действием сил инерции. При этом начало выборки тем больше от 90° , чем меньше частота вращения. В результате расстояние между поршнем в НМТ и осью коленчатого вала минимальное. Так как в начале такта сжатия зазоры уже выбраны и сила давления газов направлена к оси коленчатого вала сразу же после перехода кривошипа через НМТ начинается движение поршня вверх. В конце такта расширения, также как и в конце такта впуска, поршень и шатун совершают дополнительное движение на величину зазора в подшипниках. Эта же картина повторяется в конце такта выпуска и поршень в ВМТ занимает такое положение, что расстояние между поршнем и осью коленчатого вала становится максимальным.

2.3. Инерционный метод диагностирования шатунных подшипников двигателей внутреннего сгорания

Как было показано, на шатун с поршнем в процессе работы дизеля действуют силы сопротивления газов трения, гравитации и силы инерции деталей. С изменением частоты вращения коленчатого вала в очень широких пределах изменяется сила инерции, а остальные силы не изменяются или изменяются незначительно. При малых частотах вращения коленчатого вала ($\omega < \omega_{кр2}$) в момент движения поршня к верхней мертвой точке суммарная сила сопротивления ($\Sigma F_{сопр}$) больше сил инерции (P_j) и направлена от поршня в сторону коленчатого вала, т.е. $P_j < \Sigma F_{сопр}$. При достижении поршнем верхней мертвой точки в результате действия указанных сил зазоры в нижней и верхней головках шатуна будут выбраны так, что расстояние между верхней мертвой точкой поршня и осью коленчатого вала будет минимальным (рис.6). При частотах вращения коленчатого вала $\omega > \omega_1$ сила инерции деталей КШМ превышает сумму сил сопротивления при движении поршня к ВМТ на такте выпуска ($P_j > \Sigma F_{сопр}$), поршень с шатуном в области ВМТ, выбирая зазор в сопряжениях, перемещаются вверх и расстояние между верхней мертвой точкой поршня и осью коленчатого вала будет максимальным.

Разность положений поршня в ВМТ при выполнении условий $\omega > \omega_1$, $P_j > \sum F_{\text{сопр}}$ и $\omega < \omega_{\text{кр}2}$, $P_j < \sum F_{\text{сопр}}$ соответствует суммарному зазору в шатунных подшипниках. Измерение положений поршня в ВМТ при инерционном методе диагностирования шатунных подшипников дизелей возможно выполнить через форсуночное отверстие с помощью специального датчика.

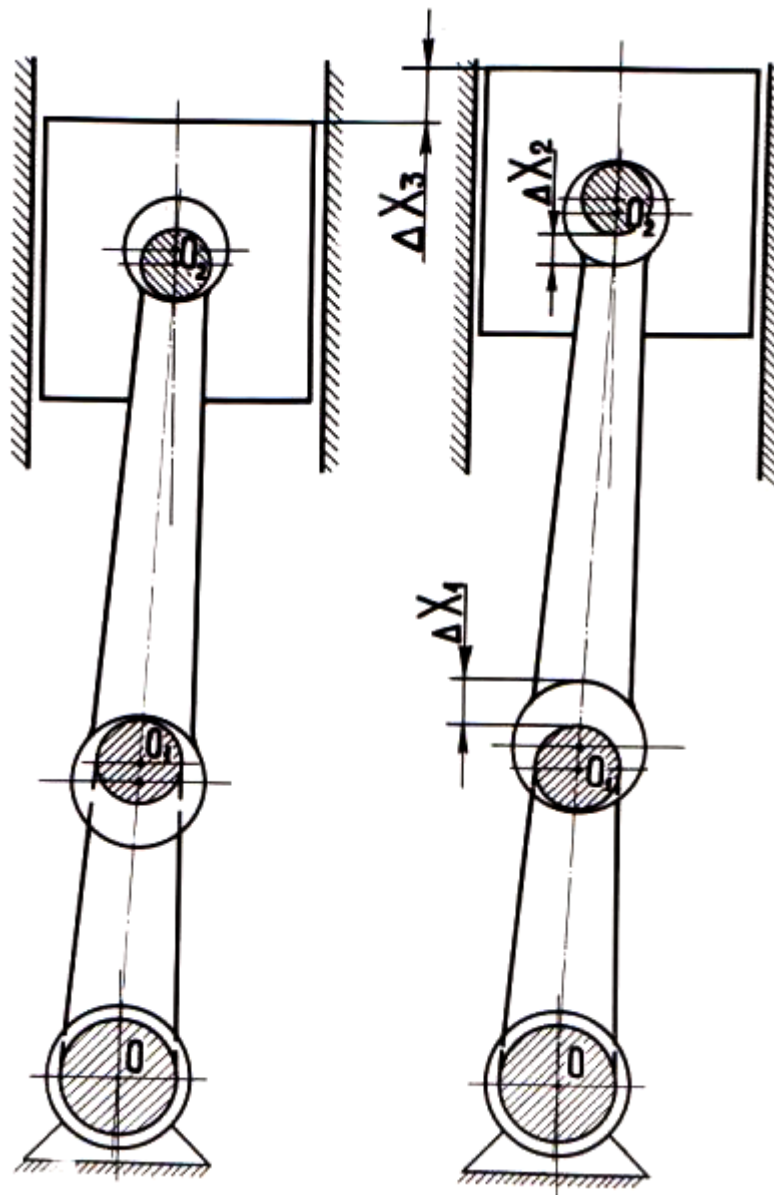


Рис.6. Изменение положения поршня в ВМТ:
 а) – $\omega < \omega_{\text{кр}2}$, $P_j < \sum F_{\text{сопр}}$; б) – $\omega > \omega_1$, $P_j > \sum F_{\text{сопр}}$

Однако, применительно к дизелям А-41, А-01М, ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б, форсунки которых расположены под колпаком головки блока (и в этой связи необходима защита оператора от масла, разбрызгиваемого в зоне механизма газораспределения при больших частотах вращения коленчатого

вала) более приемлемым является динамический метод, основанный на разности положений поршня в ВМТ на пусковых режимах ($\omega < \omega_{кр2}$) под действием сил трения и разрежения (вакуумметрический метод). Для вакуумметрического метода, как и для инерционного, поршень в ВМТ на пусковом режиме занимает на такте выпуска крайнее нижнее положение. Под действием разрежения, создаваемого в надпоршневом пространстве, на такте, соответствующем сжатию, поршень в ВМТ дополнительно перемещается на величину зазоров в шатунных подшипниках.

К одной из основных задач диагностирования относится выбор и обоснование структурных и диагностических параметров (табл.6).

Из табл. 6 видно, что диагностическим параметром для динамических методов является осевое перемещение поршня в области ВМТ.

Т а б л и ц а 6

Структура и диагностирования параметры шатунных подшипников

Сопряжения, лимитирующие ресурс	Структурные параметры	Диагностические параметры	
		частные	обобщенные
Верхняя головка шатуна – поршневой палец	Зазор в сопряжении верхняя головка шатуна – поршневой палец	Радиальное перемещение поршневого пальца относительно верхней головки шатуна	Осевое перемещение поршня
Бобышка поршня – поршневой палец	Зазор в сопряжении бобышка поршня – поршневой палец	Осевое перемещение поршня относительно поршневого пальца	Осевое перемещение поршня
Нижняя головка шатуна – шатунная шейка коленчатого вала	Зазор в сопряжении нижняя головка шатуна шатунная шейка коленчатого вала	Осевое перемещение шатуна относительно шатунной шейки коленчатого вала	Осевое перемещение поршня

2.4. Анализ факторов, влияющих на положение поршня в ВМТ

Динамические методы диагностирования шатунных подшипников дизелей основаны на определении разности положений поршня ВМТ. При этом на значение диагностического параметра (особенно для инерционного метода) оказывает влияние большое число факторов. Из них положение коленчатого вала в процессе диагностирования и тепловое состояние дизеля являются общими факторами для инерционного и вакуумметрического методов. Значение диагностического параметра для инерционного метода может быть представлено следующей функцией:

$$П = f [n, t_2, t_m (v_m), t_{жс}, P_m, P_2, \tau], \quad (46)$$

где n – частота вращения коленчатого вала; t_2 – средняя температура газов за цикл в диагностируемом цилиндре дизеля; t_m – температура масла в картере дизеля; $t_{жс}$ – температура вода в блоке дизеля; P_m – давление масла в главной масляной магистрали; P_2 – давление газов в диагностируемом цилиндре в конце такта выпуска; τ – продолжительность прокрутки коленчатого вала дизеля на диагностических режимах.

Из перечисленных факторов основным является частота вращения коленчатого вала, т.к. инерционные силы в очень широких пределах изменяются при изменении скоростного режима дизеля и выступают в качестве движущей силы. После выборки зазоров в шатунных подшипниках дальнейшее действие сил инерции приводит к деформации деталей КШГ, что может внести определенную погрешность на результаты диагностирования и поэтому необходимо оценить её величину.

Скоростной режим дизеля также определяет среднюю за цикл температуру газов в диагностируемом цилиндре. Величина перепада температур на режимах диагностирования шатунных подшипников инерционным методом довольно значительна. В результате процесса теплообмена между сжатым воздухом и поршнем, последний расширяется (удлинняется) и поэтому при реализации данного метода путём изменения времени прокрутки коленчатого вала следует выбрать такой режим, при котором тепловое воздействие в обоих случаях может быть учтено.

Температура газов в цилиндре зависит (кроме частоты вращения коленчатого вала) от температуры масла, воды и изношенности ЦПГ. Однако эти три фактора практически не влияют на перепад температуры. Как показывают расчётные выражения (32) и (33) температура масла, воды и изношенность ЦПГ влияют на суммарную силу сопротивления. Так, с понижением температуры масла и воды увеличиваются силы трения поршня и колец о стенки цилиндра, и подшипников верхней и нижней головок шатуна соответственно о поршневой палец и шатунную шейку коленчатого вала. В связи с этим для выборки зазоров в шатунных подшипниках под действием сил инерции необходимо вращать коленчатый вал с более высокой частотой.

Кроме того, суммарная сила сопротивления еще определяется давлением газов в цилиндре дизеля в конце такта выпуска. Значение давления газов в цилиндре зависит от гидравлического сопротивления выпускного тракта.

В процессе работы дизеля в сопряжениях шатунных подшипников всегда присутствует масляная пленка. На толщину масляной пленки влияют температура и давление масла в главной магистрали системы смазки. Однако, температура масла в самих сопряжениях значительно отличается от температуры масла в главной магистрали. Это различие тем больше, чем ниже температура масла в картере дизеля. Например, при температуре

масла в картере -20°C , температура масла в шатунных подшипниках достигает $+20^{\circ}\text{C}$. Начиная с 0°C , с повышением температуры вязкость современных моторных масел понижается незначительно и поэтому представляется возможным учёт влияния масляной пленки в сопряжениях на значение диагностического параметра введением поправочной величины.

Таким образом можно сделать выводы:

1. Изменение положения поршня в ВМТ при работе двигателя определяется зазорами в шатунных подшипниках и может служить диагностическим параметром.

2. Полученные аналитические выражения позволяют определить условия, при которых происходит выборка зазоров в верхней и нижней головках шатуна под действием сил инерции деталей КШМ при движении поршня от НМТ к ВМТ. Так, начало выборки зазоров в шатунных подшипниках дизелей сельскохозяйственного назначения под действием сил инерции деталей КШМ находится в пределах 228...388 мин, а полная выборка заканчивается при частотах вращения коленчатого вала 1000...1400 мин.

Значение диагностического параметра (осевое перемещение поршня в области ВМТ под действием сил инерции) определяется частотой вращения коленчатого вала двигателя, временем его прокрутки, температурой масла, перепадом температур в диагностируемом цилиндре и толщиной масляного слоя в сопряжениях. Установить влияние указанных факторов на значения диагностируемого параметра можно экспериментальным путем.

3. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1. Основные положения

Экспериментальные исследования были направлены на проверку теоретических предпосылок, рассмотренных в предыдущей главе, а также для изучения вопросов, не решённых теоретическим путём.

В соответствии с программой и задачами исследований методики предусмотрено 3 этапа экспериментальных работ.

На первом этапе предусматривалось создание конструкции устройства с целью осуществления инерционного и вакуумметрического методов диагностирования шатунных подшипников. В ходе выполнения этого этапа созданы механический (микрометрический и индикаторный) и электронный варианты устройства, решены вопросы приспособленности их к основным маркам дизелей и максимального снятия вибрация с корпуса устройств с целью повышения чувствительности.

Проведённые сравнительные испытания показали, что наиболее простым и удобным является механический вариант устройства с индикатором часового типа. Дальнейшие исследования проводились с использованием этого устройства.

На втором этапе исследования обосновывали режимы диагностирования и устанавливали корреляционные связи между структурными и диагностическими параметрами. Экспериментальные исследования по обоснованию режимов диагностирования проводили в лабораторных условиях, а по выявлению корреляционных связей между структурными и диагностическими параметрами, как в лабораторных, так и в производственных условиях на ремонте предприятия.

Исследования позволили оценить возможные деформации деталей КШМ под действием сил инерции и температуры сжатого воздуха в цилиндре дизеля при изменении частоты вращения коленчатого вала, установить изменение положения центра коленчатого вала в зависимости от частоты его вращения.

Обобщение результатов исследования, разработку, поверку и корректировку технологий диагностирования шатунных подшипников дизелей проводили на третьем этапе. Эта часть работы проведена для подтверждения выполненных теоретических и экспериментальных исследований, определения возможности и условий практического пользования инерционного и вакуумметрического методов диагностирования шатунных подшипников дизелей, определения технико-экономических показателей и нормативов диагностирования.

3.2. Обоснование объекта исследования и необходимого числа наблюдений

В настоящее время в сельском хозяйстве эксплуатируется около 3 млн тракторов более 30 марок и модификаций. Вполне естественно, что провести исследования на всех марках имеющихся дизелей не представляется возможным. Поэтому для исследования необходимо выбрать одну или две марки дизеля, с учётом следующих факторов: их количества и объёмов выполняемых работ в народном хозяйстве, перспективности, возможности распространения результатов исследования на другие марки.

На сегодняшний день одними из самых распространённых тракторов в сельском хозяйстве являются тракторы класса 14 кН, в частности МТЗ-80/82 и ЮМЗ-6Л/М. На их долю приходится около 32% тракторного парка страны.

Дизели Д-65 также успешно используются на землеройных, мелиоративных, дорожных и строительных машинах.

Необходимо отметить также то, что все дизели имеют однотипную кривошипно-шатунную группу.

В качестве объекта лабораторных исследований использовались дизели Д-65ЛС и Д-240, т.к. у них применяется одинаковая цилиндро-поршневая и кривошипно-шатунная группы с небольшими несущественными конструктивными изменениями. Исследования в производственных условиях проводили на всех марках тракторных дизелей сельскохозяйственного назначения.

Выводы по результатам исследований можно считать достаточно обоснованными, если исследования проведены в достаточном объёме, обеспечивающем получение результатов с требуемыми точностью и доверительной вероятностью.

Минимальный объём выборки, который обеспечивал принятую точность и доверительную вероятность определяли по методике [64] или вычисляли по следующей зависимости [77]:

$$m = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\delta}, \quad (47)$$

где t – распределение Стьюдента, которое определяется из равенства $2\Phi(t) = \alpha$ [77]; σ – среднее квадратическое отклонение; δ – принятая точность.

В процессе выполнения исследований количество объектов наблюдений устанавливали в следующих случаях: при определении точностных характеристик инерционного и вакуумметрического методов, соотношений зазоров в сопряжениях КШМ, распределения зазоров в сопряжениях КШМ в момент поступления дизелей в капитальный ремонт и функции изменения

зазоров в сопряжениях КШМ от наработки. Полученные их значения приведены в частных методиках.

3.3. Экспериментальная установка, оборудование и аппаратура

Постановление задачи экспериментальных исследований решали сначала в лабораторных условиях, причём условия лабораторных исследований были, если не полностью, то максимально приближены к производственным условиям. Поэтому, установке предъявляли требования по обеспечению возможности:

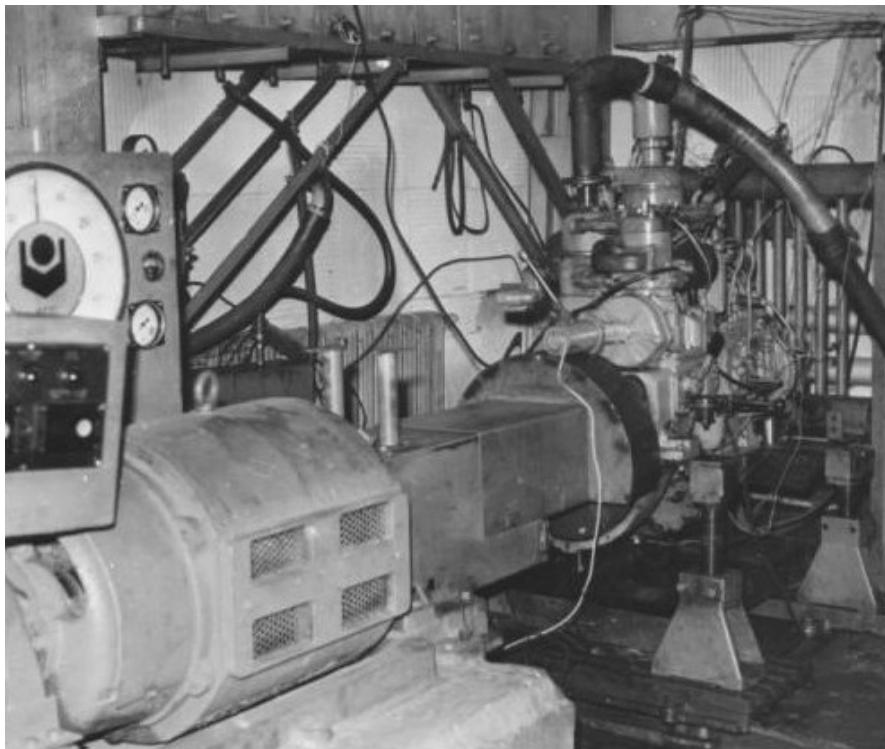
- контроля скоростного и теплового режимов работы дизеля;
- плавного изменения скоростного и теплового режима дизеля;
- создания различного технического состояния в сопряжениях шатунных подшипников путём замены составных частей.

Исходя из этих требований, для проведения исследования была создана экспериментальная установка на базе электротормозного стенда КИ-2118А, позволяющая проводить исследования на дизелях Д-65ЛС и Д-240 (рис. 7а). Установка позволяла устанавливать любой скоростной режим в пределах $150 \dots 1400 \text{ мин}^{-1}$ при прокрутке дизеля пусковым устройством и стендом и в пределах $700 \dots 1750 \text{ мин}^{-1}$ при работе дизеля.

Управление скоростным режимом осуществляли реостатом стенда и механизмом изменения положения рейки топливного насоса. При выборе аппаратуры исходили из необходимости регистрации траектории движения центра оси коренных шеек коленчатого вала, диагностического и структурных параметров с минимальной достижимой погрешностью, создания определённых режимов работы дизеля и регистрации информации специальными самописцами и посредством цифровой индикации (рис. 7б, 8).

Контроль температуры масла в картере дизеля, воды и температуры газов в отключенном цилиндре проводили с помощью потенциометров ЭПП-09МЗ и ЭПР-09МЗ с хромель-копелевой термопарой. Запись информации проводилась на бумажную ленту с погрешностью $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Измерение давления масла в масляной магистрали проводилось манометром типа ОБ М1-100 с пределом измерения $0 \dots 0,6 \text{ МПа}$.

а



б



Рис.7. Экспериментальная установка для исследований инерционного и вакуумметрического методов диагностирования шатунных подшипников:
а – стенд электротормозной; б – измерительная аппаратура

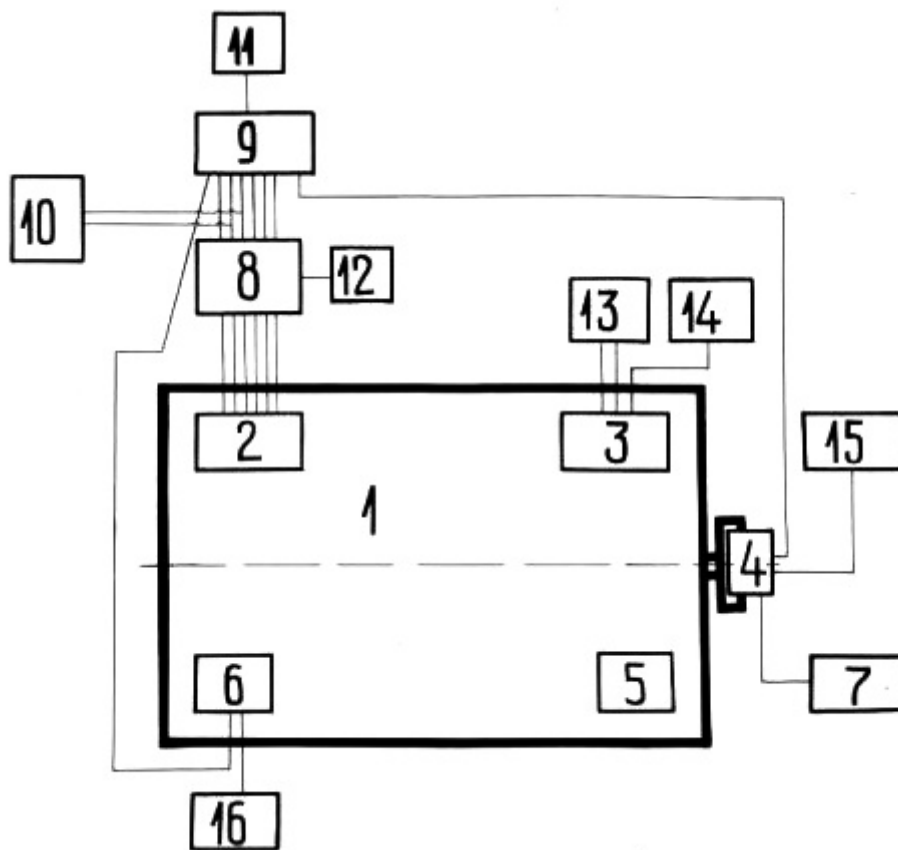


Рис.8. Аппаратурная схема исследования:

- 1 – дизель; 2 – первичные преобразователи относительных перемещений ДП-2 см; 3 – преобразователи для контроля режимов работы дизеля; 4 – бесконтактный датчик БК-А-О; 5 – устройство для контроля перемещения поршня в ВМТ; 6 – датчик давления ЛХ-412; 7 – частотомер-хронометр Ф-5041; 8 – виброизмерительная аппаратура ВИ6-6ТН; 9 – светолучевой осциллограф Н-115; 10 – осциллограф двухлучевой С1-17; 11 – блок питания 11-133; 12 – выпрямитель стабилизированный ВС-26; 13 – электронный автоматический потенциометр ЭПР-09МЗ; 15 – универсальный источник питания УИП-2; 16 – усилитель тензометрический УТ4-1

3.4. Методика исследования влияния скоростного и теплового режима работы дизеля на перемещение поршня в области ВМТ

Как было показано в разд. 2, основным фактором, определяющим положение поршня в ВМТ, является скоростной режим дизеля. Поэтому ставилась задача экспериментально проверить расчётные значения частот вращения коленчатого вала, определяющих режим диагностирования.

Одновременно, в подразд. 2.4 отмечалось, что значение диагностического параметра зависит от линейного расширения деталей КШМ (в частности, поршня) под действием температуры сжатого воздуха в цилиндре,

являющейся функцией частоты вращения коленчатого вала дизеля. Поэтому с целью обеспечения постоянства теплового состояния поршня во всём скоростном режиме, экспериментальные исследования проводили при полностью декомпрессированном цилиндре дизеля Д-65ЛС путём снятия обоих клапанов данного цилиндра.

Задавая дизелю минимальный скоростной режим (150 мин⁻¹) определяли ВМТ поршня устройством, приведённым на рисунке 10 и настраивали индикатор устройства при этом на «0». Изменяя частоту вращения коленчатого вала от 150 мин⁻¹ до 1750 мин⁻¹, через каждые 100 мин⁻¹ регистрировали положение поршня в ВМТ. Кроме того, на наиболее важных участках скоростного режима, с точки зрения установления режима диагностирования, шаг измерения сужали до 10...50 мин⁻¹. Частоту вращения от 150 до 300 мин⁻¹ создавали прокруткой коленчатого вала дизеля пусковым двигателем, свыше 300 мин⁻¹ до 1400 мин⁻¹ – вращением с помощью стенда и от 700 до 1750 мин⁻¹ работой на трёх цилиндрах дизеля. Значение частоты вращения контролировали по показаниям частотомера-хронометра Ф-5041, считывающего количество импульсов, поступающих с датчика БК-А-О, установленного против шкива коленчатого вала (рис. 10) и тахометра стенда КИ-2118А.

Измерения положения поршня в ВМТ проводили с 3-кратной повторностью с погрешностью $\pm 0,005$ мм, что соответствует точности 0,006 мм и доверительной вероятности 0,95 при значении среднеквадратического отклонения измеряемой величины 0,005 мм.

Тепловой режим дизеля при определении положения поршня в ВМТ от скоростного режима поддерживали постоянным. Влияние теплового состояния дизеля на положение поршня в ВМТ выявляли путём ступенчатого изменения температуры масла (t_m) в картере и температуры охлаждающей жидкости ($t_{ж}$) в блоке дизеля от 10° до 90°С с интервалом 20°С. В процессе экспериментов температуры масла и охлаждающей жидкости (воды) записывали потенциометром ЭПП-09МЗ с погрешностью $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

Суммарный зазор в шатунных подшипниках при этом составлял $0,50 \pm 0,01$ мм.

