

УДК 621.43

УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПЛУНЖЕРА РЕГУЛЯТОРА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА

А.В. Разуваев, Д.А. Костин, И.О. Кудашева, В.А. Глухарев

Приведены результаты экспериментальных исследований эксплуатационной надежности энергетических установок на базе дизельных двигателей на примере энергетической установки тепловоза. Особое внимание авторы уделяют прецизионным деталям "поршень – направляющая втулка" узла регулятора скорости двигателя, работающим в условиях постоянного перемещения относительно друг друга. Представленные результаты исследований подтверждают эксплуатационную надежность двигателей для энергоустановок различного назначения.

Ключевые слова: энергетическая установка; дизельный двигатель; надежность; нагрузка; прецизионные детали ДВС; минимальная толщина смазочного слоя.

ТЕПЛОВОЗДУН ЭНЕРГЕТИКАЛЫК МЕХАНИЗМИН ЖӨНГӨ САЛУУЧУ ПЛУНЖЕРДИН ИШТӨӨ ШАРТТАРЫ

Бул эмгекте тепловоздун энергетикалык механизмдин мисалында дизелдик кыймылдаткычтардын базасында энергетикалык механизмдерди иштетүүдө анын бекемдигине эксперименталдык изилдөө жүргүзүүнүн жыйынтыктары чагылдырылды. Автор бири-бирине карата дайыма орун алмашуу шартында иштеген, кыймылдаткычтын ылдамдыгын жөнгө салуучу деталдарга өзгөчө көңүл бурган. Изилдөөнүн жыйынтыктары ар кандай багыттагы энергетикалык механизмдер үчүн кыймылдаткычтардын бекемдигин тастыктады.

Түйүндүү сөздөр: эрергетикалык механизм; дизелдик кыймылдаткычтар; бекемдиги; жүктөө; майлоочу катмардын минималдуу калыңдыгы.

THE WORKING CONDITIONS OF THE PLUNGER OF THE REGULATOR OF THE POWER PLANT OF THE LOCOMOTIVE

A.V. Razuvaev, D.A. Kostin, I.O. Kudasheva, V.A. Glukharev

The article deals with the experimental study of the operational reliability of power plants based on diesel engines on the example of the locomotive power plant. The authors pay special attention to precision parts "piston-guide bushing" of the motor speed regulator unit operating under conditions of constant displacement relative to each other. The presented research results confirm the operational reliability of engines for power plants for various purposes.

Keywords: power plant; diesel engine; reliability; loading; precision engine parts; minimum thickness of lubricant layer.

Энергетическая установка тепловоза состоит из источника механической энергии – дизельного двигателя, устройств преобразования и передачи энергии от дизеля к осям движущих колесных пар и вспомогательного оборудования.

Тепловозы на отечественных железных дорогах работают в различных климатических условиях при большом разнообразии нагрузок по причине различного назначения, неодинаковой массы поездов, переменного профиля пути.

В частности, для большинства тепловозных двигателей характерна значительная по времени

работа на частичных нагрузках и холостом ходу, частая смена нагрузки. Работа дизелей на полной мощности занимает в среднем 5...8 %, а на холостом ходу около 50 % времени работы [1].

Анализ режимов работы дизелей на промышленных и маневровых тепловозах показывает [2], что время работы на холостом ходу составляет 63 % суммарного времени работы, а на максимальном режиме всего 1 % с выполнением на этом режиме всего 6 % суммарной работы. Следует отметить, что в рассмотренном случае максимальная работа совершается дизелем при 45 % от номинальной

мощности, т. е. тепловозные дизели существенно недогружены в эксплуатации, а коэффициент использования их мощности составляет 0,18.

Дизель 10Д100 на тепловозе ТЭ10 работает на режиме максимальной мощности 3,9 % суммарного времени и расходует при этом 9,3 % суммарного расхода топлива. Соответственно на частичных режимах эти величины составляют 38,6 и 62,6 %, а на холостом ходу 34,7 и 5,1 %.

Время работы на максимальной мощности за один прием нагрузки составляет 5 мин. За 1 час движения состава производится от 4 до 8 выходов на режим номинальной мощности [3].

