

УДК 621.431

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ДВИГАТЕЛЯ НА ИЗНОС КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Светлана Николаевна Платицина

магистрант

svetl0784@mail.ru

Александр Геннадьевич Абросимов

кандидат технических наук, доцент

AlexAbr84@bk.ru

Мичуринский государственный аграрный университет

г. Мичуринск, Россия

Аннотация. В статье рассмотрены теоретические исследования цилиндра-поршневой группы дизельного двигателя на примере автомобиля КАМАЗ-740.11-240, проведен анализ температурных показателей. При этом установлено, что снятие температурных показателей с двигателя в момент когда происходит его холостая обкатка предпочтительнее так как расхождение теоретических и экспериментальных достаточно мало.

Ключевые слова: цилиндра-поршневая группа, двигатель, температурные характеристики.

При помощи проведенных исследований нами было выяснено, что увеличение стирания сопрягающих элементов в цилиндра-поршневой группе прямо пропорционально возникающему давлению на поверхности гильзы цилиндров:

$$\alpha = \alpha_0 \pm c\Delta p \quad (1)$$

где α_0 – параметр показывающий степень износа трущихся поверхностей до времени повышения давления; c – коэффициент пропорциональности.

Во время работы трущиеся поверхности элементов кривошипно-шатунного механизма изнашиваются не однозначно. Это подтверждают предварительные эксперименты а также все многообразие научной литературы. Единственное в чем все ученые сходятся во мнении так в том что величина износа кривошипно-шатунного механизма напрямую зависит от пробега автомобиля [1-4]:

$$\alpha = \alpha_0 e^{\pm bl} \quad (2)$$

где α_0 – параметр показывающий степень износа трущихся поверхностей до времени повышения давления, рассматриваемая в начальный период эксплуатации силового агрегата транспортно-технологических машин; b – коэффициент показывающий скорость износа

Было выявлено что во время износа кривошипно шатунного механизма отдельные элементы его ведут себя по разному. Вот, например, при увеличении износа поршневых колец происходит снижение износа поршневых пальцев. Так как во время работы давление на поршень снижается, а это в свою очередь не могло не отразиться на работоспособности всего механизма в целом. Так как на трущиеся поверхности давление снижается то коэффициент трения плавно начинает опускаться. Это в свою очередь отражается и на температуре которая образуется непосредственно в камере сгорания.

$$\alpha = \alpha_0 \pm b\Delta t \quad (3)$$

где Δt – изменение на температуры в камере сгорания силового агрегата; α_0 – скорость стирания; b – коэффициент повышающий трение.

Во время проведения всесторонних исследований и в процессе апробации информации, что элементы диагностического параметра имеют линейную зависимость:

$$\alpha = \alpha_0 - b_1 \Delta t_M + b_2 \Delta t^2 \quad (4)$$

где Δt_M – изменение температуры смазывающих веществ; b_1, b_2 – коэффициенты изменения температурных параметров.

Увеличение или снижения износа напрямую зависит от давления возникающих на ее поверхностях, а также динамического показателя связанного со скоростью [1, 2, 5-8]:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_1 (1 - e^{-b \Delta p}), \alpha = \alpha_0 + \alpha_1 \left(1 - e^{-b \Delta v} \right), \quad (5)$$

где α_0 – скорости увеличения износа при нулевом давлении и неизменным объемам; α_1 – скорости увеличения износа при бесконечно большом давлении и объемам камеры сгорания; $\Delta p, \Delta V$ – изменчивость объемов камеры сгорания силового агрегата и скорости движения его узлов.