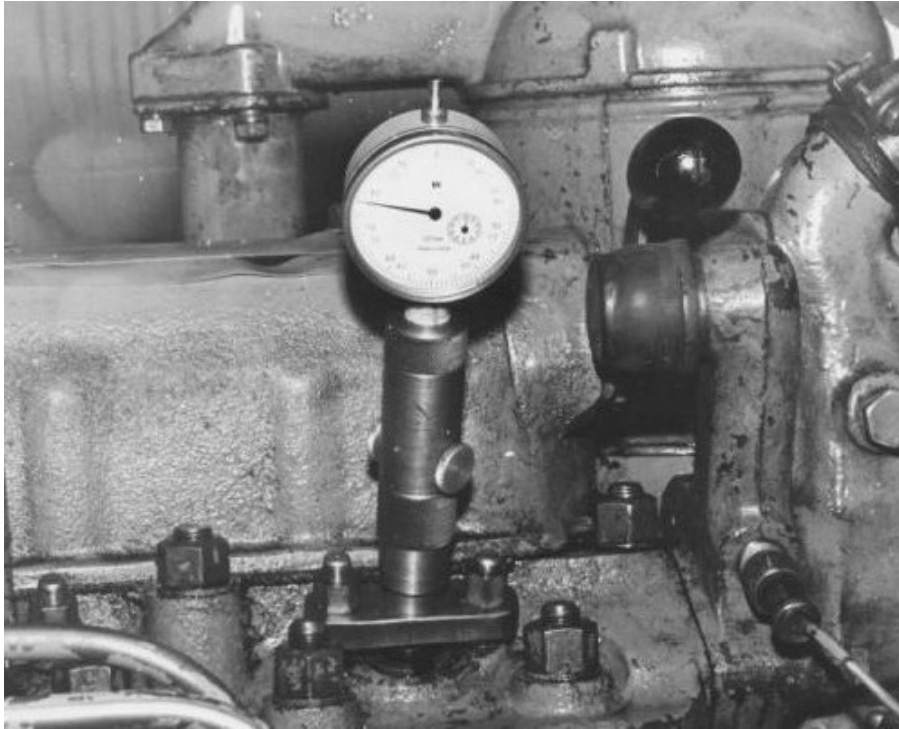


Рис. 9. Измерение положения поршня в ВМТ с помощью устройства механического типа с индикатором ИЧ-10 ГОСТ 577-68

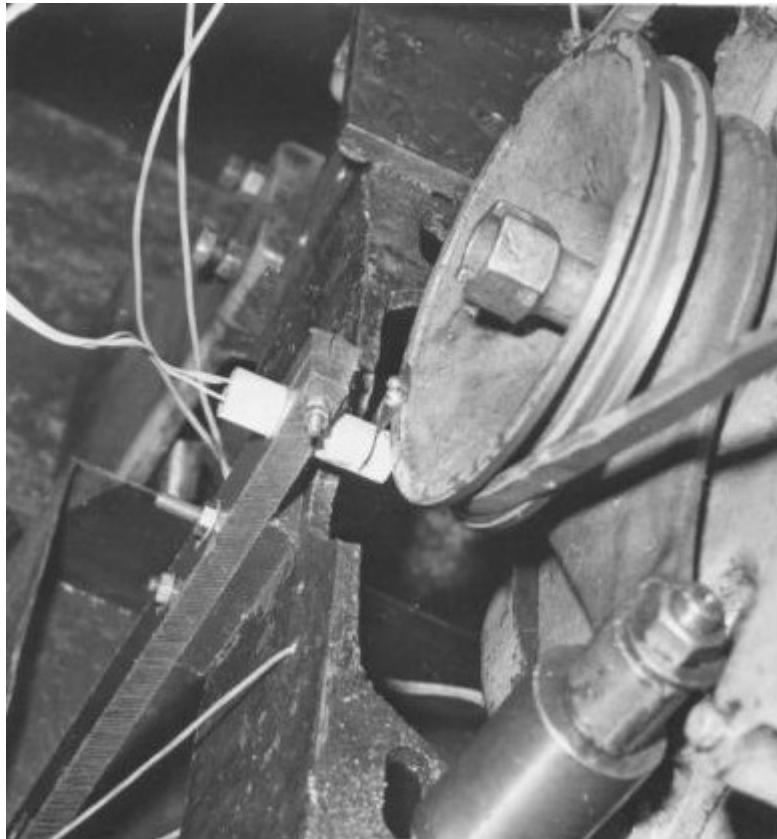


Рис. 10. Установка датчика контроля частоты вращения коленчатого вала и отметчика ВМТ против шкива двигателя:
1 – флажок датчика контроля частоты вращения коленчатого вала и отметчика ВМТ; 2 – датчик контроля частоты вращения коленчатого вала типа БК-А-О

3.5. Методика исследования теплового расширения поршня

В процессе диагностирования шатунных подшипников инерционным методом детали КШМ (и прежде всего поршень) разогреваются на тактах сжатия. Средняя температура воздуха в диагностируемом цилиндре дизеля в режиме пусковых и максимальных оборотов холостого хода составляет соответственно 170...200 °С и 240...260 °С.

С целью определения влияния и динамики тепловых деформаций деталей КШМ на результаты диагностирования, при постоянных значениях частоты вращения коленчатого вала на пусковых и максимальных скоростных режимах определяли изменение положения поршня в ВМТ.

Прокручивая коленчатый вал дизеля с соответствующей частотой, находили с помощью устройств, приведённого на рисунке 9, сразу же после установления постоянного скоростного режима, положение ВМТ поршня. Приняв это положение за начальное и, настроив индикатор устройства на «0», через каждые 15 с с момента установки «0», зафиксировали показания индикатора. После стабилизации показаний индикатора дизель переводили на максимальной скоростной режим. При этом, как и ранее, после выхода дизеля на установившийся режим работы, настраивали индикатор на «0». Регистрируя с интервалом 15 с изменение положения поршня в ВМТ, определяли линейное расширение поршня на втором скоростном режиме.

Эксперименты проводили с 3-кратной повторностью. Время контролировали по секундомеру с точностью $\pm 0,5$ с.

Величина теплового расширения поршня зависит от его начальной температуры. Поэтому, с целью установления времени и величины максимального расширения поршня, перед началом экспериментов температура масла в картере и охлаждающей жидкости в блоке дизеля была постоянной и составляла 10°С.

3.6. Методика исследования линейных деформаций поршня и шатуна под действием сил инерции

Так как инерционный метод диагностирования основан на изменении положения поршня на пусковых и максимальных оборотах двигателя на такте выпуска, то при этом будут различными нагрузки, действующие на КШМ, и величины их упругой деформации. При малых частотах вращения коленчатого вала на такте выпуска суммарная сила сопротивления больше суммы сил инерции и поэтому шатун и поршень испытывают сжимающие нагрузки, но их величина очень мала, а значит и деформация этих деталей практически равна нулю. При частотах вращения коленчатого вала равных максимальным оборотам холостого хода в конце такта выпуска силы инерции достигают максимума и, преодолевая силы сопротивления,

выбирают зазор в шатунных подшипниках, растягивая при этом шатун и поршень. Поэтому естественно возникает вопрос, какова деформация шатуна и поршня под действием сил инерции, достигающих наибольшего значения при максимальных оборотах холостого хода и каково их влияние на точность диагностирования.

Инерционные силы, растягивающие поршень, определяются массой части поршня, расположенной выше оси поршневого пальца, а шатуна – массами поршневого комплекта и шатуна без крышки. Считая, что массы поршня и шатуна распределены по их длине равномерно, рассчитывали силы, эквивалентные инерционным нагрузкам при максимальных оборотах холостого хода по зависимостям:

$$P_{jn} = \frac{m_{e.n} \tau \omega_{x.x}^2 (1 + \lambda)}{2}, \quad (48)$$

$$P_{ju} = m_3 \tau \omega_{x.x}^2 (1 + \lambda) + \frac{m_{e.u} \tau \omega_{x.x}^2 (1 + \lambda)}{2}, \quad (49)$$

где P_{jn} , P_{ju} – силы эквивалентные инерционным нагрузкам, действующим на поршень и шатун; $m_{e.n}$ – масса верхней части поршня с кольцами; m_3 – масса поршневого комплекта; $m_{e.u}$ – масса шатуна без крышки; $\omega_{x.x}$ – угловая скорость коленчатого вала при максимальных оборотах холостого хода.

Расчётные значения результирующих нагрузок, действующих на поршень и шатун для различных марок дизелей приведены в табл. 7.

Из табл. 7 видно, что максимальные растягивающие нагрузки, действующие на поршень и шатун соответственно равны 1,4...4,0 кН и 7,8...21,6 кН.

В целях определения возможной деформации деталей КШМ под действием сил инерции было сконструировано специальное приспособление (рис.11), позволяющее растягивать этот механизм в собранном виде на блоке дизеля. Объект подготавливали к экспериментам следующим образом. Разобрав дизель, промывали и протирали КШМ и заново собирали их. При сборке плоскость оси коленчатого вала совмещали с плоскостью осей цилиндров. В этом положении, подложив под вкладыши коренных шеек коленчатого вала медную фольгу, зажимали его в опорах.

Собрав приспособление на поверхности блока, растягивали весь КШМ поочередно за поршень и отдельно за шатун. При растягивании механизма за поршень основная доля деформации приходится на него и поэтому нагрузку изменяли в пределах 0...1,7 кН, что соответствует инерционным нагрузкам, действующим на данную деталь на работающем дизеле. Деформацию поршня регистрировали с помощью двух многооборотных головок 1 МИГ, контактирующих с поршнем. Ножки многооборотных головок касались поверхности поршня в окружности одного радиуса, а их плоскость проходила через ось цилиндра.

Таблица 7

Характеристики, определяющие инерционные нагрузки деталей КШМ и расчётная величина инерционных сил

Марка дизеля	Масса поршневого комплекта, кг	Масса верхней части поршня с кольцами, кг	Масса шатуна без крышки, кг	Общая масса шатуна	Радиус кривошипа, мм	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	Максимальные обороты холостого хода, мин ⁻¹	Расчётные инерционные нагрузки, действующие на	
								поршень, Н	Шатун, Н
ЯМЗ-240Б	4,15	2,06	2,87	4,01	70,0	0,264	2000	3993	21564
А-41	4,15	2,06	3,31	4,25	70,0	0,264	1800	3235	18231
А-01М	4,15	2,06	3,31	4,25	70,0	0,264	1700	2885	16262
СМД-62	3,44	1,80	2,44	3,85	57,5	0,274	2280	3755	19440
СМД-14	3,06	1,52	2,83	3,84	70,0	0,280	1830	2498	14710
СМД-14Н	3,05	1,52	2,83	3,84	70,0	0,280	1900	2693	15822
Д-240	2,35	1,17	1,95	2,70	62,5	0,272	2300	2695	15319
Д-65	2,35	1,17	2,03	2,87	65,0	0,264	1800	1706	9813
Д-50	2,35	1,17	1,95	2,73	62,5	0,272	1750	1560	8868
Д-37М	2,22	1,11	1,62	2,32	60,0	0,279	1750	1428	7801
Д-21А	2,22	1,11	1,62	2,32	60,0	0,279	1850	1597	8718

При растягивании КШГ за шатун нагрузку изменяли в пределах 0...9,8 кН. Величину деформации определяли с помощью той же многооборотной головки, касающейся головки шатуна по оси.

В качестве измерителя усилия в обоих случаях использовали образцовый динамометр ДОСМ-3, позволяющий создать нагрузку от 0 до 24,9 кН, шаг изменения нагрузки составлял 500Н. Поршень и шатун нагружали с помощью винтовой пары приспособления и определяли величину создаваемого растягивающего усилия по показанию индикатора динамометра, на основе тарифовочного графика (рис.12), полученного по результатам государственной проверки.

Измерения проводили на всех 4-х цилиндрах дизеля Д-65ЛС с 3-кратной повторностью с погрешностью $\pm 0,0005$ мм.

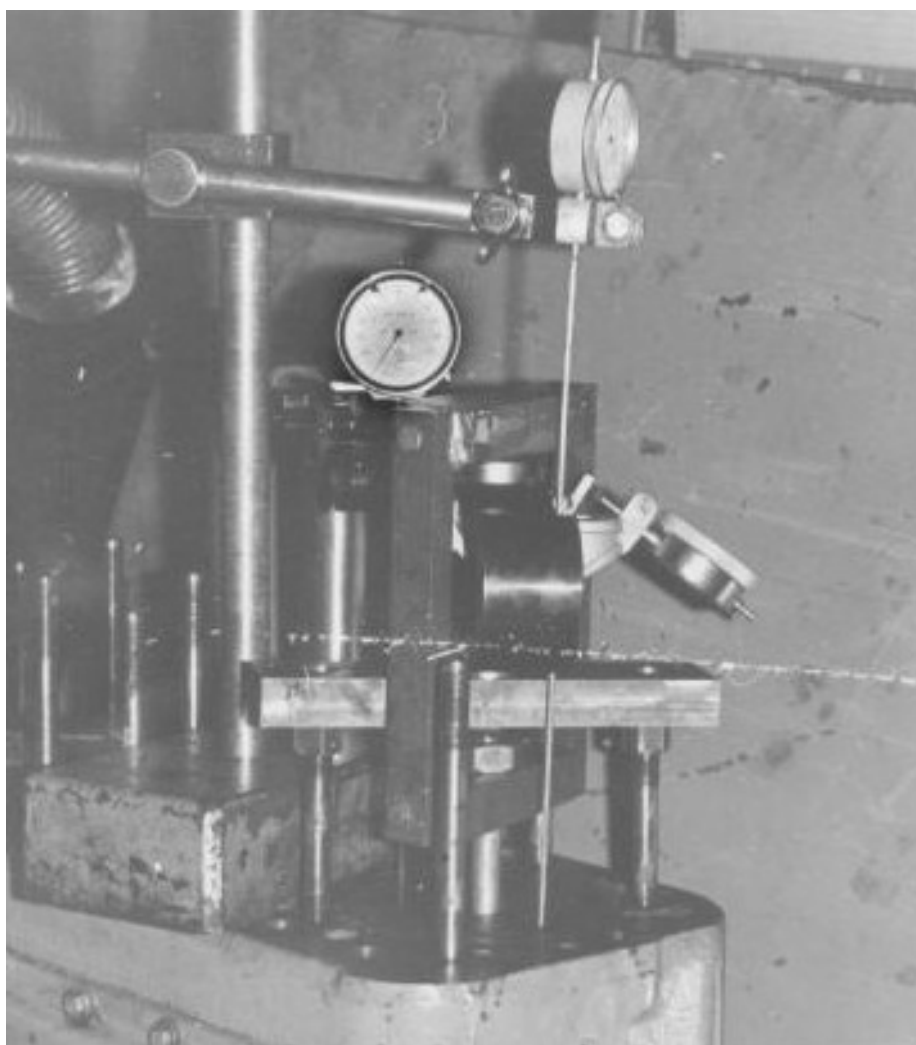


Рис.11. Приспособление для растяжки шатуна и поршня

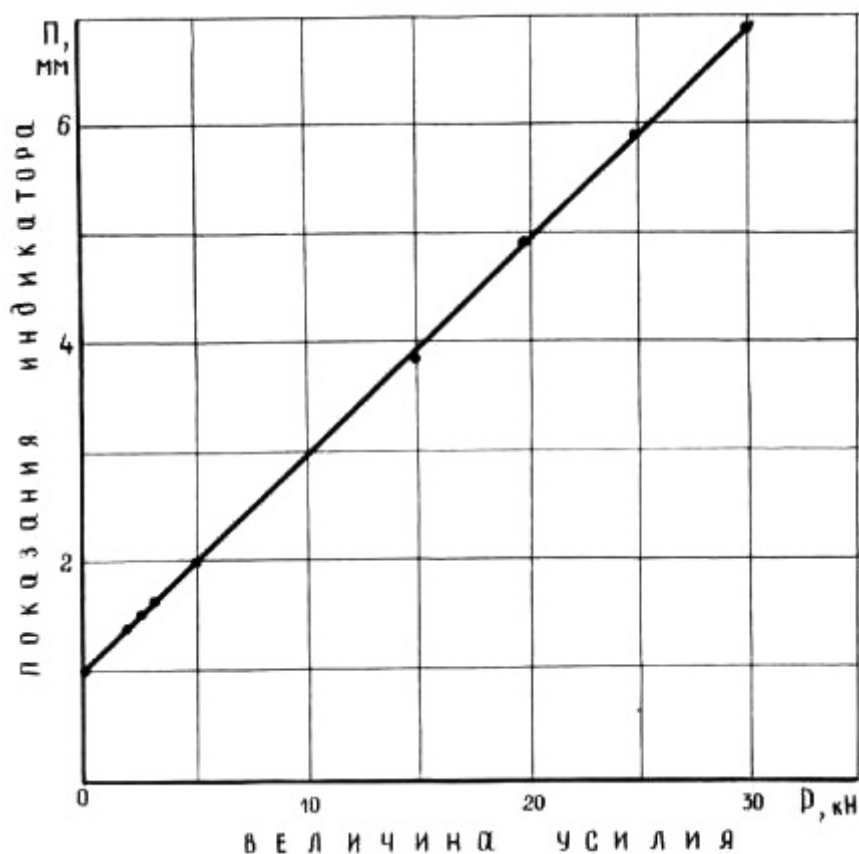


Рис.12. Тарировочный график динамометра ДОСМ-3

3.7. Методика исследования траектории коренных шеек коленчатого вала.

При разработке теоретических предпосылок инерционного метода диагностирования шатунных подшипников исходили из того, что в коренных подшипниках зазоры отсутствуют. В действительности, наличие зазоров в указанных сопряжениях могут внести погрешность в результаты диагностирования. Поэтому необходимо было оценить изменение положения геометрического центра коренных шеек коленчатого вала в обоих зазорах в зависимости от его частоты вращения.

В результате анализа существующих методов измерения перемещений центра вала коренных и шатунных подшипников [53, 73, 75] предпочтение было отдано индуктивному методу, т.к. он обладает высокой чувствительностью и большей стабильностью.

Для измерения перемещения в (1-й, 2-й и 5-й) коренные подшипники устанавливали по два индуктивных датчика ДП-2см под углом 90° друг к другу (рис.13). Во избежание выдавливания датчики устанавливали в зоне низких гидравлических давлений. В качестве источника питания датчиков

и усилителя сигналов была использована виброизмерительная аппаратура ВИБ-6ТН. При одновременной записи показаний обоих датчиков с помощью светолучевого осциллографа Н-115 получали координаты положения центра коренных шеек коленчатого вала относительно неподвижно закреплённых датчиков для любого момента времени в пределах одного цикла работы дизеля.

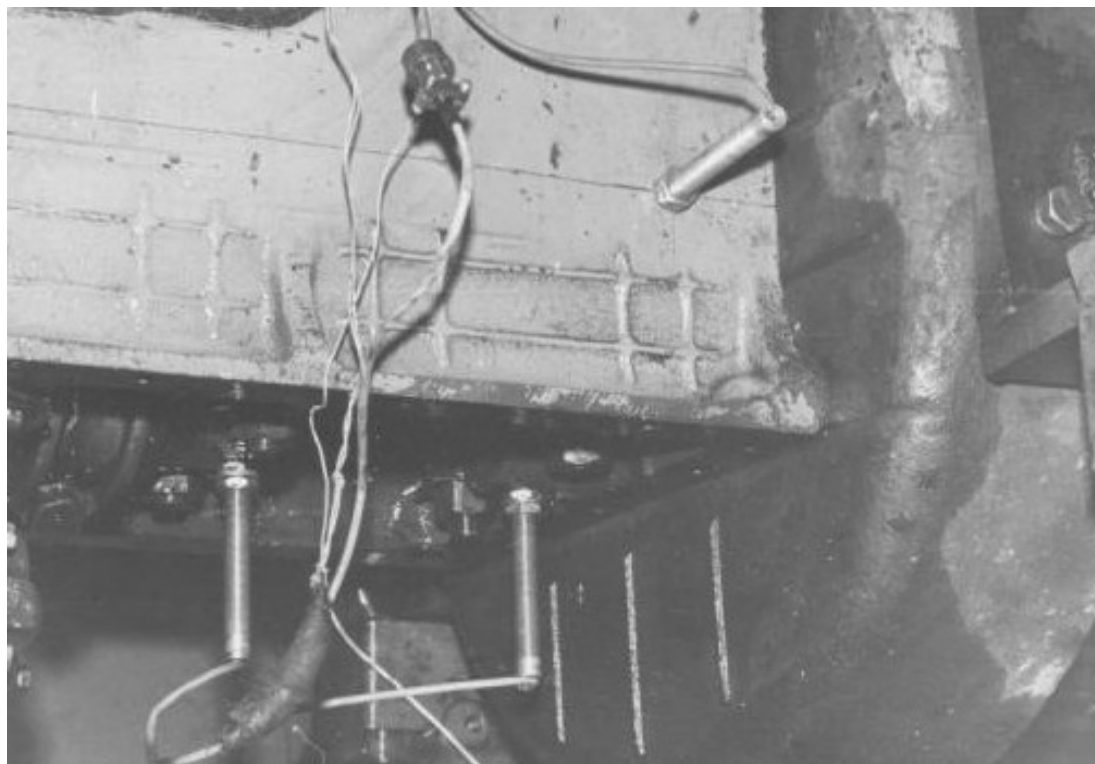


Рис.13. Установка первичных преобразователей относительных перемещений ДП-2см в коренные подшипники:
1 – первичные преобразователи относительных перемещений ДП-2см

Для определения нулевой линии в нижней части опоры устанавливался дополнительно датчик сближения, который представлял собой латунный электрод, изолированный от тела подшипника и обработанный заподлицо с источником тока низкого напряжения. С целью определения такта, протекающего в цилиндре дизеля, использовали изменение давления в топливопроводе высокого давления, регистрируемое с помощью датчика давления ЛХ-412 (рис.14). Сигнал, идущий с датчика давления, записывали одним из каналов светолучевого осциллографа.

Регистрацию центра коренных шеек коленчатого вала проводили при зазорах в коренных подшипниках равных $0,30 \pm 0,02$ мм.

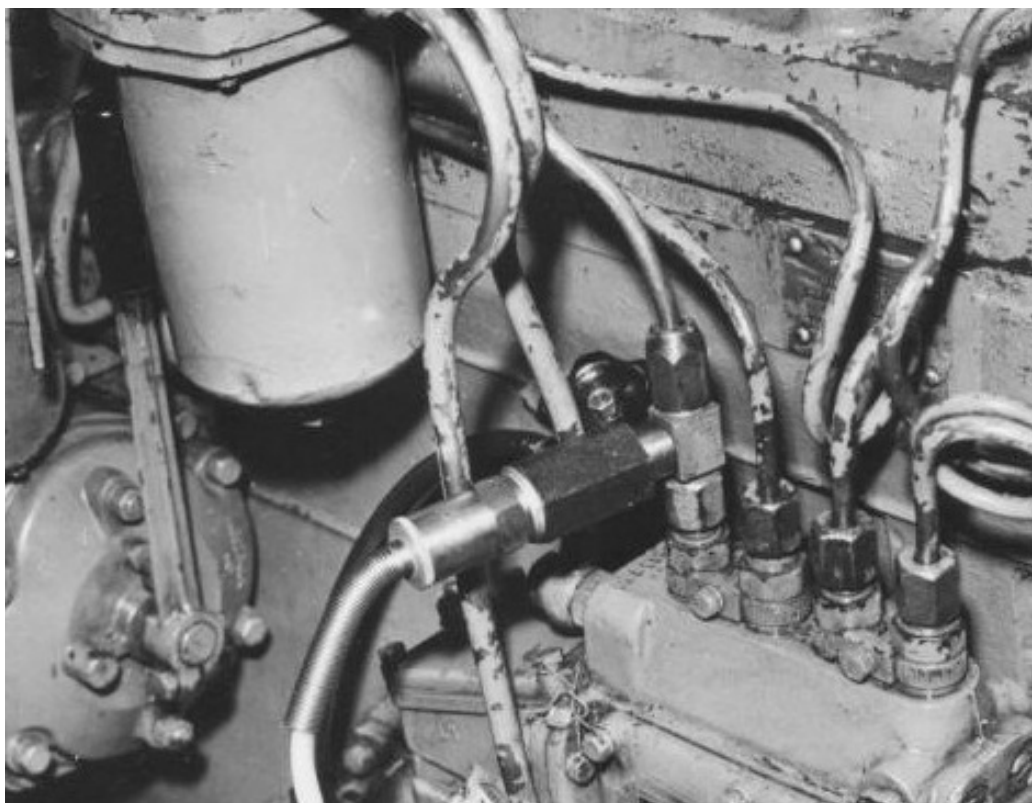


Рис.14. Установка отметчика такта на топливопроводе высокого давления:
1 – датчик давления ЛХ-412

Частота вращения коленчатого вала при определении перемещения центра его коренных шеек составила 230, 720, 950, 1300 и 1750 мин⁻¹.

Влияние теплового состояния дизеля на положение центра коренных шеек коленчатого вала оценивали путём ступенчатого изменения температуры масла (t_m) и охлаждающей жидкости ($t_{ж}$) от 20° до 80°С с интервалом 20°С.

Тарировку датчиков выполняли специальным устройством, изображённом на рис.15. Микрометрическая головка 8 крепилась на стойке 7 устройства таким образом, чтобы торец подвижной пятки микрометрического винта был строго параллелен вертикальной плоскости стойки. Датчик 1 устанавливали в сосуд-стойку 4, выставленную так, что оси датчика и микрометрической головки были строго соосны. Свободный конец сердечника 5 фиксировали относительно подвижной пятки микрометрического винта центрирующей втулкой 6.

Перед тарировкой датчики перемещения устанавливали в коренные подшипники и, изменяя вылет сердечника относительно корпуса путём ввёртывания или вывёртывания последнего, их балансировали.