Коэффициенты использования мощности силовой установки тепловозов ТЭЗ и 2ТЭ10Л [4] в среднем для ряда полигонов составляют соответственно 0,51 и 0,42, при этом относительное время работы на режиме номинальной мощности 6,8 и 3,4 %, а время работы на холостом ходу – 34,4 и 38,5 %.

Из приведенных выше данных следует, что тепловозные дизели маневровых тепловозов основное время (до 30... 60 % суммарного времени) работают на холостом ходу и малых нагрузках, а время их работы на максимальной мощности составляет всего 1...8 % от общего времени эксплуатации. При этом происходит значительное изменение частоты вращения коленчатого вала и соответственно мощности энергетической установки тепловоза.

С учетом этих данных следует обратить внимание на надежность узлов трения регулятора скорости, таких как прецизионные детали “поршень – направляющая втулка”, работающих в условиях постоянного перемещения относительно друг друга.

Несущая способность узлов трения прецизионной пары определяется основным параметром – минимальной толщиной слоя смазки, достигаемой при работе. Поэтому возникает актуальный вопрос определения минимальной толщины слоя смазки в этой паре.

Для проведения подобных измерений чувствительные элементы бесконтактных датчиков перемещений выполняются на основе индуктивного или емкостного методов [4].

Главным недостатком обоих методов измерения толщины масляного слоя является то, что определенные по осям измерений величины суть малые разности больших величин. При этом радиальные деформации прецизионной детали усложняют обработку экспериментальных данных, так как минимальные зазоры и толщина масляного слоя могут находиться не только в плоскостях измерений перемещения, но и между ними.

Для проведения экспериментальных измерений был выбран и использован емкостный метод,

нашедший широкое применение для изучения условий работы различных узлов трения [4]. Принцип работы емкостного метода состоит в том, что при изменении толщины смазочного слоя изменяется емкость между обкладкой, установленной в направляющей втулке, и изолированной от нее прецизионной детали (поршня) регулятора скорости. Комплекс аппаратуры, применяемой для исследования гидродинамики масляного слоя, включает трехканальный усилитель ПТМП-3–55 конструкции НПС “ЦНИИТМАШ”.

На рисунке 1 показана структурная схема измерения толщины смазочного слоя между прецизионной деталью и направляющей втулкой. Она содержит прецизионную деталь 1, в направляющую втулку 2 которой вмонтированы емкостные датчики 3 (D_1 и D_2), токоведущие провода 4 марки МГТФ. Сигнал от датчиков передавался на измеритель толщины масляного слоя 5 типа ПТМП-3-55; преобразованный сигнал регистрировался на шлейфовом осциллографе 6 марки Н-155. Схема питалась от универсального источника питания 7 типа УИП-1. Изменение емкости датчика, включенного в контур задающего генератора высокочастотных колебаний, вызывает соответствующие изменения частоты генерируемого напряжения.

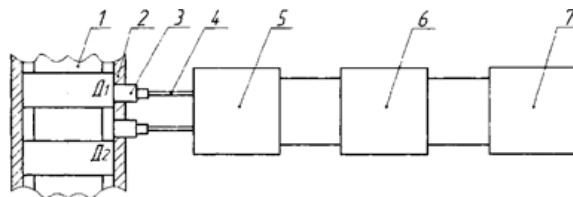


Рисунок 1 – Структурная схема измерения толщины смазочного слоя в узлах трения “поршень – направляющая втулка”:

- 1 – прецизионная деталь; 2 – направляющая втулка;
- 3 – емкостные датчики; 4 – токоведущие провода марки МГТФ; 5 – измеритель толщины масляного слоя типа ПТМП-3-55; 6 – шлейфовый осциллограф марки Н-155; 7 – источник питания типа УИП-1

Емкость датчика зависит от толщины слоя диэлектрика, т.е. от исследуемого параметра – толщины масляной плёнки. Емкостными датчиками прибор позволяет измерять толщину масляной пленки от долей микрона до 250 мкм при разбивке данного диапазона на три фиксированных поддиапазона. В данной работе использовали поддиапазон от долей микрона до 30 мкм. При использовании данного прибора необходимо также учитывать нелинейность характеристики датчика, представляющей ветвь параболы, вследствие чего при больших толщинах масляного слоя, т. е. при малых емкостях датчика кривизна характеристики последнего

весьма низка. Поэтому максимальному отклонению луча осциллографа соответствует минимальная толщина масляного слоя.

