

создать резерв подменных машин в размере 12,6%.

При круглосуточной работе резерв должен быть увеличен с учетом относительных затрат времени на регламентированное техническое обслуживание. По данным массовых исследований, эти затраты составляют в среднем 6% общего эксплуатационного времени. Следовательно, и резерв должен быть больше на 6%.

Резервирование машин в условиях напряженных процессов – существенный резерв повышения производительности труда.

Выводы

1. Резервирование машин в условиях поточных процессов растениеводства АПК является существенным направлением повышения производительности труда.

2. При малых размерах комплексов, выполняющих поточные процессы растениеводства АПК, их технические возможности недоиспользуются, и это излишне увеличивает потребность в средствах технического обслуживания. Поэтому комплектование звеньев технического обслуживания следует проводить, учитывая полную загрузку технических средств. Комплектование звена технического об-

служивания резервами машинам должно базироваться на уровне их технической надежности.

Библиографический список

1. Завора В.А. Основы эксплуатации мобильных сельскохозяйственных агрегатов / В.А. Завора. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2004. – 253 с.

2. Киртбая Ю.К. Математическое моделирование процесса технического обслуживания / Ю.К. Киртбая, М.М. Чеченов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980. – № 5.

3. Хабатов Р.М. Поточная технология уборки зерновых и травяных культур с обмолотом на стационаре / Р.М. Хабатов, В.П. Смирнов, В.Г. Трушин, С.А. Мишук, С.А. Поляков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1989. – № 8.

4. Хабатов Р.М. Расчет состава механизированного отряда по применению органических удобрений / Р.М. Хабатов, Н.Ф. Скурятин, В.Е. Новогрудский // Техника в сельском хозяйстве. – 1991. – № 2.

5. Юдин М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов / М.И. Юдин. – Краснодар, 2004. – 236 с.



УДК 621.431

В.И. Четошников,
А.Г. Деев

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УМЕНЬШЕНИЯ ЗАЗОРА В СОПРЯЖЕНИИ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДР ТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Ключевые слова: поршень, цилиндр, зазор между поршнем и цилиндром, деформация поршня и цилиндра, вибрация двигателя, расход масла.

Возможности форсирования двигателя внутреннего сгорания при одновременном повышении их надежности и долговечности в значительной степени ограничиваются работоспособностью поршней, подверженных воздействию больших механических и тепловых нагрузок [1]. При до-

водке двигателей с воздушным охлаждением возникают проблемы, выражающиеся в повышенном расходе масла на угар, появлении случаев задира поршней, повышением износа поршневых колец и канавок под них в поршне, высокой вибрации двигателя. Анализ дефектов в работе двигателей позволил выдвинуть гипотезу о первопричине этих явлений в выборе необоснованно завышенного зазора в сопряжении поршень-цилиндр и упрощенном профилировании юбки поршня без

учета всех действующих факторов. Исходя из вышеизложенного, возникает необходимость решать следующую проблему: установить взаимосвязи факторов, действующих на сопряжение поршень-цилиндр тракторного двигателя с воздушным охлаждением 1 4Н 15/16 с целью определения направления совершенствования этого конструктивного узла.

Конкретной задачей данной работы являлось обоснование условий, обеспечивающих возможность уменьшения зазора в сопряжении поршень-цилиндр тракторного двигателя с воздушным охлаждением.

На величину и характер изменения зазора в сопряжении поршень-цилиндр действует ряд факторов, из которых деформации поршня и цилиндра под действием температурных и механических нагрузок являются наиболее существенными и зависящими от многих эксплуатационных и регулировочных параметров. Деформацию поршня и цилиндра от действия механических сил можно определить в настоящее время экспериментально. Деформацию этих деталей под действием тепловой нагрузки можно определить расчетным путем, зная характер распределения температур в них. Для определения характера распределения и изыскания путей снижения температурных деформаций деталей целесообразно рассмотреть тепловые потоки в них.