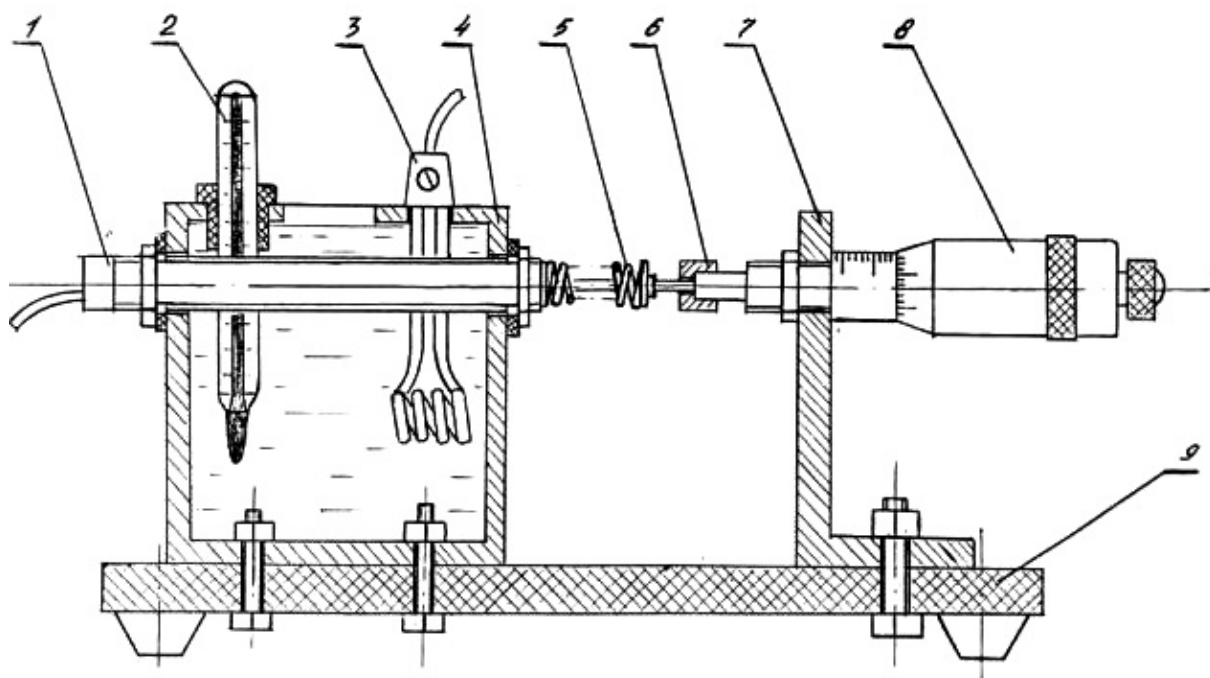


Рис.15. Устройство для тарировки датчиков перемещения ДП-2 см:
 1 – датчик ДП-2см; 2 – ртутный термометр; 3 – нагревательный элемент;
 4 – сосуд-стойка с водой; 5 – сердечник с пружиной; 6 – центрирующая втулка;
 7 – стойка; 8 – микрометрическая головка; 9 – основание

Не меняя балансировку каналов ВИ6-6ТН, датчики поочерёдно устанавливали в тарировочное приспособление и, перемещая их сердечники подвижной пяткой микрометрического винта, добивались первичной балансировки. Относительно этого положения, перемещая сердечник датчика с шагом $\pm 0,10$ мм, путём вращения барабана микрометрической головки, на экране осциллографа Н-115 регистрировали изменение положения луча гальванометра и записывали его одновременно на осциллографическую бумагу. Такая операция повторялась трёхкратно, а значения тарировочных отметок усреднялось. Тарировку каждого датчика проводили в начале и конце каждой серии опытов при температурах, соответствующих рабочей температуре в процессе регистрации траектории перемещения коренных шеек коленчатого вала. После проведения измерений строили тарировочный график (рис.16).

Построение траектории движения центра коленчатого вала в зазоре подшипника, с помощью которой определяли его положение при подходе к ВМТ, осуществляли путём обработки осциллографических записей изменения зазора в зоне расположения индуктивных датчиков, полученных на ультрафиолетовой бумаге УФ-67. Каждую осциллограмму, полученную

для исследуемого режима работы обрабатывали в интервале одного цикла работы дизеля, через 15° по углу поворота коленчатого вала. По координатам двух датчиков для соответствующего угла поворота коленчатого вала определяли радиус-вектор положения центра шейки коленчатого вала.

По данным обработки осциллограмм в полярной системе координат строили траектории движения центра коленчатого вала в окружности зазора, изображённой в масштабе, соединяя полученные точки плавной кривой.

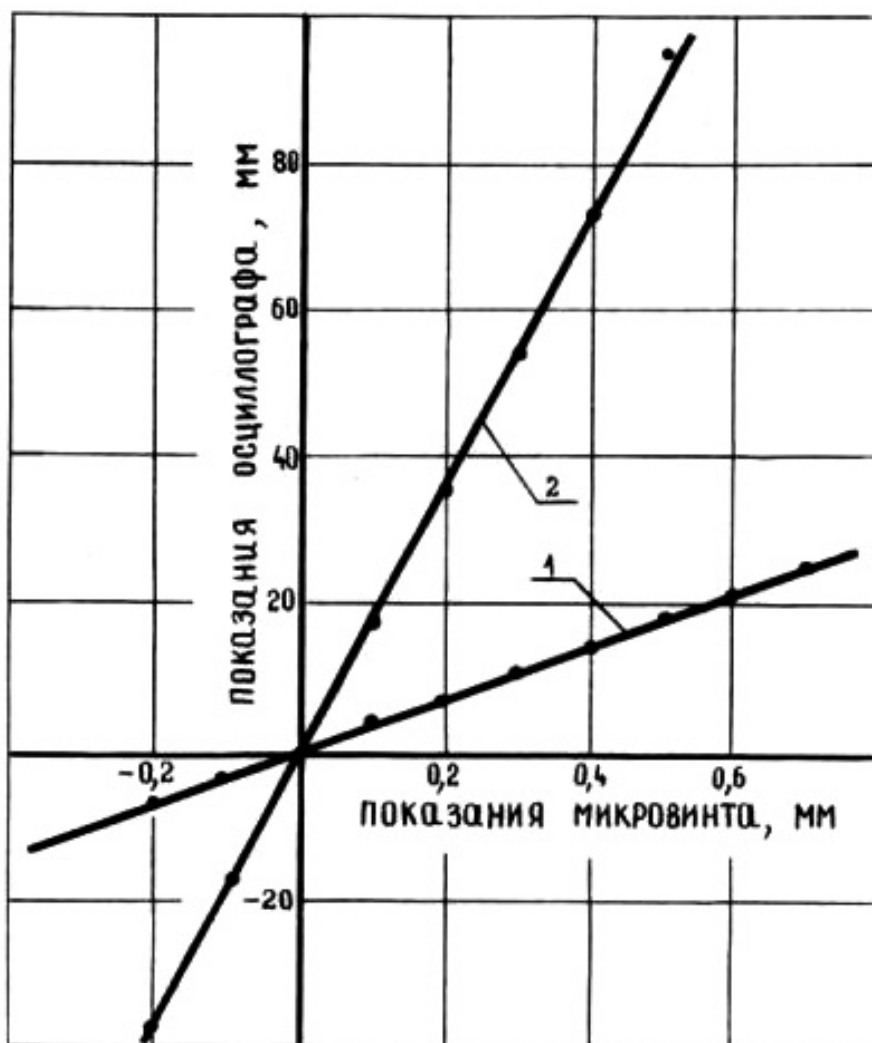


Рис.16а. Тарировочный график датчика ДП-2см:
датчик, установленный в 1-й коренной подшипник;
1 – первое усиление; 2 – второе усиление

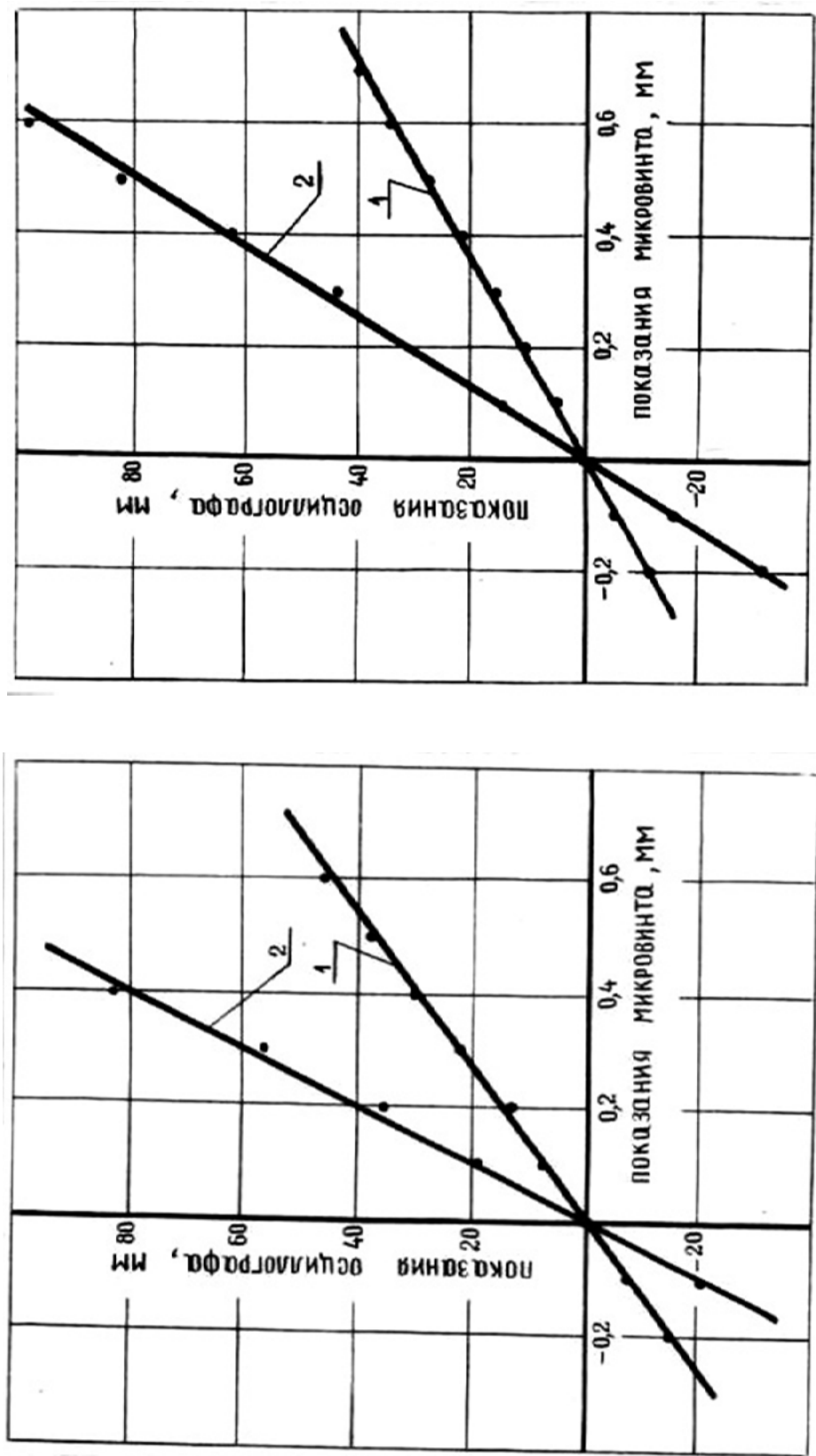


Рис. 16. Таблицевый график датчика ДП-2см:
а – датчик, установленный во 2-й коренной подшипник; б – датчик, установленный в 5-й коренной подшипник;
1 – первое усилие; 2 – второе усилие

3.8. Методика исследования влияния величины зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы на значение диагностического параметра

При определении суммарного зазора в шатунных подшипниках статическим инерционным и вакуумметрическим методами диагностический параметр (осевое перемещение поршня в области ВМТ) зависит от величины зазоров в сопряжениях: шатунная шейка коленчатого вала–шатунный подшипник; верхняя головка шатуна–поршневой палец; бобышка поршня–поршневой палец и коренной подшипник–коренная шейка коленчатого вала. Значит осевое перемещение поршня в области ВМТ при постоянстве остальных условий определяется четырьмя факторами. Поэтому, с целью уменьшения объёма экспериментальных исследований без уменьшения объёма полезной информации была использована методика планирования многофакторного эксперимента (8), хотя задача в данном случае не оптимизационная.

Характеристики указанных факторов приведены в таблице 8, а матрица планирования 4^{4-2} показана в табл. 9.

С целью реализации приведённой матриц очередное износное состояние сопряжения создавали путём растачивания шатунных и коренных вкладышей и развёртывания втулок верхних головок шатуна и отверстий бобышек поршней на необходимые размеры, исходя из размеров шеек коленчатого вала и поршневых пальцев.

Так как экспериментальные исследования влияния зазоров в сопряжениях КШМ на значение диагностического параметра (осевое перемещение поршня в области ВМТ) проводили на 4-цилиндровом дизеле Д-65ЛС, то для достижения 16-ти различных состояний потребовалась 4-кратная полная разборка и сборка двигателя. Перед сборкой дизеля, каждый раз проводили микрометраж деталей, определяющих зазоры в указанных сопряжениях, с использованием инструментов, представленных в табл. 10.

Суммарный зазор в шатунных подшипниках статическим методом измеряли с использованием устройства КИ-11140М-ГОСНИТИ и компрессорно-вакуумной установки КИ-13907-ГОСНИТИ (рис.2) согласно с существующей технологией диагностирования [6].

При инерционном методе диагностирования осевое перемещение поршня в области ВМТ определяли следующим образом. Коленчатый вал дизеля прокручивали с частотой вращения $200...230 \text{ мин}^{-1}$ и индикатором устройства (рис.9), фиксировали ВМТ поршня при данном скоростном режиме и настраивали индикатор на «0». После этого включали подачу топлива, выводили дизель на максимальный скоростной режим и регистрировали изменение положения поршня в ВМТ. Продолжительность работы

дизеля на максимальном скоростном режиме от момента запуска до измерения не превышала 30 с.

При определении зазоров в шатунных подшипниках вакуумметрическим методом, также как и инерционным методом, на пусковом режиме (200...230 мин⁻¹) регистрировали ВМТ поршня на такте выпуска. Затем, продолжая прокручивать коленчатый вал, перекрыв впускной тракт с заслонкой устройства (рис.17) создавали разрежение в надпоршневом пространстве проверяемого цилиндра и измеряли изменения положения поршня ВМТ.

С целью получения точностных характеристик методов значение диагностического параметра определяли в каждом изношенном состоянии с 20-ти кратной повторностью, что соответствовало точности 0,015 мм и доверительной вероятности 0,95.

Температуру масла (t_m) в картере дизеля и охлаждающей жидкости ($t_{ж}$) в процессе измерений изменяли от 10° до 90°С.

Т а б л и ц а 8

Характеристики факторов, определяющих осевое перемещение поршня в ВМТ

Название фактора	Значения факторов, мм		Интервал варьирования фактора, мм	Уровни изменения факторов, мм
	ном.	пред.		
Зазор в нижней головке шатуна	0,07...0,13	0,45	0,08	0,14; 0,22; 0,30; 0,38; 0,46
Зазор в верхней головке шатуна	0,02...0,03	0,40	0,09	0,04; 0,13; 0,22; 0,31; 0,40
Зазор в бобышке поршня	0,01...0,00	0,08	0,02	0,00; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08
Зазор в коренных подшипниках	0,07...0,13	0,30	0,04	0,14; 0,18; 0,22; 0,26; 0,30

Т а б л и ц а 9

Матрица планирования 4⁴⁻²

Номер опыта	Реализованные уровни факторов, мм			
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄
1	2	3	4	5
1	0,22	0,13	0,02	0,18
2	0,22	0,13	0,06	0,26
3	0,22	0,31	0,06	0,18
4	0,22	0,31	0,02	0,26
5	0,30	0,22	0,04	0,22
6	0,30	0,22	0,08	0,30
7	0,30	0,40	0,08	0,22
8	0,30	0,40	0,04	0,30
9	0,38	0,31	0,02	0,18

Окончание табл. 9

1	2	3	4	5
10	0,38	0,13	0,06	0,18
11	0,38	0,13	0,02	0,26
12	0,38	0,31	0,06	0,26
13	0,46	0,40	0,04	0,22
14	0,46	0,22	0,08	0,22
15	0,46	0,22	0,04	0,30
16	0,46	0,40	0,08	0,30

Производственную проверку инерционного и вакуумметрического методов диагностирования шатунных подшипников проводили на дизелях Д-240, в соответствии с технологией, приведённой выше. Полученные значения диагностического параметра сравнивали с результатами микрометража. Окончательную оценку метрологических характеристик разработанных динамических методов проводили по результатам годового использования устройств КИ-13933-ГОСНИТИ и КИ-13933М-ГОСНИТИ.

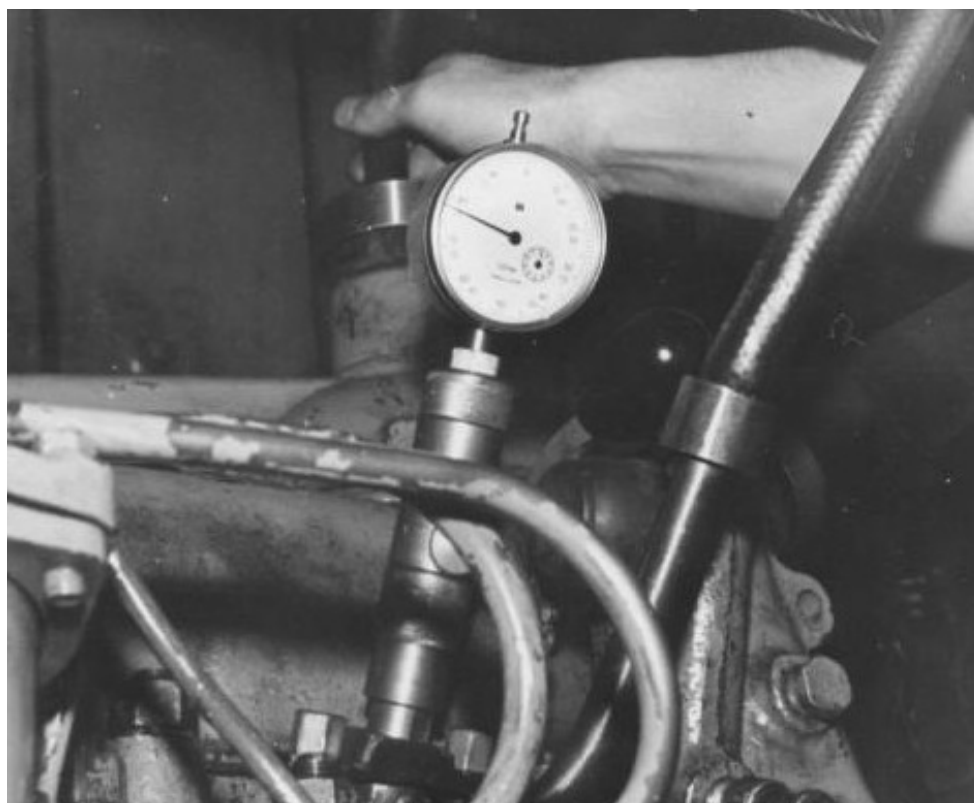


Рис.17. Измерение суммарного зазора в шатунных подшипниках вакуумметрическим методом:

- 1 – заслонка для перекрытия впускного тракта;
- 2 – устройство для определения положения поршня в ВМТ

Таблица 10

Мерительный инструмент для проведения микрометрических работ

Наименование параметра	Единица измерения	Средство контроля	Значение параметра		Допускаемая погрешность измерения, мм
			Номинальное	Предельное	
Зазор в бобышках поршня	мм	Нутромер индикаторный НИ-50А с ценой деления 0,01 мм ГОСТ 868-72	0,010...	0,08	±0,002
		Микрометр 25-50 мм 2 кл с ценой деления 0,01 мм ГОСТ 6507-60			
Зазор в шатунных подшипниках коленчатого вала	мм	Нутромер индикаторный НИ 100 с ценой деления 0,01 мм ГОСТ 868-72	0,065...0,123	0,40	
		Микрометр 50-75 мм 2 кл с ценой деления 0,01 мм ГОСТ 6507-60			
Зазор между поршневым пальцем и втулкой верхней головки шатуна	мм	Нутромер индикаторный НИ-50А с ценой деления 0,01 мм ГОСТ 868-72	0,019...0,029	0,20	±0,003
		Микрометр 25-50 мм 2 кл с ценой деления 0,01 мм ГОСТ 6507-60			

3.9. Методика сбора статистического материала по износам сопряжений кривошипно-шатунной группы

Износы одноимённых деталей и соответствующая им наработка служат исходными данными для определения законов распределения и функций изменения параметров. С этой целью микрометрировали детали КШМ дизелей Д-240, поступивших в первый капитальный ремонт, и детали дизелей, поступивших на повторные капитальные ремонты.

Необходимое число объектов наблюдения, подлежащих микрометражу определяли по методике [64]. Согласно этой методике для определения минимального числа объектов наблюдения необходимо определить коэффициент вариации параметра, закон распределения параметра, относительную точность и доверительную вероятность эксперимента.

В большинстве случаев при оценке износа машин задаваемая точность (ϵ) колеблется в пределах 0,1-0,25, а доверительная вероятность (β^*) принимается равной 0,9 или 0,95.

В результате предварительного эксперимента (промикрометрировали десять дизелей), вычисляли коэффициенты вариации и устанавливали законы распределения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма. Задавшись относительной точностью эксперимента $\epsilon = 0,10$ и доверительной вероятностью $\beta^* = 0,95$, определяли число кривошипно-шатунных механизмов, подлежащих измерениям по таблице [64].

Число кривошипно-шатунных механизмов, подлежащих измерению, составило 86...120 штук (табл.11). Принято число измеряемых механизмов равным 120 штук, т.е. необходимо провести микрометраж 30 дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт и 30 дизелей, поступивших на повторные ремонты.

При работе кривошипно-шатунный механизм подвергается знакопеременным нагрузкам от давления газов, сил инерции поступательно движущихся и вращающихся деталей. Особенности кинематики этого механизма и условий его работы обуславливают неравномерность действующей на него нагрузки. Следствием этого является искажения геометрической формы деталей механизма. Поэтому рассматривали характер износа сопряжений только в плоскости максимального износа, т.е. оси колен кривошипа коленчатого вала.

Проводили полную необезличенную разработку дизелей и положение деталей в механизме фиксировали нанесением на их нерабочей поверхности меток и порядковых номеров. Это позволило обеспечить правильную ориентировку деталей при выполнении измерений согласно принятым схем.

Метки и порядковые номера наносили на шатуны, поршни, поршневые пальцы и коленчатые валы. При помощи этих меток определяли порядковый

номер детали в дизеле и порядковый номер дизеля, которому принадлежала данная деталь.

Микрометрированию подвергали следующие детали:

1. Поршень
2. Поршневой палец.
3. Шатун в сборе с вкладышем и втулкой
4. Коленчатые валы

Измерения выполняли по специальным микрометражным картам в соответствии с ГОСТом 18509-80. При этом регистрировали номер дизеля, год выпуска, наработку до ремонта. С целью увеличения достоверности данных величину наработки уточняли и по расходу топлива на основе заборных ведомостей.

Т а б л и ц а 11

Статистические характеристики зазоров в сопряжениях
кривошипно-шатунного механизма дизеля Д-240

(в числителе – для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт,
в знаменателе – для дизелей, поступивших на повторные ремонты)

Наименование сопряжения	Коэффициент вариации зазора	Закон распределения зазора	Число объектов наблюдений
Нижняя головка шатуна – шатунная шейка коленчатого вала	0,556	Вейбулла	93
	0,596	Вейбулла	115
Верхняя головка шатуна – поршневой палец	0,612	Вейбулла	120
	0,600	Вейбулла	115
Бобышка поршня – поршневой палец	0,533	Вейбулла	86
	0,582	Вейбулла	107
Суммарный зазор	0,506	Вейбулла	74
	0,576	Вейбулла	105

Измерения проводили по схемам и согласно рекомендациям, предусмотренным ГОСТ 18509-80. Перед измерениями все детали тщательно протирали. Во избежание субъективных ошибок микрометраж деталей осуществлялся одним и тем же лицом и одним и тем же инструментом в помещении с температурой окружающего воздуха $20 \pm 5^\circ\text{C}$.

Использованный универсальный измерительный инструмент для микрометрических работ представлен в табл. 10.

3.10. Методика обработки экспериментальных данных

3.10.1. Статистическая обработка контрольно-диагностической информации

Известно, что даже при достаточно точных измерениях одной и той же величины результаты отдельных измерений отличаются друг от друга, и, следовательно, содержат ошибки.

При устойчивом процессе измерения и отсутствии изменяющихся во времени систематических погрешностей полученные значения суммарного зазора в шатунных подшипниках, при диагностировании одного и того же цилиндра дизеля должны подчиняться нормальному закону, т.к. результирующая погрешность измерения представляет собой сумму большого числа погрешностей, зависящих от мерительного инструмента, режимов измерения, теплового состояния дизеля и т.д. Мерой рассеивания при этом является среднеквадратическое отклонение, т.к. дифференциальная функция распределения имеет вид:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x_i - \bar{x})^2}{2\sigma^2}}, \quad (50)$$

где x_i – i -е значение результата измерения; \bar{x} – среднее значение результата измерения; σ – среднее квадратическое отклонение результата измерения, от его среднего значения; e – основание натуральных логарифмов, $e = 2,71828\dots$; $\pi = 3,14\dots$

Поэтому среднее значение и среднее квадратическое отклонение результатов измерений вычисляли по формуле

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (51)$$

и

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (52)$$

где n – общее число измерений.

Прежде всего, при математической обработке результатов измерений резко выделяющиеся значения проверяли на случайность по критерию Ирвина [87]:

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{x_{i+1} - x_i}{\sigma}, \quad (53)$$

где x_i и x_{i+1} – смежные значения результатов измерения.

В случае превышения опытного значения критерия ($\lambda_{\text{оп}}$) над нормированным значением ($\lambda_{\text{норм}}$) [87], проверяемая точка считалась выпадающей.

Результаты измерения зазоров в сопряжениях КШГ дизелей, поступивших в капитальный ремонт, выравнивали по закону Вейбулла [87]

$$\varphi(x) = \frac{b}{a} \left(\frac{x_i}{a} \right)^{(b-1)} \exp \left[- \left(\frac{x_i}{a} \right)^b \right], \quad (54)$$

где a и b – параметры распределения.

С целью определения параметров распределения по зависимостям (51) и (52) рассчитывали среднее значение зазоров, их средние квадратические отклонения и вычисляли коэффициент вариации $v = \frac{\sigma}{x}$. По величине коэффициента вариации определяли параметр b и вспомогательный коэффициент k_b (102). Параметр a при этом находили по зависимости $a = \frac{\bar{x}}{k_b}$.

Параметры распределения рассчитывали отдельно для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, и для дизелей, поступивших на повторные ремонты.

Соответствие эмпирических законов распределения результатов измерений суммарного зазора в шатунных подшипниках устройствами КИ-11140М-ГОСНИТИ, КИ-13933-ГОСНИТИ и КИ-13933М-ГОСНИТИ с нормальным законом оценивали по коэффициенту вариации. Согласно распределения зазоров в сопряжениях дизелей, поступивших в капитальный ремонт с законом Вейбулла проводили с помощью критерия согласия Пирсона $P(\chi^2)$.