На рисунке 2 приведены осциллограммы изменения минимальной толщины масляного слоя, записанные датчиками D_1 и D_2 . Результаты осциллографирования гидродинамики узлов трения “поршень – направляющая втулка”, показывают, что при нагружении прецизионной пары колебательный процесс в масляном слое отсутствует, что доказывает и подтверждает проведённые ранее исследования о снижении динамики нагружения и демпфировании колебательного процесса в масляном слое. При действии ударной возмущающей силы в масляном слое узлов трения “поршень – направляющая втулка”, имеют место гидродинамические колебания (рисунок 3).

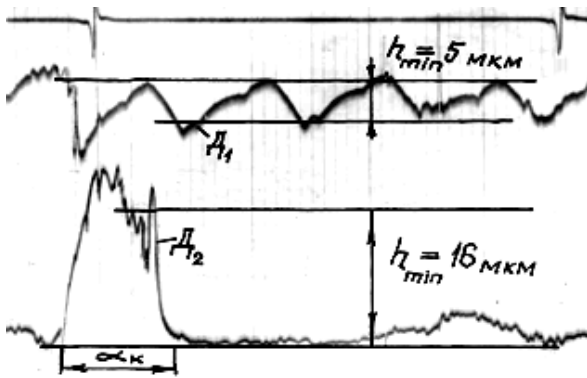


Рисунок 2 – Осциллограммы изменения минимальной толщины масляного слоя в узлах трения регулятора скорости

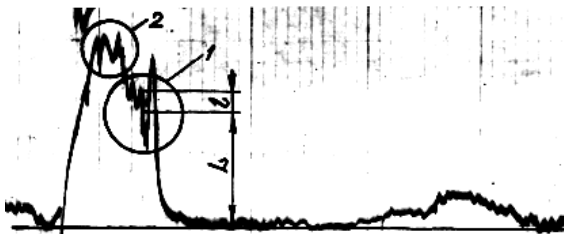


Рисунок 3 – Гидродинамические колебания в узлах трения регулятора скорости при работе дизеля на номинальной нагрузке

Рассмотрим взаимосвязь между динамикой нагружения узлов трения и гидродинамическими колебаниями в масляном слое. Так как масло является несжимаемой средой, можно полагать, что слой смазки в зоне трения и весь узел трения представляет единую систему. Поэтому колебательный процесс, развивающийся в узле трения при его динамическом нагружении, эквивалентно развивает гидродинамические колебания в масляном слое прецизионной детали. Указанное положение подтверждается экспери-

ментальными исследованиями изменений толщины масляного слоя в зоне трения (рисунок 3), где 1 – вынужденные колебания, 2 – собственные затухающие колебания в масляном слое.

При коэффициенте динамичности $K_d=1+1/L$ (где l и L – динамическая и статическая составляющие колебательного процесса) согласно осциллограмме (рисунок 3) изменений толщины масляного слоя в узлах трения, например, регулятора скорости дизеля 6ЧН21/21, $K_d = 1,20$.

Анализ распределения зон минимальных толщин масляного слоя на различных режимах, в частности, при различных частотах вращения коленчатого вала дизеля дал следующие результаты: при инерционном нагружении прецизионных деталей (золотника и поршня), режим холостого хода, зазор $0,15 \cdot 10^{-3}$ мм, температура масла на входе 353К минимальная толщина масляного слоя $h_{min} = 5,1-5,3$ мкм. Выявлено также, что сплошность масляного слоя в узлах трения регулятора скорости не нарушается, а силовое контактирование между прецизионными деталями и направляющими втулками отсутствует, что говорит о достаточной жесткости золотника и поршня.

Гидродинамика h_{min} в узлах трения регулятора скорости определялась экспериментально на номинальном режиме работы дизеля при работе регулятора на масле М-14В₂ для четырёх значений диаметрального зазора $\Delta_{ин} = 0,10; 0,15; 0,20$ и $0,35$ мм, трех значений температур масла на входе в регуляторе скорости $t_{вх} = 348, 353, 358K$ (75, 80 и 85 °С), трех значений давления масла в регуляторе $p_{п} = 0,35; 0,4; 0,45$ МПа. Для изучения гидродинамики в узлах трения регулятора скорости при работе дизеля на холостом ходу, были проведены исследования для указанных четырех значений зазоров при температуре масла в регуляторе 353 и 358К (80 и 85 °С) и его давлении в регуляторе 0,4 МПа. Результаты исследований представлены графически на рисунке 4.