Уравнение теплового баланса поршня, исходя из обозначений рисунка 1 с учетом малой величины теплотока q_p может быть записано в следующем виде:

$$q_{zn} \cong q_{ynm} + q_{юн} + q_{mn} \quad (1)$$

где q_{zn} – тепловой поток от газов к поршню;

q_{ynm} – тепловой поток уплотняющей части поршня к цилиндру;

$q_{юн}$ – тепловой поток от юбки поршня к цилиндру;

q_{mn} – тепловой поток от днища поршня к охлаждаемому маслу;

q_p – тепловой поток от стенок поршня в картер.

Тепловой поток от газов к поршню можно определить на основании зависимости Ньютона:

$$q_{zn} = \frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} \alpha_{\Gamma} (T_{\Gamma} - T_{ncp}) \alpha \tau, \quad (2)$$

где τ_0 – время одного цикла;

$\alpha_{\Gamma} T_{\Gamma}$ – мгновенные значения коэффициента теплоотдачи от газов к поршню и температуры газа;

T_{ncp} – средняя температура поверхности поршня.

Проведя интегрирование и преобразование выражения (2), получим:

$$q_{zn} = \alpha_{ср} \left[\frac{(\alpha_{\Gamma} T_{\Gamma})_{ср}}{\alpha_{\Gamma ср}} - T_{ncp} \right] \quad (3)$$

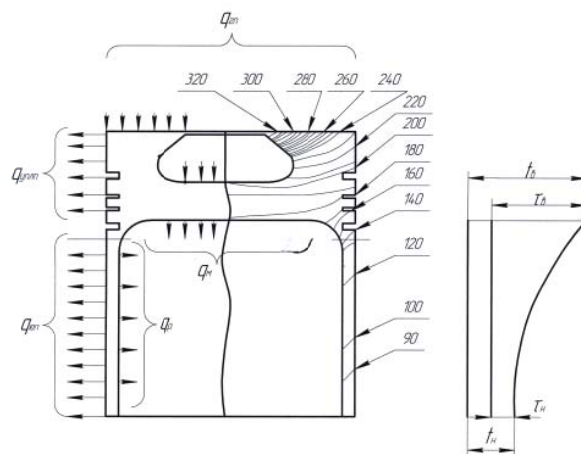


Рис. 1. Схема распределения тепловых потоков в поршне

Из выражения (3) следует, что величина среднего теплового потока в поршень определяется как стационарный поток от газа со средней температурой

$$T_{срз} = \frac{(\alpha_{\Gamma} T_{\Gamma})_{ср}}{\alpha_{ср}} \text{ и средним коэффициентом}$$

теплоотдачи $\alpha_{\Gamma сд}$. Наиболее полный учет факторов, влияющих на величины

$T_{срз}$ и $\alpha_{\Gamma сд}$ можно получить на основании закономерностей, установленных

М.С. Столбовым [2]. Методом электро-тепловой аналогии установлено, что тепловой поток от газов к поршню в основном воспринимается плоской частью днища и камеры сгорания, а днище камеры сгорания можно рассматривать как плоскую стенку с однородным температурным полем (рис. 1). Тогда тепловой поток от поршня в масло может быть определен из выражения:

$$q_{mn} = \frac{\lambda_n}{\delta_n} (t_{нк} - t_{nm}), \quad (4)$$

где λ_n и δ_n – коэффициент теплопроводности и толщина днища поршня;

$t_{нк}$ и t_{nm} – температуры днища со стороны камеры сгорания и охлаждающего масла.