3.10.2. Установление корреляционных связей между зазорами в сопряжениях

Число измеряемых параметров при безразборном контроле может быть существенно уменьшено путём установления корреляционных связей между износами отдельных деталей или сопряжений. В ряде случаев можно судить о состоянии одних, малодоступных сопряжений, по состоянию других сопряжений, которые легко измерить.

Измерение суммарного зазора в шатунных подшипниках осуществляется легко и с достаточной точностью. Поскольку факторы износ сопряжений верхней и нижней головок шатуна являются общими, то следует ожидать наличия корреляционной связи между этими параметрами и суммарным зазором в шатунных подшипниках. При наличии достаточно сильной корреляционной связи, величины зазоров в шатунных подшипниках могут быть установлены на основе прямых измерений суммарного зазора.

Коэффициент корреляции определяли по следующей зависимости [3]:

$$\tau_{xy} = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{\sqrt{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2} \sqrt{n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2}}, \quad (55)$$

где x_i, y_i – текущие значения параметров x и y .

Коэффициент корреляции, значения которого находятся в пределах $-1 \leq \tau_{xy} \leq 1$, является безразмерной величиной. Знак зависит от вида линейной связи. При положительном значении с увеличением одной из величин другая также увеличивается. Если же увеличение одной из величин влечёт за собой уменьшение другой, то $\tau_{xy} \leq 0$. При значении τ_{xy} , равном единице, зависимость между переменными функциональна, при τ_{xy} , равном нулю, переменные величины независимы.

Проверку наличия корреляционной связи проводили с помощью гипотезы $\tau_{xy}=0$, т.е., что случайные величины x и y некоррелированы. Используется тот факт, что при условии $\tau_{xy} = 0$ величина

$$t = \tau_{xy} \frac{\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-\tau_{xy}^2}}, \quad (56)$$

Распределена по закону Стьюдента с $n-2$ степенями свободы. Если полученное по формуле (56) значение t превосходит табличное [63] значение, соответствующее принятому 5% уровню значимости, то сделанное предположение о некоррелированности случайных величин в общей совокупности является необоснованным.

Доверительные интервалы коэффициента корреляции τ_{xy} определяли с помощью преобразования Фишера

$$\mathcal{Z} = \frac{1}{2} \ln \frac{1 + \tau_{xy}}{1 - \tau_{xy}}, \quad (57)$$

который даёт хорошие результаты при малом n и значении τ_{xy} , близком к единице. Концы доверительного интервала вычисляли по зависимости

$$Z_{12} = Z \pm \frac{1,96}{\sqrt{n-3}}. \quad (58)$$

Границы, в пределах которых с принятой доверительной вероятностью $\beta^* = 0,95$ будет находиться истинное значение коэффициента корреляции определяли по табл. 10 [87].

Уравнение регрессии при этом представляли линейной зависимостью вида

$$y = a_1x + b_1, \quad (59)$$

где x , y – аргумент и функция регрессивной зависимости; a_1 , b_1 – коэффициенты регрессивной зависимости

$$a_1 = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}, \quad b_1 = \frac{\sum y_i}{n} - a_1 \frac{\sum x_i}{n}$$

За аргумент принимали измеряемый параметр, т.е. суммарный зазор в шатунных подшипниках, а функцией служили зазоры в верхней и нижней головках шатуна и в бобышке поршня.

Статистическая обработка эмпирических данных велась отдельно по зазорам сопряжений кривошипно-шатунной группы дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, и отдельно по зазорам дизелей, поступивших на повторные ремонты.

3.10.3. Определение функции изменения зазоров в сопряжениях

При обработке и анализе данных по изменению зазоров в сопряжениях КШГ использовали методы математической статистики. изнашивание всякой детали есть объективный, непрерывно протекающий процесс. Для каждой конкретной детали он является функцией многих действующих факторов.

Анализ изменения зазоров одноимённых сопряжений в реальных условиях эксплуатации показывает значительное их рассеивание при одинаковой наработке машин. Это объясняется колебанием твёрдости, шероховатости поверхности, удельных нагрузок, относительной скорости движения деталей, неодинаковыми условиями смазки и охлаждения поверхностей, различной запыленностью воздуха, абразивностью почвы, разным уровнем эксплуатации, технического обслуживания и ремонта машин.

Следовательно, изменение зазора одноимённых сопряжениях КШГ является случайной величиной, а функция, учитывающая его динамику – случайной функцией.

Поэтому функция, аппроксимирующая изменение зазоров в сопряжениях КШГ, может быть представлена в виде

$$U(T) = V_c T^\lambda + Z, \quad (60)$$

где $V_c T^\lambda$ – уравнение динамики зазоров в сопряжениях в виде гладких кривых; Z – функция отклонения фактических значений зазоров от гладкой кривой.

В качестве исходных данных для определения характеристик изменения зазоров в сопряжениях использовали значения зазоров в сопряжении U_i и наработку сопряжений T_i , в течение которой произошёл износ.

Исходные данные обрабатывали согласно ГОСТ 21571-76. В целях увеличения точности аппроксимации и получения достоверных данных учитывали среднее квадратическое отклонение зазора от гладкой кривой, определяемое по следующей зависимости [71]:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m D_{ij}(U) - D_{ji}(U)}{mn}}, \quad (61)$$

где $D_{ij}(U)$ – дисперсия i -го элемента по j двигателям; $D_{ji}(U)$ – дисперсия j одноимённых элементов i -го двигателя; m – число одноимённых элементов в одном объекте наблюдения; n – число объектов наблюдения.

В дизеле Д-240 имеется по четыре одинаковых элемента, входящих в сопряжения КШГ. Различие интенсивности изнашивания отдельных одноимённых элементов дизеля служило основой для расчёта величины среднего квадратического отклонения.

3.10.4. Оптимизация допускаемого значения суммарного зазора в шатунных подшипниках

Задача оптимизации допускаемого значения суммарного зазора в шатунных подшипниках решается минимизацией соответствующей целевой функции издержек, связанных с эксплуатацией и ремонтом КШГ дизеля при использовании диагностирования с соответствующей периодичностью и достигнутой точностью на единицу ресурса.

Целевая функция имеет вид [71]

$$G(D_0, T_M) = \min_{\substack{0 < D_0 < 1 \\ T_M > 0}} \left\{ \frac{A^\circ Q_y^\circ(D_0, T_M) + C[1 - Q_y^\circ(D_0, T_M)]}{T_\phi(D_0, T_M)} + \frac{K^\circ(D_0, T_M)B + S(D_0, T_M) + G(\sigma^\circ)}{T_\phi(D_0, T_M)} \right\} t', \quad (62)$$

где A° – стоимость устранения последствий отказа элемента с учётом затрат по выявлению неисправности; $Q_y^\circ(D_0, T_M)$ – вероятность устранения последствий отказа за период эксплуатации с диагностированием (при оптимальном допуске значении – D_0 и периодичности контроля – T_M); C – издержки на плановое восстановление; K° – среднее число проверок за период эксплуатации; B – приведённые затраты на диагностирование параметра; $S(D_0, T_M)$ – непрерывные издержки, связанные с изменением параметра; $G(\sigma^\circ)$ – дополнительные издержки, обусловленные среднеквадратической погрешностью контроля σ° ; $T_\phi(D_0, T_M)$ – средний фактический используемый ресурс элемента по параметру; t' – средняя годовая наработка трактора.

Стоимость устранения последствий отказа с учётом затрат по выявлению неисправности определяется [71]

$$A^\circ = [k_n \sum_{(j=1)}^n t_j C_{jIII} + k_g \sum_{(i=1)}^{(m^*)} C_{gi} + C_{зIII} + k_n C_p T_{опIII} + C_{чп} T_n] k_i^\circ + B, \quad (63)$$

где t_j – оперативное время j -го работника; C_{jIII} – часовая тарифная ставка j -го работника с начислениями; k_g – коэффициент наценки на доставку запчастей, $k_g = 1,12$; C_{qi} – цена i -го комплекта запчастей; m^* – число используемых комплектов запчастей; $C_{зIII}$ – затраты на поиск и доставку запчастей; k_n – коэффициент, учитывающий подготовительно-заключительное время пункта технического обслуживания, $k_n = 1,2$; k_n – коэффициент цеховых расходов, учитывающий долю накладных расходов на содержание МТП и начисления на соцстрах $k_n = 1,7$; C_p – удельная стоимость использования рабочего места; $T_{опIII}$ – оперативное время устранения последствий отказа; $C_{чп}$ – стоимость часа простоя трактора МТЗ-80; T_n – простой трактора при отказе; k_i° – коэффициент долевой стоимости восстановления i -го параметра.

Издержки на диагностирование с учётом возможных совмещений диагностических операций рассчитывали по формуле [71]

$$B = \frac{0,335T_M}{N_r t' j} \sum_{l=1}^{\tau_n} \frac{\Pi_{il}}{m_l} + t_j \left(0,34 + 4,5 \frac{\Pi_{то}}{T_{то}} \right), \quad (64)$$

где T_M – периодичность проверки трактора; N_r – годовое число обслуживаемых машин; j – число одноимённых параметров машины; Π_{il} – стоимость l -го средства, применяемого при диагностировании i -го параметра; m_l – число параметров, измеряемых l -м прибором; τ_n – число приборов, необходимых для проведения диагностирования i -го параметра; $\Pi_{то}, T_{то}$ – продолжительность и трудоёмкость третьего технического обслуживания.

Вероятность устранения последствий отказа определяется как произведение двух независимых событий: вероятности его наступления (Q) и вероятности обнаружения отказа ($Q_{об}$):

$$Q_y^o = Q Q_{об}. \quad (65)$$

Вероятность обнаружения отказа шатунных подшипников по данным [71] без диагностирования и с диагностированием составляют $Q_{об} = 0,70$ и $Q_{об}^o = 0,86$.

Средние издержки на предупредительное восстановление шатунных подшипников, которые доводятся до исходного состояния при плановом ремонте агрегата, вычисляли по зависимости [71]:

$$C = \frac{C_{к.р} + C_{п.з} + C_{ч.п} + \Pi_{с.у}}{P} + C_{gi}, \quad (66)$$

где $C_{к.р}$ – стоимость кап. ремонта дизеля Д-240 без учёта запчастей; $C_{п.з}$ – стоимость подготовительно-заключительных операция по ремонту дизеля (разборка-сборка, доставка, снятие-установка и т.п.); $\Pi_{с.у}$ – продолжительность снятия-установки дизеля; P – число дефектуемых при разборке сопряжений двигателя.

Непрерывные издержки, обусловленные изменением параметра до предельного и запредельного значения определяли по зависимости [71]:

$$S(D_0, T_M) = c^* U'_b - (a^* - c^*) U_a \frac{T_a}{T_b}, \quad (67)$$

где a^*, c^* – коэффициенты, связывающие изменение издержек с предельным и запредельным изменением параметра; U'_a, U'_b – нормирование приращения параметра до предельного и запредельного значения; T_a, T_b – наработки,

соответствующие изменению параметра от номинального до предельного и сверхпредельного значения до случайной величины.

С целью определения U'_a и U'_b и T_a и T_b использовали таблицы статистического моделирования динамики параметра [89]. Коэффициенты a^* и c^* определяли по результатам исследований П.А. Карепина [42]. Так при увеличении зазоров в шатунных подшипниках до допускаемого значения (увеличение размера замыкающего звена на 0,60 мм) происходит увеличение расхода топлива на 7,1 %; а при увеличении – запредельного значения (увеличение размера замыкающего звена на 1,20 мм) – на 19,4 %.

При выполнении расчёта использовалась среднеквадратическая нормированная погрешность диагностирования, определённая по формуле [71]:

$$\sigma^{\partial} = \frac{\delta_{\text{отн}} \Pi_{\text{max}}}{3100 (\Pi_{\text{п}} - \Pi_{\text{н}})}, \quad (68)$$

где $\delta_{\text{отн}}$ – относительная погрешность диагностирования; Π_{max} , $\Pi_{\text{п}}$, $\Pi_{\text{н}}$ – максимальное измеряемое, предельное и номинальное значение параметра.

Периодичность диагностирования задавали 960, 1920 и 2880 мото-ч.

Переход от нормированного отклонения параметра к допускаемому значению осуществляли с помощью выражения [71]:

$$\Pi_D = \Pi_1 + \Pi_{\text{н}} + D_0 (\Pi_{\text{п}} - \Pi_{\text{н}}), \quad (69)$$

где Π_1 и D_0 – прибавочное и нормированное оптимальное значение параметра.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1. Зависимость перемещения поршня в области ВМТ от скоростного и теплового режима работы дизеля

Поскольку положение поршня в ВМТ служит диагностическим параметром для динамических методов, то прежде всего было исследовано его изменение в зависимости от скоростного режима при рае - личном тепловом состоянии дизеля.

В результате проведенных исследований получены графики изменения положения поршня в ВМТ для дизеля Л-65ЛС (рис.18). Особенностью их является то, что они имеют вид ступенчатой кривой. Полученные кривые показывают, что начало выборки зазора в нижней головке шатуна находится в пределах $230...300 \text{ мин}^{-1}$, а конец - $375...500 \text{ мин}^{-1}$, и зависит от теплового состояния дизеля. Выборка зазора в верхней головке шатуна начинается при частотах вращения коленчатого вала $525...625 \text{ мин}^{-1}$ и заканчивается - $900...1000 \text{ мин}^{-1}$. Чем выше температура масла в картере дизеля и охлаждающей жидкости (воды) в блоке, тем при меньших значениях частоты вращения коленчатого вала начинается и заканчивается выборка зазоров в шатунных подшипниках. Это обусловлено снижением сил трения колец и поршня о зеркало цилиндра. Начальная толщина масляной пленки зависит от температуры масла, чем выше температура масла, тем больше изменение положения поршня в ВМТ по сравнению с частотой вращения $150...230 \text{ мин}^{-1}$, а значит тем меньше ее толщина в сопряжениях. Свыше частоты вращения 1000 мин^{-1} практически не происходит изменение положения поршня в ВМТ, что объясняется резким возрастанием инерционных нагрузок, приводящих к максимальному сжатию масляной пленки в сопряжениях. Это также подтверждается тем, что начальное тепловое состояние дизеля не влияет на положение поршня в ВМТ, чего нельзя сказать относительно частоты вращения ($375... 500 \text{ мин}^{-1}$). Изменение положения поршня в ВМТ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала свидетельствует о принципиальной возможности отдельного определения зазоров в верхней и нижней головках шатуна. Однако, трудности прокрутки коленчатого вала с частотами $300...600 \text{ мин}^{-1}$, осложняют отдельное определение зазоров в шатунных подшипниках. Более удобным в практическом отношении является определение суммарного зазора в шатунных подшипниках, т.к. независимо от теплового состояния дизеля, положение поршня в ВМТ остается постоянным при частотах вращения до 230 мин^{-1} и свыше 1000 мин^{-1} . Значит эти режимы являются диагностическими режимами.

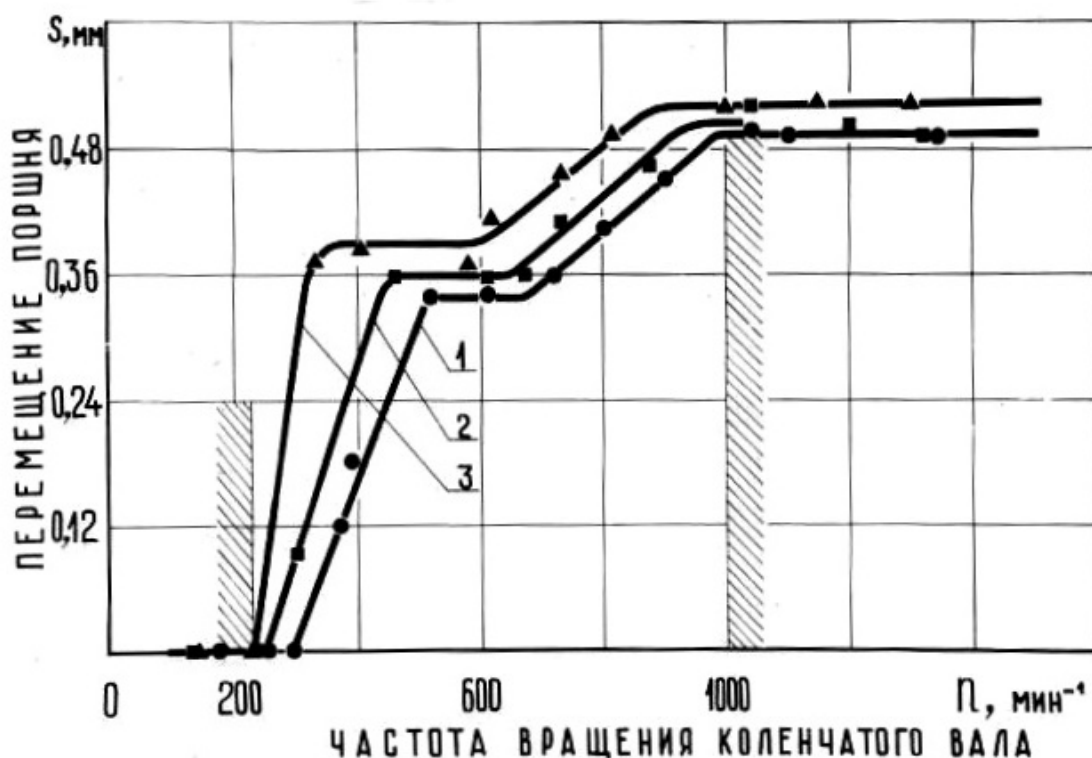


Рис. 18. Зависимость перемещения поршня в области ВМТ от частоты вращения коленчатого вала при различном тепловом состоянии дизеля Д-65ЛС:
 1 – температура масла в картере дизеля, $t_M = 23 \dots 36^\circ\text{C}$; температура охлаждающей жидкости (воды) в блоке дизеля; $t_{\text{ж}} = 15 \dots 22^\circ\text{C}$;
 2 – $t_M = 56 \dots 60^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж}} = 54 \dots 60^\circ\text{C}$; 3 – $t_M = 80 \dots 88^\circ\text{C}$; $t_{\text{ж}} = 72 \dots 85^\circ\text{C}$

Применительно к дизелю Д-240 были также установлены скоростные режимы, определяющие начало и конец выборки зазоров в шатунных подшипниках. Так начало выборки зазоров соответствует $230 \dots 300 \text{ мин}^{-1}$, а конец – $950 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$. Полученные данные хорошо согласуются с расчётными значениями (табл.5), погрешность не превышает 3,6%. Проведенные экспериментальные исследования еще раз подтвердили правильность полученных аналитических выражений для расчёта скоростного режима при диагностировании шатунных подшипников инерционным методом.

4.2. Характеристики деформации поршня и шатуна под действием температуры и сил инерции

В процессе прокрутки коленчатого вала двигателя, как при малых частотах вращения, так и при больших происходит разогрев поршня. В результате проведенных исследований по изменению положения поршня в ВМТ от продолжительности прокрутки коленчатого вала при частотах его вращения, соответствующих режимам диагностирования, получены характеристики температурного расширения поршня (рис.19).

При вращении коленчатого вала холодного дизеля (температура составляла 10°C) на пусковых режимах происходит значительный разогрев поршня, обуславливающий расширение его до 0,08 мм. Это тепловое расширение поршня начинается через 10...15 с с начала прокрутки и определяется теплоемкостью поршня и явлением теплопередачи между поршнем и сжатым воздухом. Полное расширение поршня, а значит и стабилизация его температуры заканчивается через 35...40 с с начала прокрутки. При изменении частоты вращения от пусковых до максимальных оборотов холостого хода, температура воздуха в цилиндре дополнительно повышается, что приводит к дальнейшему расширению поршня. Однако при этом величина теплового расширения значительно меньше (0,03 мм) и определяется величиной перепада температур на этих двух скоростных режимах, составляющей $60...70^{\circ}\text{C}$. Тепловое расширение поршня начинается через 30 с.

Проведенные исследования показывают, что температурное расширение поршня при диагностировании холодного двигателя заканчивается через 35...40 с с начала прокрутки на пусковых режимах и через это время необходимо фиксировать первое положение поршня в ВМТ. Регистрацию второго положения поршня необходимо выполнить в пределах 30 с после перехода на максимальный скоростной режим.

При работе двигателя детали кривошипно-шатунного механизма, в частности, поршень и шатун, испытывают в конце такта выпуска инерционные нагрузки. Величина сил инерций определяется частотой вращения коленчатого вала и достигает наибольшего значения на максимальных оборотах.

В результате принудительного растяжения шатуна и поршня дизеля Д-65ЛС внешними нагрузками, соответствующими действующим на реальном двигателе, получили характеристики их упругой деформации (рис.20). Величины деформации шатуна и поршня пропорциональны действующей нагрузке. При максимальных нагрузках, действующих на шатун (9,8 кН), величина его деформации составляет 0,008 мм. Инерционная нагрузка, действующая на поршень, достигает на максимальных скоростных режимах 1,7 кН и приводит к деформации поршня

на величину 0,002 мм. Таким образом, максимальная суммарная деформация поршня и шатуна не превышает 0,01 мм. Влияние её на значение диагностического параметра следует учитывать с помощью соответствующего поправочного коэффициента.

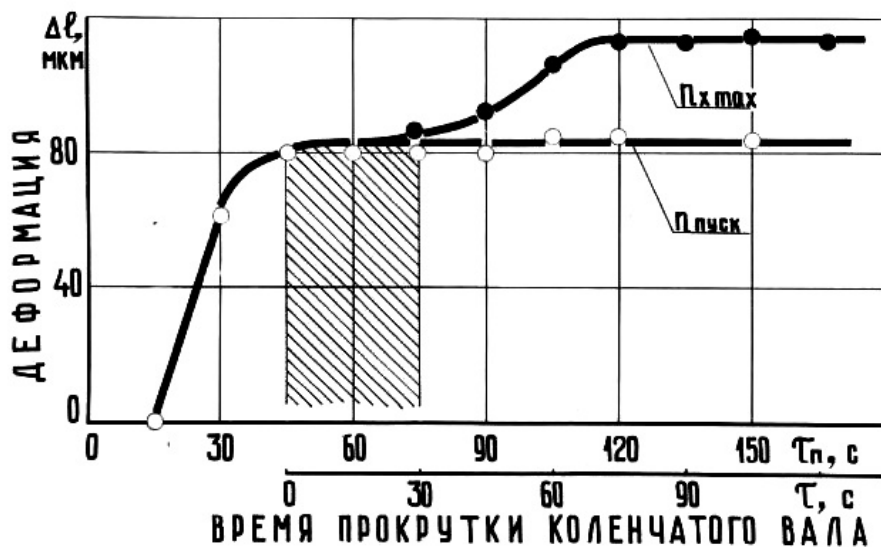


Рис. 19. Зависимость температурного расширения поршня

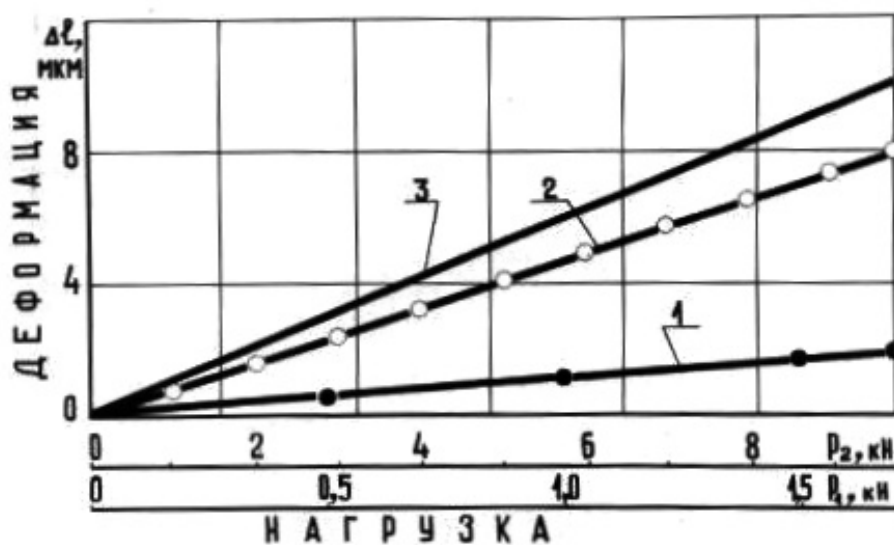


Рис. 20. Зависимость температурного расширения поршня и шатуна от инерционных нагрузок:
 1 – деформация поршня; 2 – деформация шатуна;
 3 – суммарная деформация шатуна и поршня

4.3. Траектории коренных шеек коленчатого вала

При разработке теоретических предпосылок инерционного метода походили из того, что положение коренных шеек коленчатого вала в процессе диагностирования остается неизменным. С целью оценки принятого допущения были сняты осциллограммы перемещения коренных шеек коленчатого вала дизеля Д-65ЛС. Осциллограммы перемещения первой и второй коренных шеек в вертикальной плоскости на пусковых и максимальных скоростных режимах при отключенном первом цилиндре приведены на рис. 21. Перемещение центра пятой коренной шейки коленчатого вала в вертикальной плоскости на диагностических режимах при отключенном четвертом цилиндре показано на рис. 22.

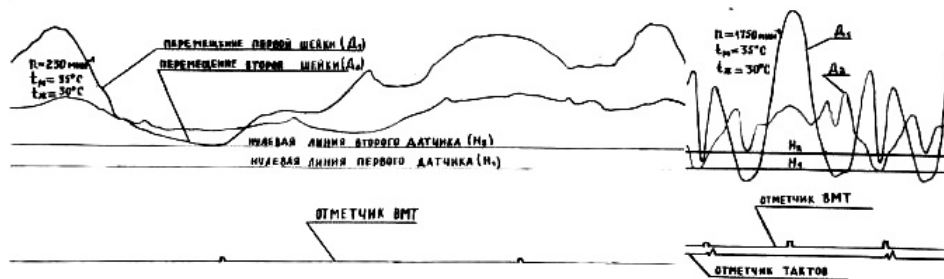


Рис. 21. Осциллограммы перемещения центров первой и второй коренных шеек коленчатого вала в вертикальной плоскости при отключенном первом цилиндре:
а – $n = 230 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$

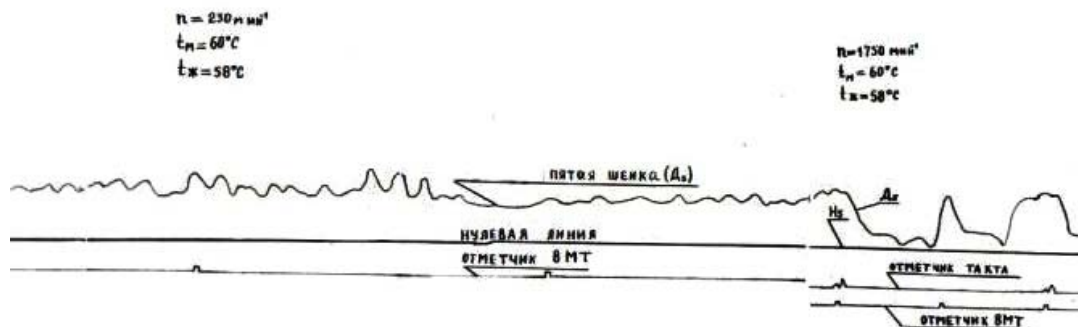


Рис. 22. Осциллограммы перемещения центра пятой коренной шейки коленчатого вала в вертикальной плоскости при отключенном четвертом цилиндре:
а – $n = 230 \text{ мин}^{-1}$; б – $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$

В результате обработки осциллограмм перемещения центра первой коренной шейки в вертикальной и горизонтальной плоскостях получены траектории его центра в пределах одного цикла, как на пусковых, так и на максимальных частотах вращения коленчатого вала (рис.23).