Большой минус данной теории заключается в том что представленная математическая модель зависимости температуры камеры сгорания дизельных двигателей и величины износа сопрягаемых деталей не учитывает снижение давления в камере сгорание в связи с тем что часть воздуха уходит через поршневые и маслосъемные кольца. Это в свою очередь ведет к тому что проверка диагностического параметра у автомобиля с пробегом будет отличаться от более нового автомобиля. Для определения величины упущенного воздуха через кольца можно использовать общеизвестную формулу Менделеева-Клапейрона [7, 8]:

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T, \quad (6)$$

где P – давление газов в камере сгорания, Па; V – объем камеры сгорания, м³; M – масса рабочего тела в цилиндре, моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/моль·К ($R=8,31$ Дж/моль·К); T – температура в камере сгорания, °К.

Для выяснения величины температурных характеристик во время такта сжатия в тот момент, когда цилиндр будет располагаться в верхней мертвой точки. Где также будет учитываться величина сокращения воздуха через поршневые и маслосъемные кольца:

$$\ln(P \cdot V) = \ln(M \cdot R \cdot T). \quad (7)$$

продифференцируем уравнение:

$$(\ln P + \ln V)' = (\ln M + \ln R + \ln T)'. \quad (8)$$

Функция будет иметь вид:

$$\frac{1}{P} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{1}{M} \cdot \frac{dM}{dt} + 0 + \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt}. \quad (9)$$

Для выяснения величины температурных характеристик во время такта сжатия в тот момент, когда цилиндр будет располагаться в верхней мертвой точки. Где также будет учитываться величина сокращения воздуха через поршневые и маслосъемные кольца:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dM}{M}. \quad (10)$$

Так как в результате утечек общий объем снижается поэтому в формуле она написана с отрицательным знаком.

Нами была разработана зависимость и построена математическая модель зависимости износа цилиндра-поршневой группы, как при работающем двигателе, так и при холодной обкатки. Данная программа была расположена на базе MatLab. При этом для расчетов были учтены следующие параметры, которые оказывают непосредственное влияние на тепловой расчет дизельного двигателя КАМАЗ-740.11-240.: выделяемая теплота при сгорании дизельного топлива; коэффициент избытка воздуха; давление и температура газов во время такта выхлопа; показатель адиабаты; угол поворота коленчатого вала.

Для параметров при холодной обкатки за основу брались: диаметр поршня; ход поршня; угол поворота коленчатого вала; оптимальный износ гильз цилиндров, рабочий износ гильз цилиндров и максимальный износ

гильз цилиндров в верхней мертвой точки цилиндра; степень сжатия; частота вращения коленчатого вала.

Общий расчет тепловых показателей представлен в формуле:

$$T_{к.с.} = T \cdot \varepsilon^{n_1-1}, \text{ К} \quad (11)$$

где $T_{к.с.}$ – температура газов в камере сгорания, К; ε – степень сжатия; n_1 – показатель политропы сжатия.

Степень сжатия:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_x}, \quad (12)$$

где V_a – объем цилиндра и камеры сгорания, л ($V_a = 1,357$ л); V_x – объем камеры сгорания и цилиндра при переменном угле поворота коленчатого вала, л:

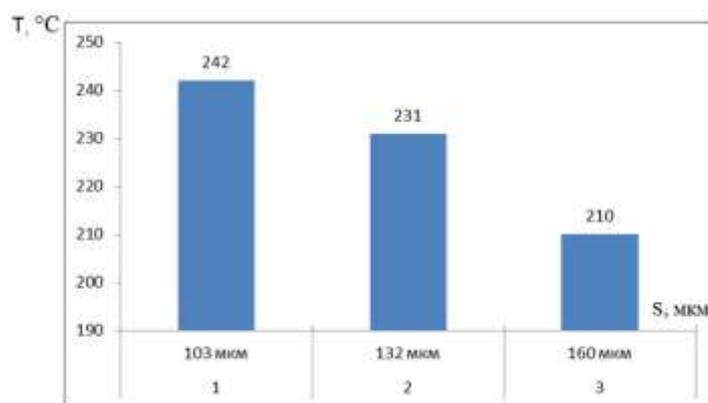
$$V_x = \frac{\pi d^2 \cdot S_x}{4} + V_{кс}, \quad (13)$$

где S_x – перемещение поршня по углу поворота коленчатого вала ($S_x = 1 - \cos\varphi + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi)$), здесь λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна), $V_{кс}$ – объем камеры сгорания [3, 4].