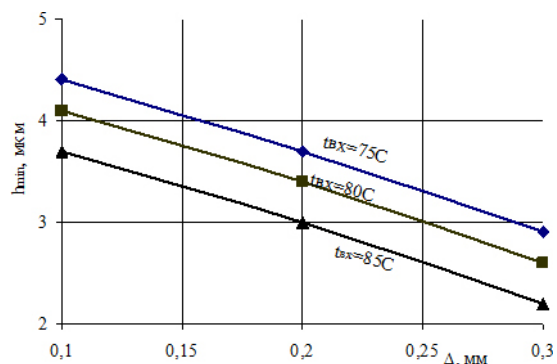


Рисунок 4 – Зависимость h_{min} от диаметрального

зазора Δ прецизионной детали при различной температуре масла в регуляторе скорости $t_{вх}$

Исследования гидродинамики масляного слоя в узлах трения позволили сделать следующие выводы.

Узлы трения регулятора скорости работают в гидродинамическом режиме смазки. На номинальном режиме работы дизеля ($P_e = 1,65$ МПа, $n = 25$ с⁻¹) при монтажных зазорах в узлах трения регулятора скорости 0,1–0,2 мм и максимально допустимой температурой по техническим условиям масла М-14В₂, равной 348К (75 °С), минимальная толщина слоя смазки в сопряжениях “поршень – направляющая втулка” составляет 3,15 мкм, что выше допустимого значения 2,9 мкм, согласно статическим данным аналогов зарубежных дизелей.

На режиме холостого хода работы дизеля ($n = 10$ с⁻¹) минимальная толщина слоя смазки повышается на 40–50 %.

Повышение температуры масла в корпусе регулятора до 353К (80 °С) снижает толщину слоя смазки на 10–15 %, в результате чего на номинальном режиме работы дизеля h_{min} в регуляторе скорости уменьшается до 2,73 мкм, что выходит за пределы допустимого значения.

В итоге, как показали исследования, минимальная толщина масляного слоя смазки в сопряжениях “поршень – направляющая втулка” составляет 3,15 мкм, что выше допустимого значения 2,9 мкм (согласно статическим данным аналогов зарубежных дизелей) и подтверждает эксплуатационную надёжность по критерию “минимальная толщина масляного слоя”.

Представленные результаты исследований подтверждают эксплуатационную надёжность с учетом режимов работы дизельных двигателей по исследуемым деталям, применяемым не только в энергетических установках тепловозов, но и дают основания использовать эти данные и для двигателей автономных источников электрической и тепловой энергии [5] энергетических систем и комплексов различного назначения.

Литература

1. Повышение эксплуатационной экономичности тепловозных дизелей. ДВС. реф.сб.: М.: ЦНИИ-ТЭИТяжмаш, 1979. Вып. 3. 46 с.
2. *Гарбузов Е.В.* Анализ режимов работы дизелей в условиях эксплуатации на промышленных и маневровых тепловозах / Е.В. Гарбузов, В.Е. Витвинский, В.А. Кудрявцев // Тр. ЦНИДИ. 1979. Вып 76. С. 103–106.
3. *Струнге Б.Н.* Регулирование частоты вращения и мощности дизель-генераторов тепловозов / Б.Н. Струнге, П.М. Канило, И.М. Невелев. Л.: Машиностроение, 1969. 320 с.
4. *Кудашева И.О.* Исследование гидродинамики подшипника скольжения в рабочем диапазоне форсированного дизеля / И.О. Кудашева, Н.Л. Марьина, Е.В. Овчинникова // Молодой ученый. 2015. № 21.2. С. 27–31.
5. *Разуваев А.В.* Повышение надёжности узлов и деталей ДВС, входящих в состав мини-ТЭЦ / А.В. Разуваев, Д.А. Костин, И.О. Кудашева, Т.И. Перельгина // Вестник КРСУ. 2017. Том 17. № 8. С. 56–58.