Анализируя полученные траектории, следует отметить, что перемещение центра коленчатого вала в пределах одного цикла представляет очень сложную картину и, на наш взгляд, определяется действующими нагрузками в данный момент времени. Однако, в конце такта выпуска (720° по углу поворота кривошипа) его центр в вертикальной плоскости занимает практически одно и то же положение.

На рис. 24 также показано, что положение центра коленчатого вала в вертикальной плоскости на такте выпуска на всем скоростном диапазоне практически остается на одном уровне. Таким образом, зазоры в коренных подшипниках при диагностировании шатунных подшипников инерционным методом не влияют на значение диагностического параметра.

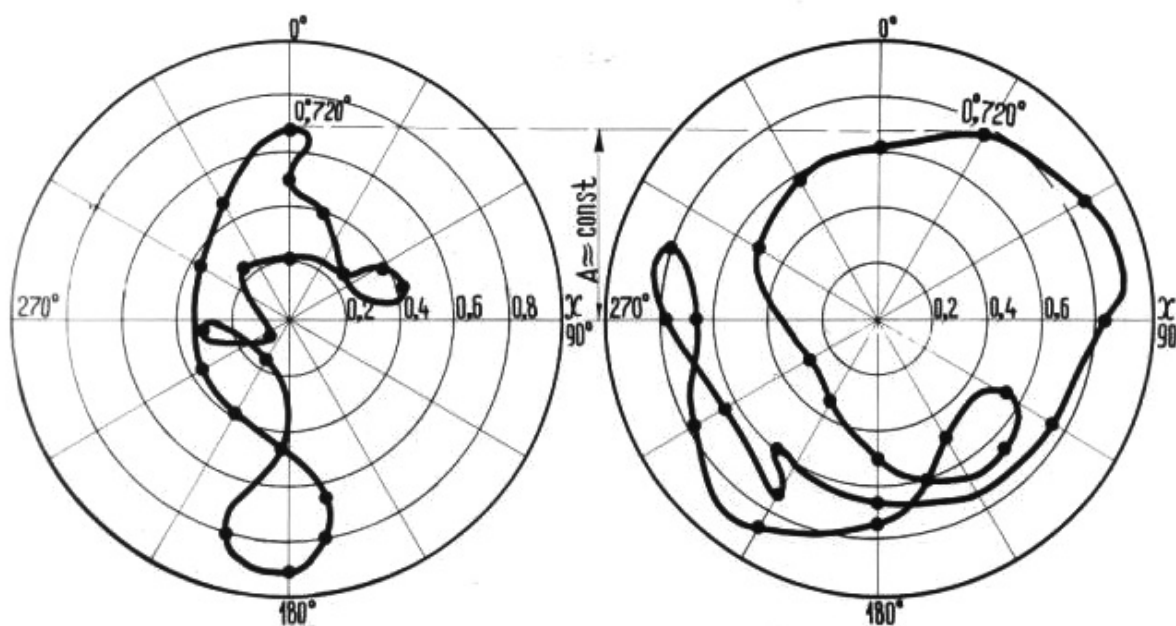


Рис.23. Траектория центра коренной шейки коленчатого вала деля Д-65ЛС на контрольных скоростной режимах (на примере первого подшипника): а – частота вращения коленчатого вала $n=230 \text{ мин}^{-1}$, температура масла в картере дизеля, $t_m=45^\circ\text{C}$; температура воды в блоке, $t_{ж}=42^\circ\text{C}$; б – $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $t_m=45^\circ\text{C}$; $t_{ж}=42^\circ\text{C}$

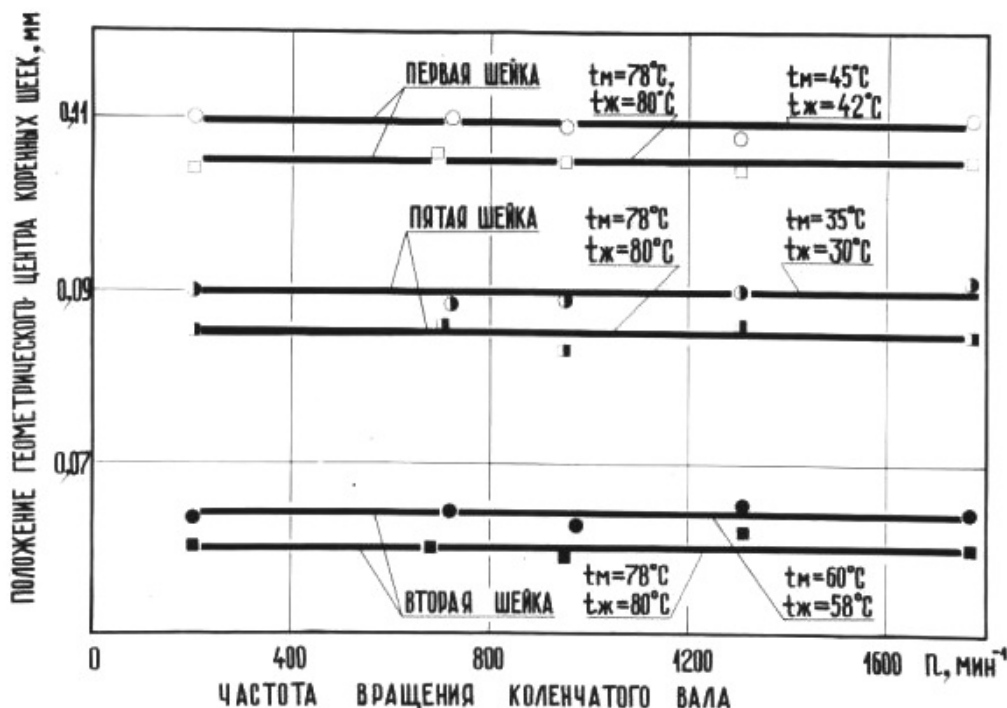


Рис.24. Изменения положения геометрического центра коренных шеек коленчатого вала в вертикальной плоскости в конце такта выпуска от скоростного режима:
 t_m – температура масла в картере дизеля;
 t_j – температура охлаждающей воды в блоке

4.4. Результаты лабораторных и производственных исследований динамических методов диагностирования шатунных подшипников

Точностные характеристики исследуемых динамических методов диагностирования шатунных подшипников определяются погрешностью базирования устройства КИ-13933-ГОСНИТИ (КИ-13933М-ГОСНИТИ), погрешностью от неоптимальности режимов диагностирования, погрешностью, обусловленной наличием масляного клина в шатунных подшипниках, погрешностью тангенциального перемещения чувствительного элемента устройства и погрешностью, связанной с обслуживающим персоналом и его квалификацией.

Учесть все составляющие при аналитическом расчёте не представляется возможным. Поэтому погрешность динамических методов диагностирования шатунных подшипников устанавливали экспериментально, моделируя различные зазоры в сопряжениях (табл.9, матрица планирования 4^{4-2}) и определяя суммарный зазор в шатунных подшипниках устройствами КИ-11140М, КИ-13933 и КИ-13933М. Число реализаций составило 20 измерений для каждого состояния, что позволило рассчитать среднеквадратическую погрешность измерения (табл.12, 13). Результаты лабораторных

исследований показывают, что погрешность измерения при применении устройства КИ-11140М значительно больше, чем при использовании устройств КИ-13933 и КИ-13933М. Производственная проверка динамических методов с использованием устройств КИ-13933 и КИ-13933М подтвердила результаты лабораторных исследований. Среднеквадратическая погрешность измерения суммарного зазора инерционным методом в диапазоне от номинального до предельного составляют 0,014 и 0,035 мм, а в диапазоне допускаемых значений – 0,020...0,024 мм. Относительная погрешность в области допускаемого значения суммарного зазора не превышает 4% (рис.25). Погрешность вакуумметрического метода при допускаемом значении величины суммарного зазора составляет 0,026...0,034 мм и не превышает 5,8% (рис.25).

Таким образом, при использовании динамических методов относительная погрешность по сравнению со статическим методом уменьшается в 1,6...2,3 раза.

Т а б л и ц а 12

Погрешности измерения суммарного зазора
в шатунных подшипниках устройствами КИ- 11140м и КИ- 13933.

Марка дизеля	Суммарный зазор в шатунных подшипниках, мм	Среднеквадратическая погрешность измерения суммарного зазора устройствами, мм	
		КИ – 11140М	КИ – 13933М
1	2	3	4
Д-65ЛС (лабораторные исследования)	0,180	-	0,025
	0,201	0,035	0,018
	0,213	0,038	0,016
	0,250	0,042	0,014
	0,284	0,053	0,014
	0,370	0,041	0,021
	0,410	0,046	0,024
	0,536	0,035	0,022
	0,550	0,055	0,030
	0,562	0,043	0,024
	0,573	0,051	0,021
	0,594	0,068	0,026
	0,621	0,063	0,020
	0,710	0,057	0,032
	0,723	0,060	0,034
	0,738	0,068	0,029
	0,750	0,056	0,029
	0,764	0,070	0,038
	0,781	0,054	0,035
	0,909	0,076	0,030
0,940	0,09	0,043	

Окончание табл. 12

1	2	3	4
Д-240 (производственные исследования)	0,180	0,040	0,014
	0,190	0,075	0,007
	0,203	0,070	0,013
	0,217	0,023	0,017
	0,220	0,015	0,010
	0,232	0,056	0,012
	0,250	0,050	0,010
	0,285	0,035	0,025
	0,365	0,052	0,025

Таблица 13

Погрешности измерения суммарного зазора в шатунных подшипниках
устройствами КИ-11140М и КИ-13933М

Марка дизеля	Суммарный зазор в шатунных подшипниках, мм	Среднеквадратическая погрешность измерения суммарного зазора устройствами, мм	
		КИ – 11140М	КИ – 13933М
Д-65ЛС (лабораторные исследования)	0,180	0,035	0,030
	0,245	0,030	0,027
	0,250	0,042	0,028
	0,370	0,041	0,024
	0,410	0,046	0,032
	0,621	0,063	0,038
	0,750	-	0,037
ЯМЗ-240Б (производственн ые исследования)	0,254	0,063	0,024
	0,371	0,074	0,021
	0,420	0,058	0,024
	0,456	0,061	0,026
	0,482	0,064	0,031

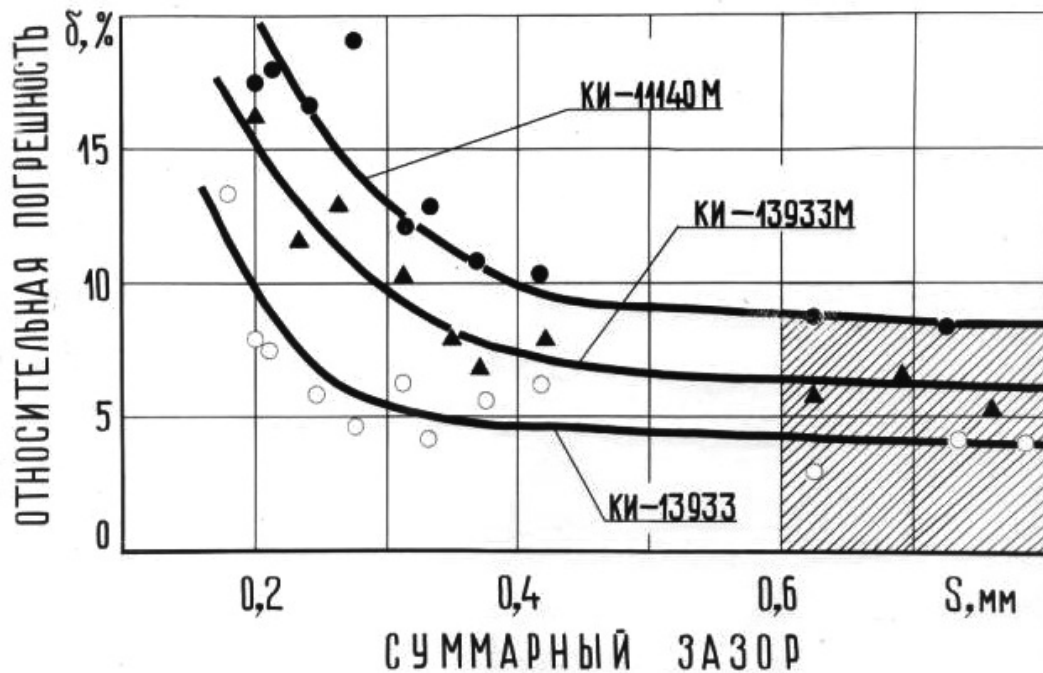


Рис. 25. Зависимость относительной погрешности измерения суммарного зазора в шатунных подшипниках статическим (КИ-11140М), вакуумметрическим (КИ-13933М) и инерционным (КИ-13333) методами

4.5. Характер распределения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы

Долговечность двигателя, прежде всего, определяется износом деталей и сопряжений, лимитирующих его ресурс. К числу таких деталей относятся детали КШМ.

Информацию по износам деталей КШМ получили микрометрированием шестидесяти дизелей Д-240 (тридцать доремонтных и тридцать отремонтированных прежде). При исследовании были использованы данные не по всем сопряжениям, т.к. из-за разных причин нельзя было провести их измерение. К таким причинам относятся: задиры шеек коленчатого вала, выкрашивание поверхностей вкладышей, повреждение сопряжений в результате разборки и др. Нарботка дизелей, подвергнутых микрометрированию, составила 1320...5570 мото-ч для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, и 847...4263 мото-ч для дизелей, поступивших на повторные ремонты.

Многочисленными исследованиями на разных марках двигателей установлено, что наибольший износ сопряжений верхней и нижней головок шатуна наблюдается в плоскости оси кривошипа. Поэтому изучали изменение зазоров в сопряжениях в плоскости их наибольшего износа.

Результаты микрометрирования деталей КШМ дизелей, поступивших в капитальный ремонт свидетельствуют о том, что значительное их количество поступает в ремонт преждевременно, с недоиспользованным моторесурсом. Так, средние значения зазоров в верхней и нижней головках шатуна и бобышках поршня составляют 0,071, 0,128 и 0,015 мм для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт и 0,080, 0,129 и 0,022 мм для дизелей, поступивших на повторные капитальные ремонты (табл.14).

Для анализа износа сопряжений КШМ рассмотрим статистические характеристики износа и эмпирические кривые распределения, полученные в результате обработки опытных данных по микрометрированию деталей этого механизма.

На рис. 26 изображены кривые распределений зазоров сопряжений КШМ, выравненные по закону Вейбулла. Значение критерия согласия Пирсона $P(\chi^2)$ колеблется в пределах 0,28...0,81. Это указывает на хорошее согласие опытного распределения с законом Вейбулла, т.к. $P(\chi^2) > 0,05$. Коэффициенты вариации зазоров по сопряжениям КШГ изменяются не более чем на 14% для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт и 21% для дизелей, поступивших на повторные ремонты.

Полученные функции изменения зазоров в шатунных подшипниках показывают, что ресурс сопряжений используется только на 30...70%.

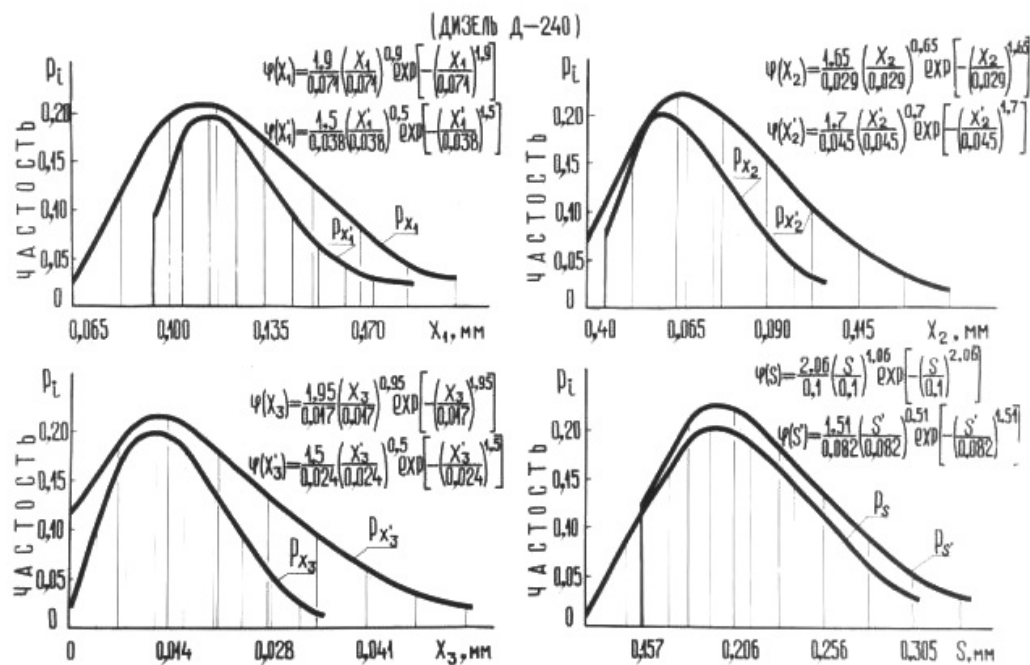


Рис. 26. Распределение зазоров в сопряжениях КШГ дизеля Д-240:
 S, X_1, X_2, X_3 – суммарный зазор, зазоры в нижней и верхней головках шатуна и бобышках поршня для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт;
 S', X'_1, X'_2, X'_3 – суммарный зазор, зазора в нижней и верхней головках шатуна и бобышках поршня для дизелей, поступивших на повторные ремонты

Таблица 14
Характеристика износа сопряжений кривошипно-шатунного механизма дизелей Д-240^Х

№ п/п	Наименование сопряжения	Показатели закона распределения					Значения критерия согласия $P(\chi^2)$	Объём выборки	
		Среднее значение зазора, мм	Среднеквад- ратическое отклонение, мм	Коэффи- циент вариации зазора	Параметры Закона Вейбулла				
					a	b			K_b
1	Нижняя головка шатуна – шатун- ная шейка колен- чатого вала	$\frac{0,128}{0,129}$	$\frac{0,079}{0,089}$	$\frac{0,618}{0,693}$	$\frac{0,071}{0,038}$	$\frac{1,90}{1,50}$	$\frac{0,895}{0,909}$	$\frac{0,39}{0,37}$	$\frac{113}{109}$
2	Верхняя головка шатуна – порш- невой палец	$\frac{0,071}{0,080}$	$\frac{0,048}{0,060}$	$\frac{0,680}{0,758}$	$\frac{0,029}{0,045}$	$\frac{1,65}{1,70}$	$\frac{0,903}{0,911}$	$\frac{0,41}{0,51}$	$\frac{117}{115}$
3	Бобышка поршня – поршневой палец	$\frac{0,015}{0,022}$	$\frac{0,009}{0,013}$	$\frac{0,585}{0,594}$	$\frac{0,017}{0,024}$	$\frac{1,95}{1,50}$	$\frac{0,889}{0,892}$	$\frac{0,62}{0,81}$	$\frac{117}{115}$
4	Суммарный зазор в шатунных под- шипниках	$\frac{0,214}{0,231}$	$\frac{0,130}{0,159}$	$\frac{0,608}{0,689}$	$\frac{0,100}{0,082}$	$\frac{2,06}{1,51}$	$\frac{0,890}{0,903}$	$\frac{0,28}{0,37}$	$\frac{113}{109}$

Х – числитель для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, знаменатель – на повторные ремонты.

4.6. Корреляционные зависимости зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы

Из сопряжений КШГ наиболее легко контролируемым является суммарный зазор в шатунных подшипниках, который определяется с достаточной точностью инерционным и вакуумметрическим методами. Кроме того, суммарный зазор характеризует износ всех сопряжений, входящих в размерную цепь КШГ. Поэтому суммарный зазор в шатунных подшипниках нами взят как аргумент функции корреляционной связи зазоров в отдельных сопряжениях. Полученные в результате расчёта коэффициенты корреляции ($r_{xy} > 0,72$) свидетельствуют о достаточно тесной связи износов отдельных сопряжений КШГ и наличии общих факторов, определяющих их износ. Для дизелей, поступивших на повторные ремонты, коэффициент корреляции между суммарным зазором и зазором в бобышках поршня оказался незначительным. Это объясняется тем, что при сборке дизелей на ремонтных предприятиях зазоры в сопряжениях не доводятся до номинального значения и поэтому начальный зазор искажает взаимосвязь между отдельными зазорами сопряжений КШГ. Влияние начального зазора на корреляцию тем больше, чем меньше скорость нарастания зазора от наработки. Так как межремонтный ресурс дизелей в 1,20...1,37 раза ниже доремонтного, при таких значениях наработки общие факторы, определявшие износ, не успевают проявить себя.

Проверка значимости коэффициента корреляции осуществлялась путём использования гипотезы $r_{xy} = 0$ и определения величины t по формуле (56). В обоих случаях, кроме зазоров в бобышках поршня для дизелей, поступивших на повторные ремонты, значение t оказалось значительно больше его табличного значения. Следовательно, сделанное предположение о некоррелированности случайных величин является необоснованным.

Доверительные границы (табл.15) коэффициента корреляции определены с помощью преобразователя Фишера. Их значения показывают устойчивость сильной корреляционной связи между износами сопряжений.

Полученные регрессионные зависимости, характеризующие связи между суммарным зазором в сопряжениях КШГ и зазорами в отдельных сопряжениях приведены на рис. 27, 28. Используя полученные регрессивные зависимости, можно определять с достаточной достоверностью значения зазоров в сопряжениях КШМ по величине суммарного зазора.

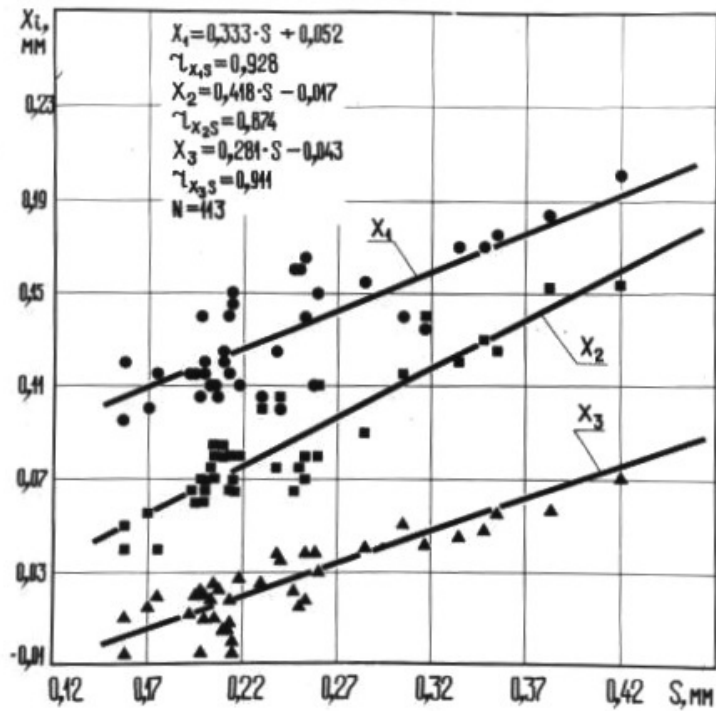


Рис.27. Корреляционные зависимости зазоров в сопряжениях; дизеля Д-240, поступивших в первый капитальный ремонт:
 S – суммарный зазор в сопряжениях; X_1 – зазор в нижней головке шатуна;
 X_2 – зазор в верхней головке шатуна; X_3 – зазор в бобышках поршня

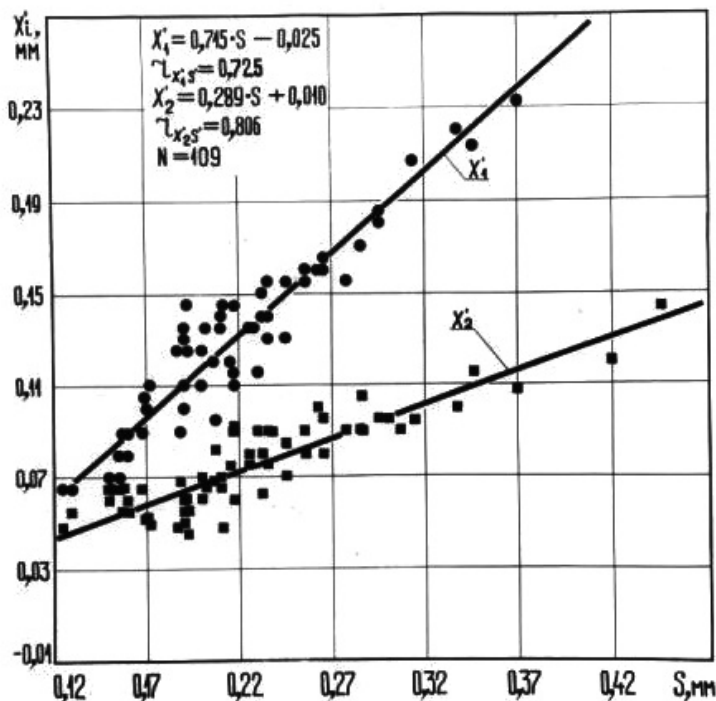


Рис. 28. Корреляционные зависимости зазоров в сопряжениях КШГ дизелей, поступивших на повторные ремонты:
 S' – суммарный зазор в сопряжениях; X'_1 – зазор в нижней головке шатуна;
 X'_2 – зазор в верхней головке шатуна

Характеристики связи зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма с суммарным зазором в шатунных подшипниках дизелей Д-240^х

№ п/п	Параметр технического состояния	Характеристики корреляционной связи			
		τ_{xy}	t	Доверительные границы	
				нижняя	Верхняя
1	Зазор в сопряжении нижняя головка шатуна-шатунная шейка коленчатого вала	$\frac{0,725}{0,928}$	$\frac{11,09}{25,93}$	$\frac{0,625}{0,896}$	$\frac{0,805}{0,950}$
2	Зазор в сопряжении верхняя головка шатуна-поршневой палец	$\frac{0,874}{0,806}$	$\frac{18,95}{14,07}$	$\frac{0,852}{0,730}$	$\frac{0,913}{0,861}$
3	Зазор в сопряжении бобышка поршня-поршневой палец	$\frac{0,911}{0,258}$	$\frac{23,31}{2,76}$	$\frac{0,871}{-}$	$\frac{0,938}{-}$

X – числитель для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, знаменатель – на повторные ремонты.