Окончательно, расчетная формула:

$$T_{к.с.} = \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dM}{M} \right) \cdot \left(\frac{V_a}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) \right) + V_{кс}} \right)^{0.36} \quad (14)$$

Данные однофакторного эксперимента по определению теплового расчета дизельного двигателя без его заводки показаны на рисунке 1



- 1 – для дизельных двигателей с оптимальным диагностическим параметром;
 2 – для дизельных двигателей с рабочим диагностическим параметром;
 3 – для дизельных двигателей с максимальным диагностическим параметром

Рисунок 1 – Влияние температуры в камере сгорания дизельного двигателя КАМАЗ-740.11-240 от

износа гильзы цилиндров в верхней мертвой точке двигателя.

В результате анализа двух выбранных моделей можно сделать вывод что снятие температурных показателей с двигателя в момент когда происходит его холостая обкатка предпочтительнее так как расхождение теоретических и экспериментальных достаточно мало.

Список литературы:

1. Данилов, Ю.И. Диагностирование технического состояния двигателей КамАЗ бесконтактным индикатором / Ю.И. Данилов, И.К. Данилов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2008. – №35. – С. 22–26.
2. Аналитическое исследование и обоснование комплексной оценки технического состояния ДВС / А.С. Денисов, Ю.И. Данилов// Мир транспорта и технологических машин. 2014. №1(44). С. 11–14.
3. Эйдзен Н.А, Абросимов А.Г. Анализ камер сгорания дизельных двигателей // Наука и Образование. 2021. Т. 4. № 2.
4. Эйдзен Н.А, Абросимов А.Г. Предпусковая подготовка силовых агрегатов // Наука и Образование. 2021. Т. 4. № 2.
5. Дорохова А.М., Алехин А.В. Проектирование и расчёт разъёмных соединений в среде САПР АРМ WINMACHINE, модуле АРМ WIN JOINT // В сборнике: Инженерное обеспечение инновационных технологий в АПК. Материалы Международной научно-практической конференции. Мичуринск-наукоград РФ, 2021. С. 84-87.

6. Скоркин А.С., Алехин А.В. Пути повышения эффективности системы питания искровых двигателей // Наука и Образование. 2020. Т. 3. № 4. С. 9.

7. Фирсов П.В., Эйдзен Н.А., Алехин А.В. Современные системы управления механизмами газораспределения двигателя внутреннего сгорания // Наука и Образование. 2019. Т. 2. № 4. С. 121.

8. Остриков В.В., Корнев А.Ю., Манаенков К.А. Использование масел в двигателях зарубежной техники // Сельский механизатор. 2012. № 5. С. 32-33.

UDC 621.431

THEORETICAL STUDIES OF THE EFFECT OF ENGINE TEMPERATURE ON THE WEAR OF THE CRANK MECHANISM

Svetlana N. Platitsyna

undergraduate

svetl0784@mail.ru

Alexander G. Abrosimov

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

AlexAbr84@bk.ru

Michurinsk State Agrarian University

Michurinsk, Russia

Annotation. The article considers theoretical studies of the cylinder-piston group of a diesel engine on the example of a KAMAZ-740.11-240 car, an analysis of temperature indicators is carried out. At the same time, it was found that the removal of temperature indicators from the engine at the moment when it is idling is preferable, since the discrepancy between theoretical and experimental is quite small.

Key words: cylinder-piston group, engine, temperature characteristics.

Статья поступила в редакцию 29.03.2022; одобрена после рецензирования 11.04.2022; принята к публикации 12.05.2022.

The article was submitted 29.03.2022; approved after reviewing 11.04.2022; accepted for publication 12.05.2022.