4.7. Функции изменения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы

При обработке опытных данных по зазорам в сопряжениях КШГ предполагалось, что процесс изменения зазоров в сопряжениях аппроксимируется случайной функцией (60). На рис.30 представлены усредненные кривые случайных функций изменения зазоров в сопряжениях КШГ.

Собранные данные характеризуются значительным разбросом го-чек при одной и той же наработке, который определяется условиями эксплуатации (нагрузочным режимом, квалификацией обслуживающего персонала и т.д.). Это приводит в некоторых случаях к тому, что зазоры в сопряжениях дизелей, занятых на тяжелых работах (боронование, культивация и т.д.), изменяются значительный, чем зазоры в аналогичных сопряжениях дизелей с большей наработкой, но используемых на транспортных работах. Показатель динамики изменения, зазоров сопряжений КШГ (табл.16) для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт несколько выше по сравнению с дизелями, поступившими на повторные ремонты. Больше значения показателя функции изменения зазора и средней скорости его роста имеет нижняя головка шатуна по отношению к верхней, как у дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, так и у дизелей, поступивших на повторные ремонты.

Полученные значения показателя функции изменения зазоров, несколько отличаются от ранее установленных [64]. Для нижней головки шатуна это объясняется, прежде всего тем, что на современных дизелях применяются биметаллические подшипники с антифрикционным слоем типа АСМ, А0-6 и А0-20. Механизм изнашивания которых отличается от процесса изнашивания ранее попользованных подшипниковых материалов на медной основе (БрС-30). Другой причиной является то, что контртело, чем служит шатунная шейка коленчатого вала, в настоящее время подвергается нормализации, а раньше термическая обработка состояла из закалки и низкотемпературного отпуска.

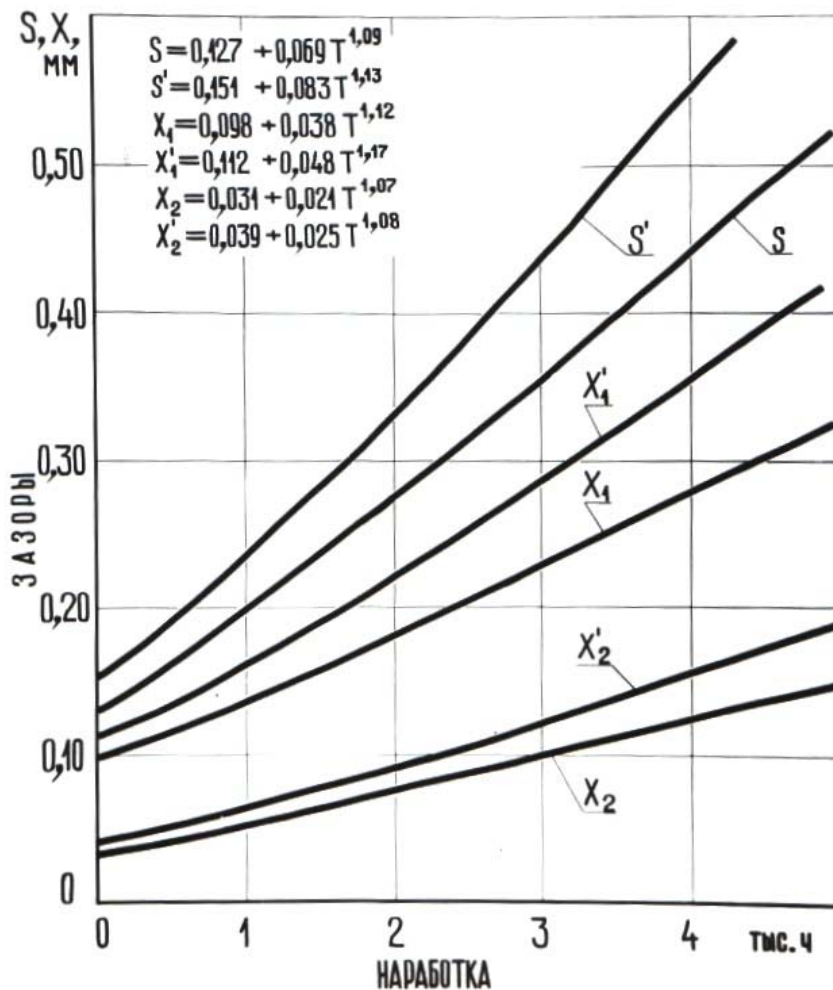


Рис.29. Функции изменения зазоров в сопряжениях КШГ дизеля Д-240:
 S, X_1, X_2 – суммарный зазор, зазоры в нижней и верхней головках шатуна
 дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт;
 S', X'_1, X'_2 – суммарный зазор, зазоры в нижней и, верхней головках шатуна
 дизелей, поступивших в повторные ремонты

Что касается верхней головки шатуна, это обусловлено использованием современных моторных масел и улучшением процесса его очистки в дизеле.

Уточнение показателей динамики изменения зазоров в сопряжениях КШГ позволяет с большей достоверностью прогнозировать их остаточный ресурс.

Точки пересечения функции изменения зазоров в сопряжениях КШГ характеризуют величину зазора в конце приработки, который представляет собой сумму начального значения (после сборки сопряжения) и его приращения после приработки.

Таблица 16

Характеристики динамики сопряжений КШМ дизелей Д-240^х

№ п/п	Параметр технического состояния	Составляющие функции изменения параметра			Средний ресурс, мото-ч	Коэффициент вариации ресурса	Величина прирабтки	Предельное изменение зазора ^{XX} , мм
		Средняя скорость изменения параметра, мм/тыс. мото-ч	Показатель степени функции изменения зазора	Среднее квадратическое отклонение в зазоре, в долях				
1	Зазор в сопряжении нижняя головка шатуна-шатунная шейка коленчатого вала	$\frac{0,038}{0,048}$	$\frac{1,12}{1,17}$	$\frac{0,207}{0,213}$	$\frac{6368}{4625}$	$\frac{0,497}{0,531}$	$\frac{0,018}{0,032}$	0,32
2	Зазор в сопряжении верхняя головка шатуна-поршневой палец	$\frac{0,021}{0,025}$	$\frac{1,07}{1,08}$	$\frac{0,250}{0,255}$	$\frac{7024}{5611}$	$\frac{0,403}{0,456}$	$\frac{0,011}{0,019}$	0,18
3	Суммарный зазор в шатунных подшипниках	$\frac{0,069}{0,083}$	$\frac{1,09}{1,13}$	$\frac{0,205}{0,302}$	$\frac{6750}{5150}$	$\frac{0,534}{0,598}$	$\frac{0,027}{0,051}$	0,58

Х – числитель для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, знаменатель – на повторные ремонты;
 XX – по данным завода-изготовителя.

4.8. Допускаемое значение суммарного зазора в шатунных подшипниках и оптимальная периодичность диагностирования

Эффективность диагностирования во многом определяется обоснованностью управляющих показателей, на базе которых осуществляется диагноз. Эту роль выполняют допускаемое значение параметра и периодичность проверки. Варьируя допускаемым значением параметра, изменяют вероятность устранения последствий отказа и среднюю наработку до восстановления элемента. Оптимальное допускаемое значение параметра обеспечивает минимум удельных издержек при заданной периодичности контроля. Изменение периодичности также влияет на упомянутые величины и стоимость диагностирования за период эксплуатации элемента. Варьируя одним из управляющих показателей при постоянстве другого, можно получить локальный оптимум (минимум удельных издержек). Однако наиболее эффективным представляется совместное изменение, как допускаемого значения параметра, так и периодичности диагностирования с целью получения глобального оптимума.

Исходные данные для расчёта удельных издержек, полученные на основе нормативов и рекомендаций [42, 70, 89] приведены в табл. 17.

Результаты расчёта удельных издержек по формуле (62) при различных нормированных значениях суммарного зазора в шатунных подшипниках и различной периодичности диагностирования приведены на рисунке 30. Периодичность диагностирования задавали существующую и соответствующую ближайшему виду диагностирования.

Анализ полученных материалов позволил обосновать оптимальное значение суммарного зазора в шатунных подшипниках и периодичность диагностирования, соответствующие минимуму издержек. Минимум удельных издержек для новых дизелей достигается при периодичности 2880 мото-ч и максимум – при 960 мото-ч, а для отремонтированных дизелей соответственно 1920 и 960 мото-ч. Допускаемое значение суммарного зазора в шатунных подшипниках новых дизелей Д-240 составляет 0,43 мм при периодичности диагностирования 2880 мото-ч, а отремонтированных - 0,45 мм при периодичности диагностирования 1920 мото-ч. Учитывая то обстоятельство, что средний ресурс сопряжений КШГ в доремонтном периоде незначительно превышает установленную оптимальную принята периодичность первого диагностирования новых дизелей 2880 мото-часов. Второе и последующие диагностирование, а также послеремонтном периоде необходимо выполнить с периодичностью 1920 мото-часов.

Полученные допускаемые значения суммарного зазора в шатунных подшипниках близки между собой. Поэтому для удобства на практике и с

учётом того, что отремонтированных тракторов в эксплуатации больше чем новых принято единое допускаемое значение суммарного зазора в шатунных подшипниках – 0,45 мм.

Полученные значения оптимального допускаемого значения суммарного зазора в шатунных подшипниках и периодичность диагностирования обеспечат максимальную его эффективность.

Т а б л и ц а 17

Характеристики определяющие оптимальную периодичность и диагностирования и допускаемое значение суммарного зазора в шатунных подшипниках^x

D	Q_y^o	$T_\phi(D_o, T_M)$	$K^o(D_o, T_M)$	U'_A	U'_B
$T_M = 2880$ мото-часов					
0,2	0,073/0,172	1,358/0,986	1,23/0,84	0,211/0,376	0,134/0,188
0,4	0,129/0,219	1,686/1,226	1,45/1,04	0,289/0,355	0,192/0,212
0,6	0,318/0,434	1,892/1,522	1,52/1,20	0,362/0,433	0,295/0,291
0,8	0,645/0,718	1,986/1,711	1,54/1,25	0,415/0,504	0,351/0,384
1,0	0,860/0,860	2,234/1,772	1,55/1,27	0,470/0,542	0,466/0,442
$T_M = 1920$ мото-часов					
0,2	0,021/0,073	1,120/1,151	1,10/1,08	0,228/0,231	0,082/0,097
0,4	0,046/0,129	1,765/1,713	1,74/1,59	0,298/0,313	0,123/0,152
0,6	0,142/0,318	2,580/2,198	2,45/1,94	0,403/0,393	0,216/0,226
0,8	0,482/0,645	3,242/2,563	2,88/2,10	0,492/0,464	0,317/0,306
1,0	0,860/0,860	3,606/2,673	3,09/2,14	0,551/0,505	0,394/0,366
$T_M = 960$ мото-часов					
0,2	0,000/0,004	1,504/2,590	1,29/2,58	0,172/0,127	0,043/0,030
0,4	0,008/0,039	2,795/3,761	2,38/3,72	0,269/0,214	0,094/0,080
0,6	0,120/0,232	4,298/4,555	3,66/4,39	0,376/0,286	0,180/0,140
0,8	0,452/0,597	5,807/5,212	4,93/4,82	0,376/0,286	0,295/0,209
1,0	0,860/0,850	7,01/5,422	5,47/4,93	0,577/0,387	0,416/0,251

x – числитель для дизелей, поступивших в первый капитальный ремонт, знаменатель - на повторные ремонты.

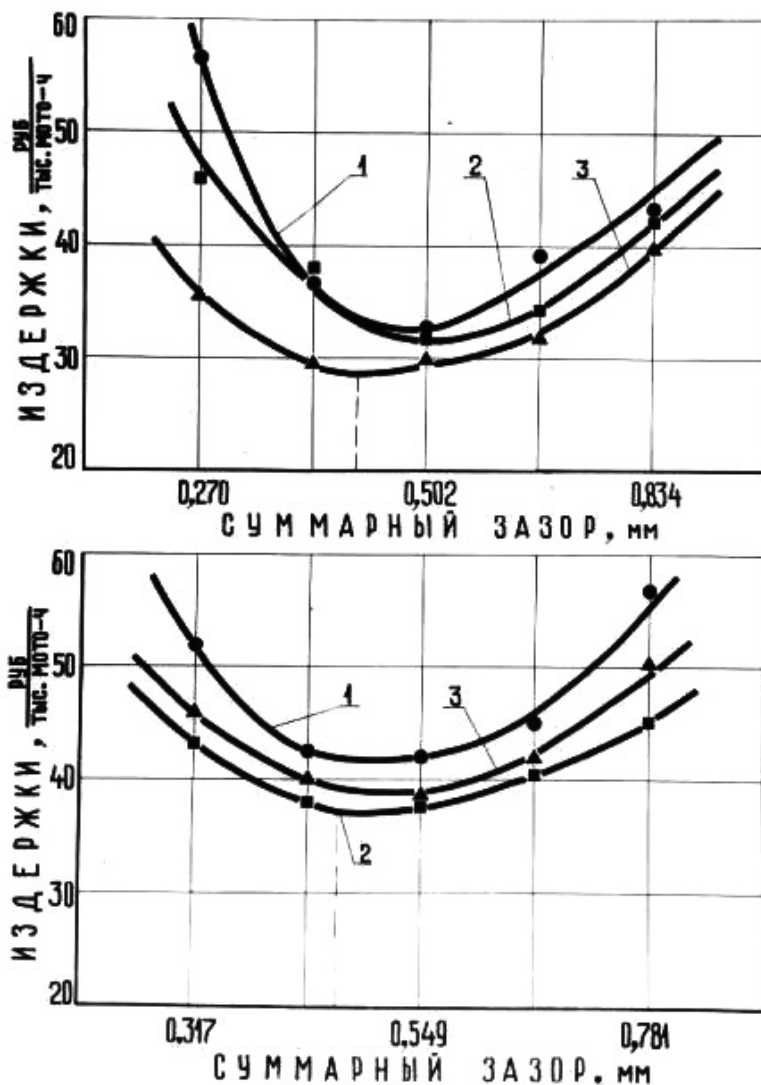


Рис. 30. Зависимости удельных издержек от допускаемого значения суммарного зазора в шатунных подшипниках и периодичности проверки:

а) в доремонтном периоде эксплуатации;

б) в послеремонтном: периоде эксплуатации;

1 – $T_m = 2880$ мото-часов; 2 – $T_m = 2880$ мото-часов;

3 – $T_m = 2880$ мото-часов

Результаты экспериментальных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Диагностическими режимами при определении суммарного зазора в шатунных подшипниках инерционным методом для дизелей по высоте вращения коленчатого вала являются обороты до 230 и свыше 1400 мин⁻¹, т.к. при этом положение поршня в ВМТ при прочих равных условиях остается постоянным. Полученные экспериментальные значения хорошо согласуются с расчётными (погрешность не превышает 3,6%) и тем самым подтверждают правильность предложенных аналитических зависимостей.

2. Положение поршня в ВМТ на пусковых режимах необходимо регистрировать через 35...40 с от начала прокрутки коленчатого вала, а на максимальной частоте вращения коленчатого вала – в пределах 30 с с начала перехода на этот режим.

3. Деформация шатуна и поршня под действием сил инерции незначительная (0,01 мм) и ее следует учитывать с помощью соответствующего поправочного коэффициента.

4. Положение геометрического центра коренных шеек коленчатого вала в вертикальной плоскости в конце такта выпуска на режимах диагностирования практически не изменяется и поэтому зазоры в коленных подшипниках не влияют на значение диагностического параметра.

5. Относительная погрешность измерения суммарного зазора в шатунных подшипниках инерционным и вакуумметрическим методами с использованием устройств КИ-13933 и КИ-13933М не превышает соответственно 4 и 5,8% и уменьшена по сравнению с статическим методом в 1,6...2,3 раза.

6. Характер распределения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунной группы дизелей подчиняется закону Вейбулла. Значение критерия согласия Пирсона P (χ^2) (0,28...0,71) характеризует удовлетворительную близость выбранного теоретического и экспериментального распределения.

7. Величина коэффициента корреляции между суммарным зазором в шатунных подшипниках и зазорами в верхней и нижней головках шатуна (более 0,72) свидетельствует о тесной связи между ними, как для дизелей, поступивших в первый, так и в последующие ремонты и подтверждает наличие общих факторов, определяющих взносы этих подшипников.

8. Установленная периодичность первого диагностирования новых дизелей 2880 мото-часов, второго и последующего диагностирования в доремонтном периоде эксплуатации, а также послеремонтном периоде отстоянными сроками контроля 1920 мото-часов, позволит получить максимальный экономический эффект.

5. РАЗРАБОТКА ПРИБОРА И ТЕХНОЛОГИИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЯ

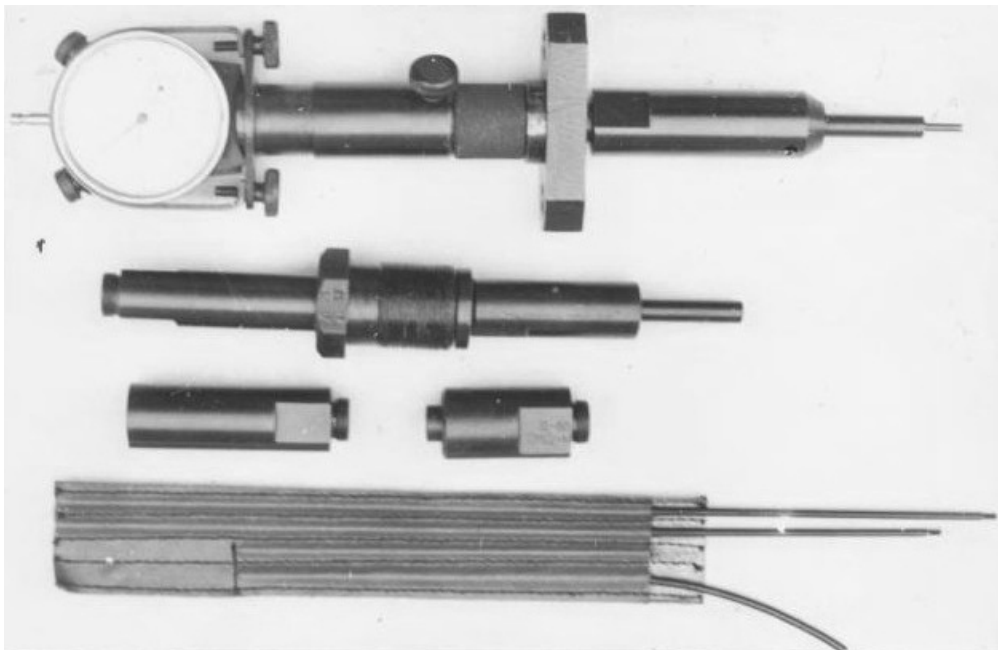
5.1. Устройства для диагностирования шатунных подшипников дизелей динамическими методами

Разработанные динамические методы диагностирования шатунных подшипников дизелей реализованы в устройствах КИ-13933-ГОСНИТИ и КИ-13933М-ГОСНИТИ. Устройство КИ-13933-ГОСНИТИ предназначено для диагностирования шатунных подшипников дизелей Д-21, Д-144, Д-37Е, Д-50, Д-65, Д-240, СМД-14, СМД-60 и их модификаций инерционным методом и входит в состав передвижных диагностических комплектов КИ-5513, КИ-13905М, КИ-13910 и КИ-13925.

Устройство КИ-13933М-ГОСНИТИ (рис.31б) предназначено для диагностирования шатунных подшипников дизелей всех марок сельскохозяйственного назначения инерционным и вакуумметрическим методами и будет входить в состав стационарных комплектов КИ-13919 и КИ-13920. Устройство КИ-13933М включает в себя устройство КИ-13933, заслонку, наконечник и шланг. С помощью специального наконечника, заслонки и шланга при диагностировании шатунных подшипников вакуумметрическим методом в надпоршневом пространстве на такте сжатия создают разрежение, путём перекрытия впускного тракта заслонка и дополнительного его внешнего сообщения с проверяемым цилиндром в процессе прокрутки коленчатого вала дизеля.

Так как регистрирующая часть для обоих устройств общая, рассмотрим её работу на примере устройства КИ-13933-ГОСНИТИ (рис. 32). Оно состоит из регистрирующего прибора 1 (индикатор часового типа), гасителя вибраций 2, скобы 3, механизма перемещения, состоящего из подпружиненной втулки 4 с узлом фиксации к стопорения (винт 7, ось 9, диаметральный паз 8 в корпусе 10 и чувствительный элемент 6) и винтовой пары "гайка 11 – винтовая часть корпуса 10"; пружины 5 и основания 12.

а



б



Рис. 31. Общий вид устройств:
а) КИ-13933-ГОСНИТИ; б) КИ-13933М-ГОСНИТИ:
1 – КИ-139933-ГОСНИТИ; 2 – заслонка; 3 – наконечник; 4 – шланг

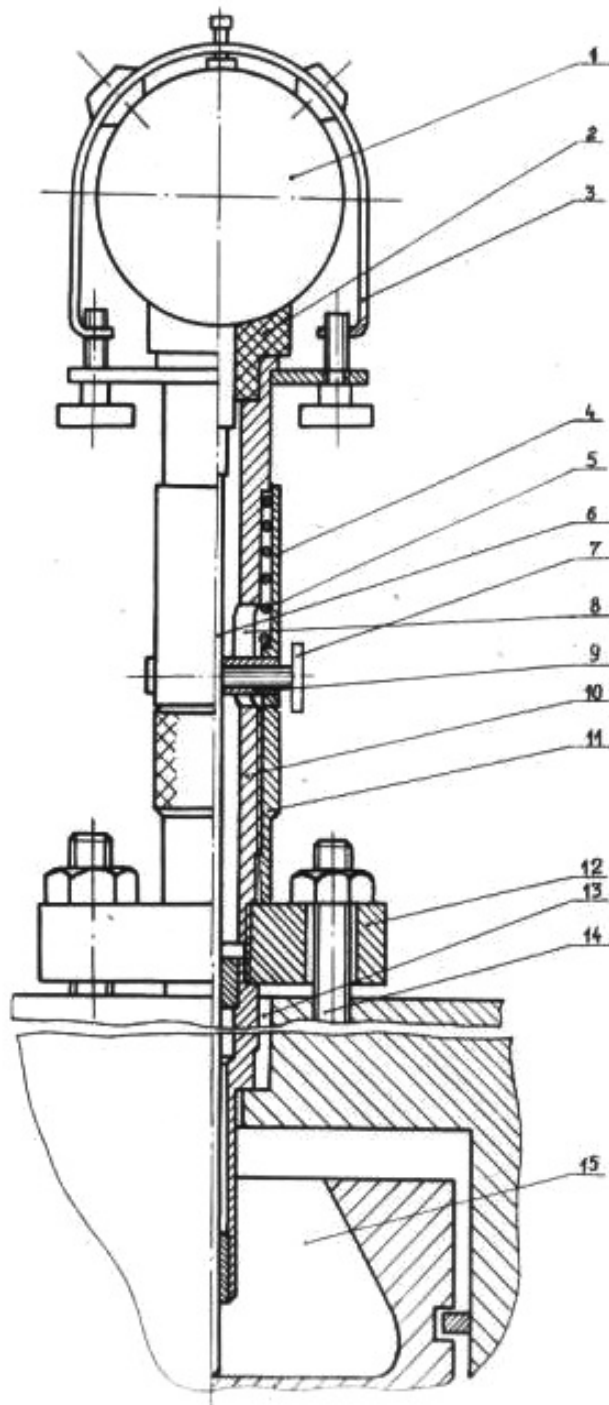


Рис.32. Устройство КИ-13933-ГОСНИТИ:
 1 – индикатор часового типа; 2 – гаситель вибраций регистрирующего прибора;
 3 – скоба; 4 – втулка; 5 – пружина; 6 – чувствительный элемент; 7 – винт;
 8 – диаметральный паз; 9 – ось; 10 – корпус; 11 – гайка; 12 – основание;
 13 – форсуночное отверстие; 14 – шпильки головки цилиндра;
 15 – поршень

Устройство подготавливают к работе следующим образом. Ослабляют стопорный винт 7 узла фиксации и стопорения, завинченный в ось 9 подпружиненной втулки 4. Переводят гайку 11 винтовой пары механизма перемещения в крайнее верхнее положение. При этом узел фиксации и стопорения, расположенный в подпружиненной втулке 4 перемещается вверх по диаметральным пазам 3 в корпусе 10. Переводят чувствительный элемент 6 в крайнее верхнее положение, регистрируемое индикатором 1 часового типа. В этом положении чувствительный элемент 6 стопорят винтом 7 узла фиксации и стопорения. Между чувствительным элементом 6 и втулкой 4, подпружиненной сжатой пружиной 5, достигается жесткая кинематическая связь.

Для диагностирования шатунных подшипников дизеля устройство устанавливают в отверстие форсунки 13 проверяемого цилиндра и закрепляют на шпильках 14 головки цилиндра. Прокручивая коленчатый вал дизеля пусковым устройством, отвинчивают гайку 11 винтовой пары, перемещая при этом чувствительный элемент 6 до контакта его с поршнем 15. При этом узел фиксации предотвращает поворот чувствительного элемента 6.

Контакт чувствительного элемента 6 с поршнем 15 определяют по отскоку стрелки индикатора 1. В этом положении нулевое деление шкалы индикатора 1 совмещают со стрелкой. Поворотом гайки 11 чувствительный элемент 6 отводят вверх на 0,8...0,9 мм и устанавливают максимальную частоту вращения коленчатого вала дизеля. Вторично подводят чувствительный элемент 6 до контакта с поршнем 15 и определяют при этом показание индикатора 1, пропорциональное зазору в шатунных подшипниках.

При вакуумметрическом методе диагностирования шатунных подшипников измерение второго положения поршня в ВМТ несколько отличается. После установки нуля, такой же как и при инерционном методе, заслонкой устройства закрывают впускной тракт дизеля, и продолжают прокручивать его коленчатый вал. Вторично подводят чувствительный элемент 6 до контакта с поршнем 15 и определяют показание индикатора 1, пропорциональное зазору в шатунных подшипниках.

Величину суммарного зазора в верхней и нижней головках шатуна рассчитывают по следующей формуле

$$S_{\text{сумм}} = \Pi k + d, \quad (70)$$

где Π – показание регистрирующего прибора, мм; k – коэффициент, учитывающий угол наклона форсуночного отверстия к оси поршня и конфигурацию днища поршня в точке контакта с чувствительным элементом; d – поправочный коэффициент, учитывающий толщину масляного слоя в сопряжениях.

На основании экспериментальных исследований установлено, что значение поправочного коэффициента для инерционного метода составляет 0,04 мм, а для вакуумметрического – 0,10 мм.

Для облегчения труда диагностов разработана номограмма (рис.33), включенная в нормативно-технические документы по диагностированию.

Разработанные устройства позволили снизить себестоимость диагностического средства в 7,3...7,6 раз, а металлоемкость в – 38,9...50 раз.

5.2. Технология диагностирования шатунных подшипников дизеля динамическими методами

Основными характеристиками любого технологического процесса являются затрачиваемые на него материальные и трудовые ресурсы. Трудоемкость диагностирования шатунных подшипников динамическими методами определяли путём хронометража. Так как оперативная продолжительность диагностирования шатунных подшипников складывается из основного (Тосн), вспомогательного (Твс) и подготовительного – заключительного (Тпз) времени, были определены каждые из этих составляющих, при этом основное время характеризуется временем, затрачиваемым на непосредственное измерение; вспомогательное – временем, необходимым на отключение и подсоединение топливопровода высокого давления, на снятие и установку форсунки (крышки головки цилиндров), на установку и снятие устройств КИ-13933-ГОСНИТИ (КИ-13933М-ГОСНИТИ) и подсоединение свободного конца топливопровода высокого давления со шлангом топливозаборника; подготовительно-заключительное-временем, необходимым на подготовку диагностического средства к работе, необходимых инструментов и дизеля к диагностированию.

Хронометраж проводился с помощью секундомера с ценой деления 1 с с 15-кратной повторностью. Было установлено, что на контроль зазоров в шатунных подшипниках одного цилиндра дизеля затрачивается 10,2 мин ($T_{оп} = 1 + 7,95 + 1,25 = 10,2$ мин).

Таким образом, трудоемкость диагностирования при использовании динамических методов в среднем на 25...30% ниже по сравнению со статическим методом за счёт исключения необходимости установки вручную коленчатого вала в положение, соответствующее ВМТ поршня проверяемого цилиндра на такте сжатия.

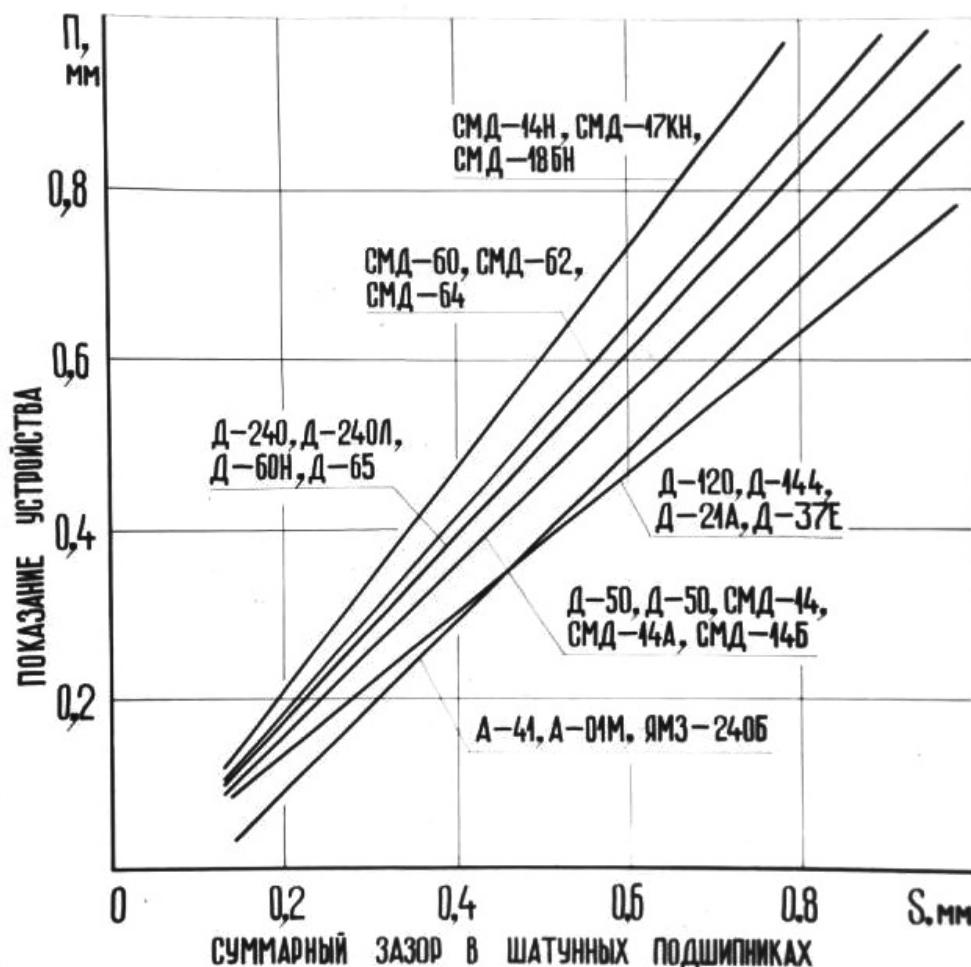


Рис.33. Номограмма для определения суммарного зазора в шатунных подшипниках по показанию устройств КИ-13933 и КИ-13933М

Анализ данных по зазорам в сопряжениях КШГ, полученных в ходе производственной проверки динамических методов и приведенных в работах [55, 71] показал, что для каждой марки дизеля ось наиболее изнашиваемый цилиндр. Поэтому, задавшись относительной точностью 0,10 и доверительной вероятностью 0,95, установили для основных марок дизелей сельскохозяйственного назначения номер наиболее изнашиваемого подшипника и вероятность его максимального износа (табл.18).

Технологии диагностирования шатунных подшипников разработаны с учётом полученных данных различной их интенсивности изнашивания и приведены в приложениях II, III. Диагностирование шатунных подшипников при этом выполняется устройствами КИ-13933- ГОСНИТИ или КИ-13933М-ГОСНИТИ.

На основании проведённых исследований и в соответствии с ГОСТ 20793-81 "Тракторы сельскохозяйственные. Техническое обслуживание" и ГОСТ 22870-77 "Тракторы сельскохозяйственные. Правила диагностирования" разработанные технологии рекомендуются к использованию при

ресурсном диагностировании дизелей перед ТО-3 и заявочном диагностировании. Периодичность первого диагностирования новых дизелей составляет 2880 мото-часов. Второе и последующее диагностирование в доремонтном периоде эксплуатации, а также диагностирование в послеремонтном периоде выполняется с периодичностью 1920 мото-часов.

При ресурсном диагностировании шатунных подшипников определяют суммарный зазор подшипников, указанных в таблице 18. Если суммарный зазор в наиболее изнашиваемом цилиндре находится в допустимых пределах, диагностирование остальных цилиндров не проводят.

Разработанные технологии диагностирования шатунных подшипников дизеля динамическими методами прошли производственную проверку.

5.3. Экономическая эффективность внедрения динамических методов диагностирования шатунных подшипников дизелей

Экономический эффект при использовании динамических методов диагностирования шатунных подшипников дизелей достигается в сфере производства диагностического средства (ДС), за счёт снижения стоимости его, а в сфере использования за счёт снижения трудоемкости и оптимизации последовательности диагностирования.

Т а б л и ц а 18

Наиболее изнашиваемые подшипники тракторных дизелей

Марка дизеля	Наиболее изнашиваемый подшипник	
	Номер подшипника	Вероятность максимального износа, %
Д-21А	1	70
Д-37Е	4	66
Д-240	1	72
Д-65М/Н	1	75
СМД-14	1	70
СМД-62	2	63
А-41	4	60
А-01М	6	44
ЯМЗ-238НБ	8	53
ЯМЗ-240Б	12	47

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Результаты исследования износов сопряжений КШМ свидетельствуют о том, что значительное количество дизелей поступает в капитальный ремонт с недоиспользованием ресурса на 30...70%. Так, средние значения зазоров в верхней и нижней головках шатуна и бобышках поршня доремонтных дизелей Д-240 составляют 0,071, 0,128, 0,015 мм, а для отремонтированных – 0,080, 0,129 и 0,022 мм. Коэффициент вариации зазоров в сопряжениях КШМ находится в пределах 0,59...0,76.

Одной из причин преждевременного поступления дизелей в ремонт является недостаточное совершенство методов определения остаточного ресурса. Относительно невысокие значения обобщенных показателей методов диагностирования шатунных подшипников (0,39... 0,64) свидетельствуют о необходимости дальнейших исследований.

2. В результате теоретических и экспериментальных исследований обоснована возможность диагностирования шатунных подшипников по изменению положения поршня в ВМТ динамическими методами. Получены аналитические зависимости для определения частоты вращения коленчатого вала, при которой происходит выборка зазоров в нижней и верхней головках шатуна под действием сил инерции деталей КШМ при движении поршня от НМТ к ВМТ, и времени выборки зазоров в них. Излученные теоретические зависимости проверены применительно к двигателям Д-240 и Д-65. Показано, что расхождение между аналитическими и экспериментальными данными не превышает 3,6%.

3. Установлено влияние основных факторов (частоты вращения и продолжительности прокрутки коленчатого вала, силы инерции на максимальных оборотах холостого хода и зазоров в коренных подшипниках) на зависимость между диагностическим и структурным параметрами. При определении суммарного зазора в шатунных подшипниках инерционным методом диагностическими режимами являются частота вращения коленчатого вала на пусковом режиме не более 228 мин^{-1} и на рабочем режиме не менее 1400 мин^{-1} . Фиксацию положения поршня на пусковом режиме необходимо выполнять через 35...40 с с начала прокрутки коленчатого вала, а измерение зазора в шатунных подшипниках - в пределах 30 с после перехода на максимальный скоростной режим.

Максимальная суммарная деформация шатуна и поршня под действием инерционных сил не превышает 0,01 мм при максимальных частотах вращения коленчатого вала.

Положение центров шеек коленчатого вала на такте выпуска на различных скоростных режимах остается практически постоянным и поэтому зазоры в коренных подшипниках не влияют на значение диагностического параметра. Инерционный метод обеспечивает эффективное

диагностирование зазоров в шатунных подшипниках всех отечественных тракторных дизелей, кроме А-01М, А-41, ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б.

4. Для дизелей А-01М, А-41, ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б разработан вакуумметрический метод диагностирования шатунных подшипников. Метрологическая оценка инерционного и вакуумметрического методов показала, что относительная погрешность диагностирования не превышает соответственно 4% и 5,8% и уменьшена по сравнению с статическим методом в 1,6...2,3 раза.

5. Экспериментально установлена тесная корреляционная связь между суммарным зазором в шатунных подшипниках и зазорами в верхней и нижней головках шатуна. Коэффициенты парной корреляции составляют 0,72...0,93. Это позволило разработать номограммы для отдельного определения зазоров в верхней и нижней головках шатуна по величине суммарного зазора.

6. Получены характеристики динамики изменения зазоров в сопряжениях КШМ дизеля Д-240: скорость изменения параметра $V_c = 0,021...0,083$ мм/тыс. мото-ч, показатель степени функции изменения параметра $\alpha = 1,07...1,17$. Установлено, что средний ресурс сопряжений КШМ отремонтированных дизелей Д-240 составляет 0,73...0,80 ресурса новых дизелей.

7. На основании анализа динамики зазоров в сопряжениях КШМ отдельных цилиндров установлены наиболее изнашиваемые подшипники для различных марок двигателей (табл.18). Вероятность наибольшего износа таких подшипников по сравнению с остальными составляет 44...75% в зависимости от марки дизеля. Использование этих данных позволило разработать энергосберегающую технологию ресурсного диагностирования шатунных подшипников дизелей на основе условных алгоритмов.

8. В результате исследований разработаны технологии, устройства КИ-13933-ГОСНИТИ, КИ-13933М-ГОСНИТИ и уточнены допускаемые значения суммарного зазора в шатунных подшипниках. Устройство КИ-13933-ГОСНИТИ, реализующее инерционный метод диагностирования поставлено на серийное производство. Устройство КИ-13933М-ГОСНИТИ, реализующее оба метода диагностирования, рекомендовано к серийному производству.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
2. Айвазян, С.А. Статистическое исследование зависимостей (применение методов корреляционных и регрессионных анализов к обработке результатов эксперимента) [Текст] / С.А. Айвазян. – М.: Metallургия, 1968. – 114 с.
3. Алабин, М.А. Корреляционно-регрессионный анализ статистических данных в двигателестроении [Текст] / М.А. Алабин, А.Б. Ройтман. – М.: Машиностроение, 1974. – 124 с.
4. Артомонов, М.Д. Основы теории и конструирования автотракторных двигателей [Текст] / М.Д. Артомонов, М.М. Морин, Г.А. Скворцов. – М.: Высшая школа, 1978. – 133 с.
5. Афанасьев, Ю.Г. Методика экспериментального исследования шатунных подшипников ДВС [Текст] / Ю.Г. Афанасьев [и др.] // Труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1974. – Вып.77. – С.30-34.
6. Бельских, В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники [Текст] / В.И. Бельских. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1980. – 575 с.
7. Бовда, В.С. Продление срока службы коленчатых валов и вкладышей [Текст] / В.С. Бовда // Техника в сельском хозяйстве. – 1965. – № 11. – С.45...48.
8. Борц, А.Д. Диагностика технического состояния автомобиля [Текст] / А.Д. Борц, Я.Х. Закин, Ю.В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 158 с.
9. Бруевич, Н.Г. Ошибки механизмов для черчения линий [Текст] / Н.Г. Бруевич. – М.: АН СССР, 1942. – 63 с.
10. Бруевич, Н.Г. О точности механизмов [Текст] / Н.Г. Бруевич. – М.: АН СССР, 1941. – 51 с.
11. Бруевич, Н.Г. Основы теории точности механизмов и теория реальных механизмов [Текст] / Н.Г. Бруевич. – М.: МВТУ им. Баумана, 1951. – 34 с.
12. Бруевич, Н.Г. Точность механизмов [Текст] / Н.Г. Бруевич. – М.: Гостехиздат, 1946. – 352 с.
13. Бруевич, Н.Г. Основы нелинейной теории точности и надёжности устройств [Текст] / Н.Г. Бруевич, В.И. Сергеев. – М.: Наука, 1976. – 136 с.
14. Буклагин, Д.С. Организация и эффективность диагностирования тракторов и зерноуборочных комбайнов [Текст] / Д.С. Буклагин. – М.: ЦНИИТЭИ, 1977. – 55 с.

15. Власенко, В.Н. Техническая диагностика кривошипно-шатунного механизма [Текст] / В.Н. Власенко // Мех. и электр. соц. сельского хозяйства. – 1969. – № 10. – С.46-47.

16. Власенко, В.Н. Исследование и разработка метода безразборного определения зазоров в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма тракторного двигателя [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.Н. Власенко. – Л.-Пушкин, 1971. – 26 с.

17. Гвоздев, Н.К. О долговечности тракторных двигателей в рядовой эксплуатации [Текст] / Н.К. Гвоздев, Л.И. Кленышев // Труды НАТИ. – 1972. – Вып.220. – С.95...103.

18. Вяурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / В.Е. Вяурман. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1977. – 479 с.

19. Говорущенко, Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей [Текст] / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 256 с.

20. Горанчаровский, В.А. К вопросу определения зазора в шатунном подшипнике по крутильным колебаниям коленчатого вала [Текст] / В.А. Горанчаровский // В сб.: Механизация сельскохозяйственного производства. – Л., 1969. – Т. 131. – Вып.2. – С.40-42.

21. ГОСТ 18509-80. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Взамен ГОСТ 18509-73; введ.с 01.01.82. до 01.01.87. – 57 с.

22. ГОСТ 20760-75. Техническая диагностика. Тракторы. Параметры и качественные признаки технического состояния. Введ. с 01.01.76. до 01.01.81. – 12 с.

23. Григорьев, П.Ф. Методика оценки износа поршневых колец авиационных двигателей // В сб.: Изучение износа деталей машин при помощи радиоактивных изотопов. – М.: АН СССР, 1957. – С.39-50.

24. ГОСТ 21571-76. Система технического обслуживания и ремонта техники. Методы определения допускаемого отклонения параметра технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса составных частей агрегатов машин. Введ. с 01.01.77. до 01.01.82. – 27 с.

25. Денисов, А.С. Изменение технического состояния двигателей при эксплуатации в доремонтном периоде [Текст] / А.С. Денисов // Мех. и электр. соц. сельского хозяйства. – 1982. – № 8. – С.47-50.

26. Денисов, А.С. Изменение технического состояния двигателей в межремонтном периоде [Текст] / А.С. Денисов // Мех. и электр. соц. сельского хозяйства. – 1982. – № 9. – С.47-49.

27. Дехтеринский, Л.В. Исследование теоретических вопросов повышения-качества капитального ремонта машин [Текст] / Л.В. Дехтеринский; под ред. Г.И. Зеленкова. – М.: Высшая школа, 1970. – 196 с.

28. Ждановский, Н.С. Диагностика автотракторных двигателей [Текст] / Н.С. Ждановский. - 2-е изд., перераб. - Л.: Колос, Ленингр. отд-е, 1977. - 264 с.
29. Домников, И.Ф. Техническая диагностика машин [Текст] / И.Ф. Домников. - М.: Моск. рабочий, 1978. - 152 с.
30. Дудченко, К.Г. Экспериментальное определение траектории центра коренной шейки коленчатого вала дизеля Д-54 [Текст] / К.Г. Дудченко // Известия вузов. Машиностроение, 1962, № 7, - С.50-56.
31. Ермолов, Л.С. Основы надежности сельскохозяйственной техники [Текст] / Л.С. Ермолов, В.М. Кряжков, В.Е. Черкун. - М.: Колос, 1982. - 271 с.
32. Ждановский, Н.С. Диагностика автотракторных двигателей с использованием электронных приборов [Текст] / Н.С. Ждановский, В.А. Аллилуев, В.М. Михлин. - Л. - Пушкин : ЛСХИ, 1973. - 127 с.
33. Ждановский, Н.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей [Текст] / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Колос, Ленингр.отд.-е, 1981. - 295 с.
34. Попов, В.Н. Исследование параметров масляного слоя коренных подшипников форсированного двигателя [Текст] / В.Н. Попов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. - 1972. - № 2. - С.6-8.
35. Ильин, В.А. Разработка метода технической диагностики и исследования изнашивания деталей машин с применением нейронного активационного анализа [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.А. Ильин. - М., 1977. - 23 с.
36. Инструкция по определению экономической эффективности мероприятий по диагностированию сельскохозяйственной техники. - М.: ГОСНИТИ, 1982. - III с.
37. Исследование надежности новых и отремонтированных тракторов Т-4А и зерноуборочных комбайнов. Отчет / Сибирский филиал ГОСНИТИ. - Красноярск, 1980. - Т. 1. - 216 с.; Т. 2. - 136 с.
38. Исследование надежности дизелей, их агрегатов в условиях рядовой эксплуатации и стендовых ускоренных испытаниях с Предложениями по повышению надежности и уточненной структурой ремонтного цикла. Отчет / ГОСНИТИ; руководитель работы П.М. Кривенко. № ГР 01827045I80; Инв. № 0016412. - М., 1982. - 58 с.
39. Исследовать надежность дизелей и уточнить структуру ремонтного цикла. Исследование износов и надёжности дизелей с предложениями по повышению надёжности. Отчёт / ГОСНИТИ; руководитель работы Д.М. Кривенко. - М., 1981. - 80 с.
40. Исследовать и обосновать номенклатуру и приоритет структурных параметров тракторов для диагностирования (на примере трактора Т-150К).

Отчет /ГОСНИТИ; руководитель работы К.Ю. Скибневский. № ГР 800709997; Инв. № Б 919550, Ч-2 Б 919551. – М.: 1980. – 134 с.

41. Исследование и разработка методов и средств для диагностики технического состояния сопряжений кривошипно-шатунного механизма тракторного двигателя. Отчет/ГОСНИТИ; Руководитель раздела В.И. Бельских, № ГР 69046730; Инв. № Б 127238. – М., 1970. – 109 с.

42. Карепин, П.А. Обоснование технических требований на предремонтное диагностирование тракторного двигателя на примере кривошипно-шатунного механизма двигателя СМД-14 [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / П.А. Карепин. – М., 1981. – 21 с.

43. Карпов, Л.И. Диагностика и техническое обслуживание тракторов и комбайнов [Текст] / Л.И. Карпов [и др.]. – М.: Колос, 1972. – 320 с.

44. Каталог деталей двигателей АМ-01, АМ-03 и АМ-41. – М.: Машиностроение, 1966. – 99 с.

45. Каталог деталей двигателей Д-37М и Д-37Б. – М.: Машиностроение, 1964. – 63 с.

46. Каталог деталей двигателя СМД-14 и его модификаций. – М.: Машиностроение, 1965. – 139 с.

47. Каталог деталей и узлов двигателей СМД-60, СМД-62 и СМД-64. – Харьков, 1971. – 120 с.

48. Келер, К.О. Диагностика автомобильного двигателя [Текст] / К.О. Келер. – Ужгород: Карпати, 1977. – 160 с.

49. Коваль, И.А. Основные направления повышения технического уровня тракторных и комбайновых дизелей средней мощности [Текст] / И.А. Коваль // Двигателестроение. – 1980. – № 9. – С. 4-7.

50. Колчин, А.В. Новые средства и методы диагностирования автотракторных двигателей [Текст] / А.В. Колчин, Ю.К. Бобков. – М.: Колос, 1982. – 111 с.

51. Кошкин, К.Т. Технологические основы авторемонтного производства [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / К.Т. Кошкин. – М., 1967. – 441 с.

52. Крамаренко, Г.В. Техническая эксплуатация автомобилей [Текст] / Г.В. Крамаренко [и др.]. – М.: Транспорт, 1972. – 439 с.

53. Кюрегян, С.К. Оценка износа двигателей внутреннего сгорания методом спектрального анализа [Текст] / С.К. Кюрегян. – М.: Машиностроение, 1966. – 152 с.

54. Лаптев, А.А. Исследование износов и остаточного ресурса деталей цилиндра-поршневой группы двигателей А-ОИМ [Текст] / А.А. Лаптев // Труды ГОСНИТИ. – 1981. – Т. 64. – С. 29-32.

55. Левашев, Л.И. Исследование и разработка метода диагностики подшипников кривошипно-шатунного механизма на основе гидродинамических параметров системы смазки автотракторных двигателей. [Текст]: дис.... канд. техн. наук / Л.И. Левашев. – Киев, 1972. – 186 с.

56. Лебедев, В.Д. Определение технического состояния подшипников коленчатого вала двигателя без его разборки (на примере двигателя ЗИЛ-120) [Текст]: дис. ... канд. техн. наук / В.Д. Лебедев. – Л., 1957. – 157 с.
57. Макаров, Р.А. Средства технической диагностики машин [Текст] / Р.А. Макаров. – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
58. Материалы анализа испытаний на МИС капитально отремонтированной техники. Отчет /ГОСНИТИ; Руководитель темы А.Ш. Рабинович. № ГР 77026196. – М., 1978. – 151 с.
59. Исследование и нормирование показателей надежности сельскохозяйственной техники с целью повышения качества ремонта и технического обслуживания, Анализ материалов испытаний на МИС капитально отремонтированной сельскохозяйственной техники (с рекомендациями по повышению надёжности). Отчёт / ГОСНИТИ; Руководитель темы А.Ш. Рабинович. – М., 1976. – 115с.
60. Методические указания по определению износа деталей машин. – М.: ГОСНИТИ, 1982. – 87 с.
61. Методические указания по определению экономической эффективности использования новой техники, изобретений и рационализаторских предложений на предприятиях и в организациях системы "Союз сельхозтехника". – М.: ЦНИИТЭИ, 1978. – 92 с.
62. Мирошников, Л.В. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях [Текст] / Л.В. Мирошников, А.П. Болдин, В.И. Пал. – М.: Транспорт, 1977. – 263 с.
63. Митропольский, А.К. Техника статистических вычислений. [Текст] / А.К. Митропольский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1971. – 576 с.
64. Михлин, В.М. Прогнозирование технического состояния машин [Текст] / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1976. – 288 с.
65. Морозов, А.Х. Техническая диагностика в сельском хозяйстве [Текст] / А.Х. Морозов. – М.: Колос, 1979. – 207 с.
66. Москалев, М.Т. Исследование влияния диагностики на эксплуатационную надёжность тракторов МТЗ [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / М.Т. Москалев. – Л. – Пушкин, 1974. – 21с.
67. Никитин, М.Д. Применение радиоактивных изотопов при исследовании износа деталей двигателей внутреннего сгорания [Текст] / М.Д. Никитин [и др.]. – М., 1962. – 70 с.
68. Нискевич, А.Н. Применение радиоактивных изотопов для изучения долговечности деталей машин [Текст] / А.Н. Нискевич. – М.: Госатомиздат, 1962. – 184 с.
69. Нормативные материалы для определения экономического эффекта тракторов и сельскохозяйственных машин. – М.: НАТИ, 1982. – 36 с.
70. Определение издержек на устранение последствий отказов тракторов. – М.: ВИМ, 1978. – 20 с.

71. Островский, Л.С. Исследование и обоснование параметров технического состояния для диагностирования тракторных дизелей (на примере дизеля СМД-62) [Текст]: дис. ... канд. техн. наук/ Л.С. Островский. – М., 1982. – 177 с.

72. Показатели безотказности и долговечности тракторов ДТ-75, ДТ-75М, МТЗ-80, МТЗ-82, К-701, Т-150К, Т-40А, Т-40, Т-28Х4, зерноуборочных комбайнов СК-5, СК-6, СКД-5 и специальных комбайнов. Отчет /ГОСНИТИ; Руководитель темы А.Ш. Рабинович, № ГР 76020832; Инв. № Б 9625371. – М., 1980. – 47 с.

73. Попов, Г.П. Методика комплексного исследования шатунного подшипника ДВС. [Текст] / Г.П. Попов // Труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1978. – Вып.141. – С. 81-85.

74. Полык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / К. Г. Полык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

75. Прокопьев, В.Н. Исследование погрешностей измерения траекторий центра шеек коленчатого вала подшипников ДВС [Текст] / В.Н. Прокопьев [и др.] // Труды ЧПИ. – Челябинск, 1972. – Вып. 119. – С.38-50.

76. Рекомендации по постановке машин на ремонт по результатам диагностирования. – М.: ГОСНИТИ, 1979. – 51 с.

77. Румшицкий, Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента [Текст] / Л.З. Румшицкий. – М.: Наука, 1971. – 192 с.

78. Сергеев, А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей [Текст] / А.Г. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 188 с.

79. Сергеев, В.И. Исследование динамики плоских механизмов с зазорами [Текст] / В.И. Сергеев, К.М. Юдин. – М.: Наука, 1974. – 111с.

80. Серeda В.Т. Динамические ошибки в низших кинематических парах механизмов [Текст] / В.Т. Серeda // В сб.: Теория механизмов и машин. Харьковский ун-т, 1971. – Вып.10. – С.69-76.

81. Серeda В.Т. Динамические ошибки реального кривошипно-шатунного механизма. Труды института машиноведения. Семинар по точности в машиностроении и приборостроении [Текст] / В.Т. Серeda // АН СССР. – 1957. – С.3-27

82. Скибневский, К.Ю. Методические указания по диагностированию машин [Текст] / К.Ю. Скибневский. – М.: ГОСНИТИ, 1976. – 128 с.

83. Скибневский, К.Ю. Средства и методы диагностирования тракторов [Текст] / К.Ю. Скибневский. – М.: Колос, 1976. – 80 с.

84. Сковородин, В.Д. Исследование и разработка виброакустической диагностики подшипниковых узлов тракторного двигателя [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.Д. Сковородин. – Л., 1970. – 23 с.

85. Скуридин, А.А. Борьба с шумом и вибрацией судовых ДВС [Текст] / А.А. Скуридин, Е.М. Михеев. – Л.: Судостроение, 1970. – 220 с.

86. Солонин, И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения [Текст] / И.С. Солонин. – М.: Машиностроение, 1972. – 216 с.
87. Статистические методы обработки эмпирических данных. Рекомендации. – М.: Всесоюзный научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроении, 1978. – 232 с.
88. Стефановский Б.С. Испытание двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Б.С. Стефановский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1972. – 367 с.
89. Таблицы показателей для определения вида и срока ремонта машин по результатам диагностирования. – М.:ГОСНИТИ, 1980. – 394 с.
90. Теоретические и экспериментальные исследования по обоснованию дальнейшего повышения ресурса отремонтированных дизелей: Материалы по износам и надёжности двигателей, отремонтированных с повышенным ресурсом. Отчет / ГОСНИТИ; 3-27. Руководитель работы П.М. Кривенко. № ГР 76020840; Инв. № Б 721690. – М., 47 с.
91. Теоретические и экспериментальные исследования по обоснованию дальнейшего повышения ресурса отремонтированных двигателей. Обобщение результатов эксплуатационных испытаний двигателей СМД-14, СМД-60, Д-65, Д-37, Д-50. Отчет /ГОСНИТИ; Руководитель темы П.М. Кривенко. – М., 1976. – 92 с.
92. Терских И.П. Диагностика технического состояния тракторов [Текст] / И.П. Терских. – Иркутск: Иркутский сельскохозяйственный институт, 1975. – 159 с.
93. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов: под общ. ред. В.М. Михлина. – М.:Колос,1978. – 287 с.
94. Технология диагностирования колесных тракторов. – М.: ГОСНИТИ, 1981. – 140 с.
95. Технология диагностирования тракторов. – М.: ГОСНИТИ, 1973. – 280 с.
96. Технология диагностики технического состояния тракторов. – М.: ОНТИ ГОСНИТИ, 1971. – 160 с.
97. Технология диагностирования тракторов на стационарных постах. – М.: ГОСНИТИ, 1974. – 200 с.
98. Токарев А.Н. Диагностика сопряжения коленчатый вал подшипник двигателя ЗИЛ-130[Текст] / А.Н. Токарев // В сб.: Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. – М.: МАДИ, 1972. – № 35. – С.51-55.
99. Токарев А. Непосредственный замер сопряжения коленчатый вал – подшипник [Текст] / А. Токарев, А. Булгаков // Автомобильный транспорт. – 1971, №11 – 30 с.
100. Точильников, Д.Г. Радиоактивные индикаторы при использовании износа деталей дизелей [Текст] / Д.Г. Точильников. – М.: Атомиздат, 1967. – 96 с.

101. Тракторные дизели. Справочник / Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.

102. Уточненные доремонтные, межремонтные ресурсы агрегатов и тракторов на 1976-1990 гг. Отчет / ГОСНИТИ; Руководитель работы А.Ш.Рабинович. № ГР 72046875. – М., 1973. – 31 с.

103. Фридрих, П.С. Критерии предельного состояния и соответствующая им потребность в капитальном ремонте двигателя А-ОИМ и его составных частей [Текст] / П.С. Фридрих // Труды ГОСНИТИ. – 1983. – Т. 66. – С.131-138.

105. Черноиванов, В.И. Система средств для диагностирования тракторов [Текст] / В.И. Черноиванов, К.Ю. Скибневский. – М.:ГОСНИТИ, 1976. – 64 с.

106. Шевцов, Н.И. Исследование пневмомеханического метода диагностирования основных сопряжений кривошипно-шатунного механизма тракторного двигателя [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук/ Н.И. Шевцов. – М., 1974. – 26 с.

107. Маслов, Г.С. Экспериментальное определение толщины масляного слоя в подшипниках коленчатого вала тракторного двигателя [Текст] / Г.С. Маслов [и др.] // В сб.: Методы испытания и оценки служебных свойств материалов для подшипников скольжения. – М.: Наука, 1972. – С.85-90.

108. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики. Статика. Кинематика. – 4-е изд., перераб. [Текст] / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М.: Высшая школа, 1971. – 424 с.

109. Федин, Н.А. Качество отремонтированных двигателей [Текст] / Н.А. Федин // Известия вузов. Строительство. – 2000. – №1. – С.81-84.

110. Федин, Н.А. Качество отремонтированных двигателей [Текст]: моногр. / Н.А. Федин, Т.Г. Федина. – Пенза: ПГУАС, 2010. – 132с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Основные нормированные технико-экономические показатели
Диагностических параметров (методов диагностирования)

Наименование показателя	Условное обозначение	Расчётная формула
1	2	3
1. Универсальность а) по количеству проверяемых структурных параметров одного объекта диагностирования	$U_{\text{п}}$	$Y_{\text{п}} = \frac{I_{\text{ф}}}{I_{\text{о}}} \sum Q_i, \quad (\text{П.1})$ где $I_{\text{ф}}$, $I_{\text{о}}$ – среднее фактически проверяемое и общее количество структурных параметров проверяемого объекта; Q_i – вероятность определения i -го параметра
б) по количеству проверяемых различных объектов диагностирования	$Y_{\text{о}}$	$Y_{\text{о}} = \frac{\Pi_{\text{ф}}}{\Pi_{\text{м}}}, \quad (\text{П.2})$ где $\Pi_{\text{ф}}$, $\Pi_{\text{м}}$ – фактическое и максимальное количество проверяемых объектов
в) по количеству охватываемых марок машин ($N_{\text{м}}$) из рассматриваемой совокупности (N)		$Y_{\text{м}} = \frac{N_{\text{м}}}{N}, \quad (\text{П.3})$
2. Информативность		$Y = \frac{I_{\text{р}}}{I_{\text{о}}} = \sum \frac{Q_{pi}}{I_{\text{о}}}, \quad (\text{П.4})$ где $I_{\text{р}}$ – среднее количество параметров, распознаваемых при возникновении неисправности;

Продолжение прил. I
Продолжение табл. III

1	2	3
3. Точность	E	Q_{pi} – вероятность распознавания неисправности по i -му параметру $\varepsilon = \frac{\varepsilon_{\phi}}{\varepsilon_{н}}$ (П.5) где ε_{ϕ} , $\varepsilon_{н}$ – фактическая и нормативная точность определения структурного параметра
4. Продолжительность (контролепригодность)	T	$\tau = \frac{\tau_{м}}{\tau_{\phi}}$ (П.6) где τ_{ϕ} , $\tau_{м}$ – фактическая и минимальная продолжительность проверки
5. Количество исполнителей	$K_{п}$	$K_{п} = \frac{1}{K_{\phi}}$ (П.7) где K_{ϕ} – минимально необходимое количество исполнителей
6. Технологичность (удобство проверки)	T _п	$T_{п} = \frac{1}{z}$ (П.8) где z – необходимое для проверки количество видов ремонтно-технологического оборудования и др. средств (инструмента, приспособлений, оснастки и т.п.)

Окончание прил. I
Окончание табл. П.1

1	2	3
7. Стоимость	Ц	$Ц = \frac{Ц_{\text{м}}}{Ц_{\text{ф}}}, \quad (\text{П.9})$ <p>где $Ц_{\text{ф}}$, $Ц_{\text{м}}$ – фактическая и минимальная стоимость диагностического средства</p>
8. Социологическая приемлемость (совместимость)	Сп	$С_{\text{п}} = P, \quad (\text{П.10})$ <p>где P – вероятность выполнения проверки исполнителями</p>
9. Обобщённый показатель метода (параметра)	K ₀	$K_0 = \sum j_i K_i = \frac{2\varepsilon + \sum_{i=1}^9 K_i}{11}, \quad (\text{П.11})$ <p>где K_i – частные показатели по пп.1,2,4...8; j_i – удельный вес i-го показателя</p>

П р и м е ч а н и е . В формулах (П.2), (П.6), (П.9) максимальные и минимальные значения составляющих выбираются из совокупности рассматриваемых методов.

П р и л о ж е н и е П

Технология определения суммарного зазора в шатунных подшипниках
дизелей Д-21, Д-144, Д-37, Д-50, Д-65, Д-240, СМД-14, СМД-60 и их модификаций

Исполнитель: мастер-диагност, тракторист-машинист
Трудоёмкость: 10,2 мин-цикл.

Оборудование, приспособления, инструмент: устройство для измерения зазоров в шатунных подшипниках КИ-13933-ГОСНИТИ, ключи гаечные, ветошь.

№ операции	Наименование работ и методика проведения	Технические требования	Оборудование, приспособления, инструмент
1	2	3	4
1	Снимите форсунку проверяемого изделия (табл.П.2)	Поверхность головки блока в зоне посадочного места должна быть очищена от грязи	Ветошь, ключи гаечные на 14 и 19 мм
2	Наденьте на свободный конец топливпровода высокого давления шланг топливосборника	Течь топлива не допускается	
3	Установите устройство КИ-13933 на место снятой форсунки и надёжно закрепите его (рис.П.1)	Гайки шпилек крепления форсунок затягивать равномерно моментом 25-30 Нм (2,5-3,0 кгсм)	Ключ гаечный на 14 мм

Продолжение прил. II

1	2	3	4
4	<p>Прокрутите коленчатый вал двигателя пусковым устройством 20-30 с, а затем, медленно перемещая струну вниз с помощью механизма подачи, определите момент контакта с поршнем, и установите при этом шкалу индикатора на «0». Проверьте правильность установки нуля путём 3-кратного повторения операции. После установки «0» отведите струну примерно на 0,9 мм вверх.</p>	<p>При прокручивании коленчатого вала пусковым устройством подачу топлива выключить. Струна устройства вначале прокрутки коленчатого вала</p> <p>Пусковым устройством должна быть полностью отведена вверх.</p>	
5	<p>Пустите основной двигатель и установите максимальную частоту вращения коленчатого вала</p>		
6	<p>Плавно опускайте струну (с помощью механизма подачи) до касания её с поршнем. Определите при этом показания индикатора. Проверьте правильность отсчёта показания, повторив ещё раз</p>	<p>Резкое опускание струны не допускается во избежание соударения с поршнем. Измерение необходимо выполнять в пределах 30 с после перехода на максимальный скоростной режим</p>	
7	<p>Заглушите двигатель</p>		
8	<p>Снимите устройство КИ-13933 с проверенного цилиндра и установите на место снятые детали</p>		<p>Сменная головка на 14 мм</p>
9	<p>Сопоставьте полученное показание с нормативными значениями зазора (табл.П.2)</p>		

Окончание прил. II
Таблица П.2

Нормативные значения суммарного зазора в шатунных подшипниках дизелей

Марка дизеля	Номер проверяемого цилиндра	Нормативные значения суммарного зазора				Расчётная формула		
		фактическое		измеряемое				
		номинальное	допускаемое	номинальное	допускаемое			
Д-21, Д-120	1	0,08...0,14	0,50	0,75 ^х	0,03...0,08	0,38	0,58	$S_{\text{сумм}} = \frac{\Pi}{\cos \alpha} + 0,04$
Д-37, Д-144	4	0,08...0,14	0,46	0,70 ^х	0,03...0,08	0,36	0,54	$S_{\text{сумм}} = \frac{\Pi}{\cos \alpha} + 0,04$
Д-50, Д-50Л	1	0,09...0,16	0,48	0,73 ^х	0,05...0,12	0,46	0,69	$S_{\text{сумм}} = \Pi + 0,04$
Д-65	1	0,09...0,16	0,55	0,83 ^х	0,05...0,13	0,57	0,86	$S_{\text{сумм}} = \Pi \cos \alpha + 0,04$
Д-240, Д-240Л	1	0,09...0,16	0,45	0,68 ^{хх}	0,05...0,13	0,45	0,69	$S_{\text{сумм}} = \Pi \cos \alpha + 0,04$
СМД-14, СМД-14А, СМД-14Б	1	0,13...0,21	0,46	0,70 ^{хх}	0,09...0,17	0,44	0,66	$S_{\text{сумм}} = \Pi + 0,04$
СМД-14Н, СМД-17Н, СМД-18КН	1	0,13...0,21	0,46	0,70 ^{хх}	0,12...0,22	0,56	0,85	$S_{\text{сумм}} = \Pi \cos \alpha + 0,04$
СМД-60, СМД-62, СМД-64, СМД-72	2	0,09...0,19	0,51	0,78 ^{хх}	0,06...0,17	0,56	0,85	$S_{\text{сумм}} = \frac{\Pi}{\cos \alpha} \left(1 + \frac{\text{tg} \alpha}{\text{tg} \beta} \right)^{-1} + 0,04$
А-41 ^{ххх} , А-01М ^{ххх}	4,6	0,12...0,19	0,56	0,85 ^х	0,02...0,09	0,50	0,75	$S_{\text{сумм}} = \Pi + 0,10$
ЯМЗ-238НБ ^{ххх} , ЯМЗ-240Б ^{ххх}	8,12	0,11...0,18	0,44	0,67 ^х	0,01...0,08	0,38	0,57	$S_{\text{сумм}} = \Pi + 0,10$

х – по данным технических требований на капитальный ремонт.

хх – по данным заводов-изготовителей (ТО и ИЭ за 1982 и 1983 гг.).

ххх – измерение выполняется устройством КИ-13933М.

Приложение Ш
Технология определения суммарного зазора в шатунных подшипниках дизелей
А-41, А-01М, ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б

Исполнитель: мастер-диагност

Трудоёмкость: 10,2 мин-цикл.

Оборудование, приспособления, инструмент: устройство для измерения зазоров в шатунных подшипниках
КИ-13933-ГОСНИТИ, ключи гаечные, ветошь

№ операции	Наименование работ и методика проведения	Технические требования	Оборудование, приспособления, инструмент
1	Снимите с дизеля крышку головки цилиндров и форсунку проверяемого цилиндра дизеля (табл.П.2)	Попадание грязи под крышку головки цилиндров не допускается	Ветошь, ключи гаечные
2 ^х	Наденьте на свободный конец топливопровода высокого давления шланг для отвода топлива	Течь топлива не допускается	
3	Установите вместо снятой форсунки устройство КИ-12933М и надёжно закрепите его (рис.П.2)	Гайки шпилек скоб крепления форсунок следует затягивать равномерно	Ключ гаечный
4	Соедините шлангом наконечник устройства с заслонкой		
5	Отсоедините гофрированный патрубков воздухоочистителя от впускного ресивера у дизелей ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б (тракторы К-700А, К-701). У дизелей А-01М и А-41 (тракторы Т-4А и ДТ-75М) снимите колпак воздухоочистителя		Ключ гаечный, отвёртка

Продолжение прил. III

6 ^х	Запустите двигатель, установите минимальную частоту вращения коленчатого вала и плавно опустите струну вниз с помощью механизма подачи до контакта с поршнем. В момент касания струны с поршнем стрелка индикатора начнёт вибрировать. Установите при этом отметку «0» шкалы индикаторы напротив стрелки (грубая установка), и заглушите двигатель	Струна устройства перед запуском двигателя должна быть полностью отведена вверх	
7	Выключите подачу топлива и, прокручивая коленчатый вал дизеля пусковым устройством, выполните точную установку отметки «0», как указано в п.6. Отведите струну вверх на 0,8...0,9 мм.	Резкое опускание струны не допускается во избежание соударения её с поршнем	
8	Установите заслонку на горловину воздухоочистителя (дизели А-01М и А-41) или к открытому отверстию впускного патрубка (дизели ЯМЗ-238НБ и ЯМЗ-240Б)		
9	Прокрутите дизель пусковым устройством и опустите струну при помощи механизма подачи до касания её с поршнем. Зафиксируйте новое показание индикатора.		
10	Снимите устройство КИ-13933 с проверяемого цилиндра и установите на место снятые детали		Ключи гаечные
11	Сопоставьте полученное показание с нормативными значениями (табл.П.2)		

Примечания:

х – выполняется только на дизелях ЯМЗ.

Проверку проводите на дизеле, прогретом до номинального температурного режима.

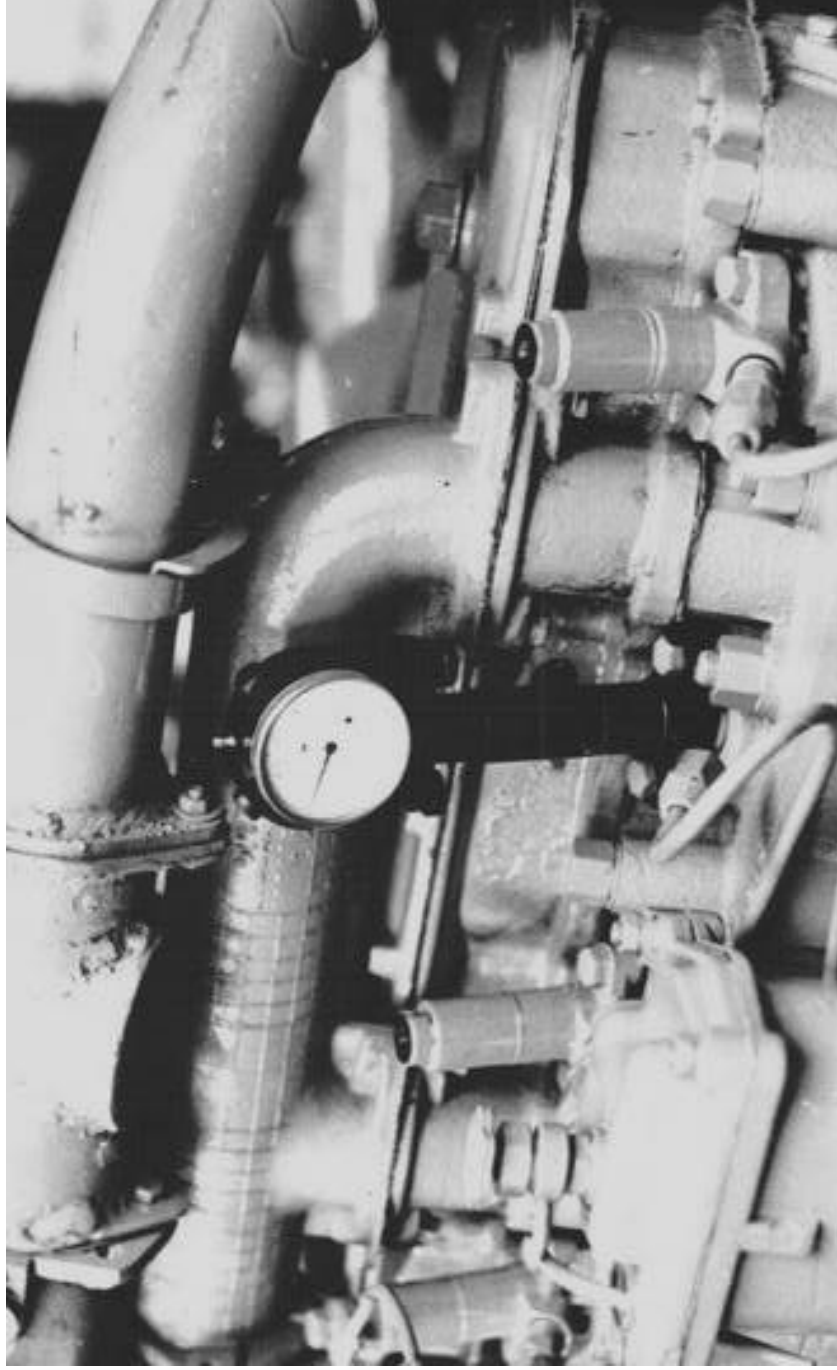


Рис.П.1. Проверка суммарного зазора в шатунных подшипниках устройством КИ-13933-ГОСНИТИ

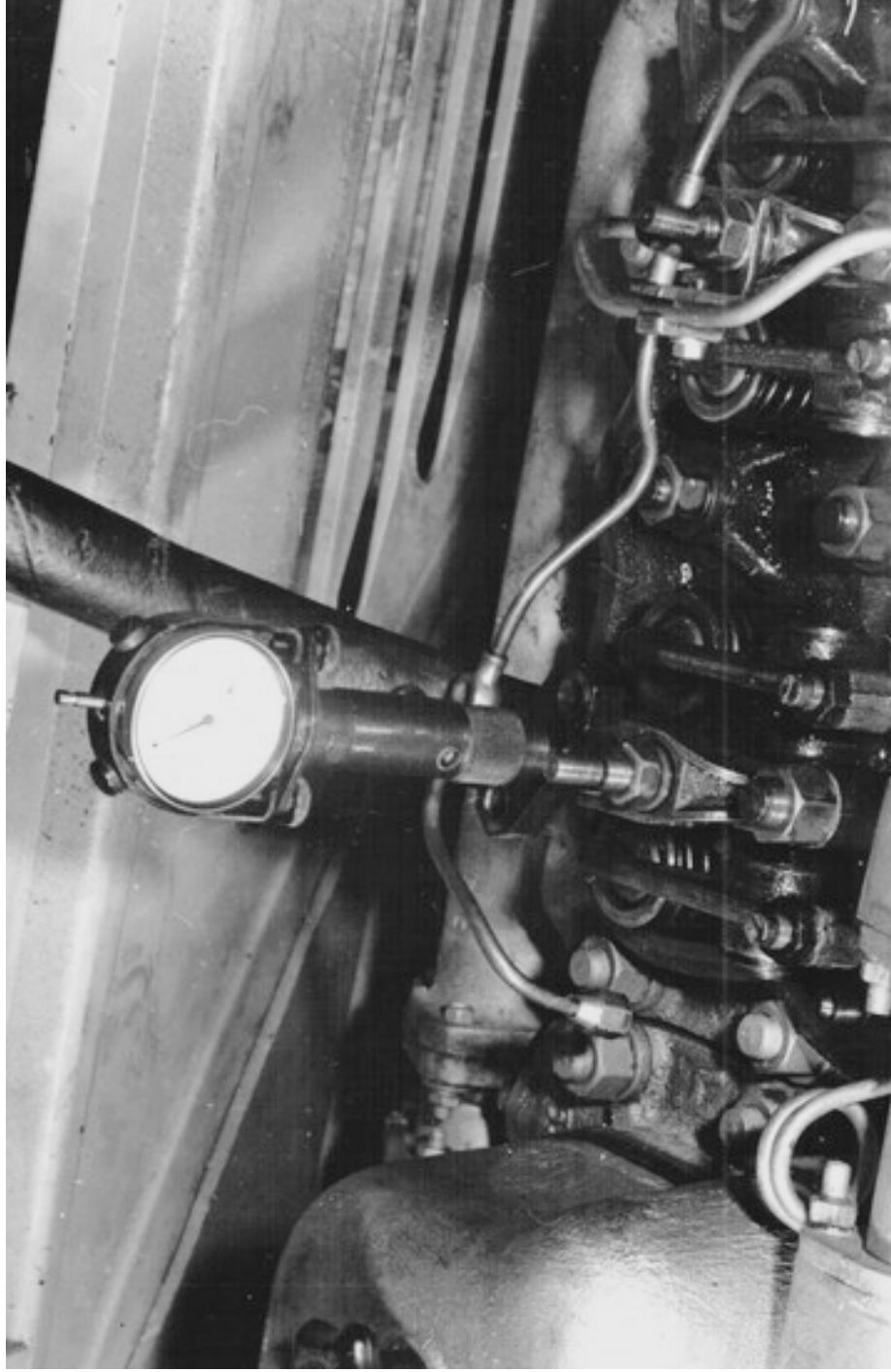


Рис.П.2. Проверка суммарного зазора в шатунных подшипниках устройством КИ-13933М-ГОСНИТИ

Научное издание

Кагарманов Мухарам Амирович
Федин Николай Алексеевич

**МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЕЙ**

Монография

В авторской редакции
Верстка Н.В. Кучина

Подписано в печать 27.04.2015. Формат 60x84/16.
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.
Усл.печ.л. 7,32. Уч.-изд.л. 7,875. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз.
Заказ № 151.

Издательство ПГУАС.
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.