Тепловой поток от юбки поршня в систему охлаждения и характер распределения температуры по высоте юбки можно определить по формулам М.А. Михеева [3], рассматривая юбку как стержень, от боковой поверхности которого отводится тепло (рис. 1):

$$q_{юн} = \frac{\alpha \tau_n t_{hm} L_{ю}}{m L_{ю}}, \quad (5)$$

где $\alpha = \frac{\lambda_m}{\delta_m}$ – коэффициент теплоотдачи

от поверхности юбки к цилиндру через масляный слой δ_m ;

τ_n – перепад между температурой поршня и цилиндра:

$$\tau_n = t_n - t_u;$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda_n S_{ю}}};$$

где λ_n и λ_m – коэффициенты теплопроводности материала юбки поршня и масла;

$L_{ю}$ и $S_{ю}$ – длина и толщина юбки поршня;

$$\tau_n = \frac{e^{m(L_{ю-x})} + e^{-m(L_{ю-x})}}{e^{mL_{ю}} + e^{-mL_{ю}}} \tau_{n-1}. \quad (6)$$

Из уравнения (1) следует:

$$q_{унп} \cong q_{zn} - q_{юн} - q_{mn}. \quad (7)$$

На основании исследований Р.М. Петриченко выведены уравнения изменения температур по высоте цилиндра для двигателя с воздушным охлаждением [4]. Для участка, расположенного над верхним поршневым кольцом при положении поршня в ВМТ, оно имеет вид:

$$\tau_{u1} = \frac{A_1}{m_u^2} + \left(\tau_{uo} - \frac{A_1}{m_u^2} \right) ch(m_u X_1). \quad (8)$$

Для участка, расположенного ниже первого поршневого кольца:

$$\tau_{u2} = \frac{A_2}{m_u^2} + \frac{m_u S}{e^{2m_u S} - 1} \left(\frac{q_2}{\alpha_{np}} - \frac{A_2}{m_u^2} \right) \left(e^{m_u x_2} + e^{2m_u S} e^{m_u x_2} \right). \quad (9)$$

Тепловой перепад у верхнего торца цилиндра:

$$\tau_{uo} = \frac{A_1}{m_u^2} + \frac{1}{ch(m_u L)} \left[\frac{B_2}{m_u^2} - \frac{A_1}{m_u^2} + \frac{m_u S}{e^{m_u S} - 1} \left(\frac{q_2}{\alpha_{np}} - \frac{A_2}{m_u^2} \right) \left(e^{2m_u S} + 1 \right) \right], \quad (10)$$

где $\tau_u = t_u - t_{охл}$ – перепад температур между цилиндром и охлаждающим воздухом;

$$m_u = \sqrt{\frac{2r_2 \beta_{np}}{(r_2^2 - r_1^2) \lambda_u}},$$

$$A_1 = \frac{2r_1}{(r_2^2 - r_1^2) \lambda_u} q_1,$$

$$A_2 = \frac{2r_1}{(r_2^2 - r_1^2) \lambda_u} q_2,$$

где r_1 и r_2 – внутренний и наружный радиусы цилиндра;

q_1 – тепловой поток от газов в цилиндр в верхней части цилиндра;

q_2 – тепловой поток в цилиндр от газов, поршня, трения;

λ_{np} – приведенный коэффициент теплоотдачи ребренного цилиндра;

$$\lambda_{np} = C \frac{(S' + 2h_p \eta_p) \lambda}{(\delta' + S') q^{0.8} de^{0.2}} \left(\frac{\gamma U}{\mu} \right)^{0.8},$$

где C – постоянная величина, учитывающая особенности конкретной системы охлаждения;

S' – среднее расстояние между ребрами;

S' и h_p – толщина в основании и высота ребра;

η_p – КПД ребра;

λ , γ , μ , U – теплопроводность, удельный вес, вязкость и скорость воздуха в межреберных каналах;

de – эквивалентный диаметр канала.

Анализ теоретических зависимостей показал, что основное количество тепла от поршня отводится уплотняющими кольцами, поэтому создание условий, обеспечивающих их оптимальную работу с точки зрения теплопередачи, необходимо считать одной из важнейших задач. Характер распределения температуры по высоте поршня будет определять его температурную деформацию, что необходимо учитывать при назначении зазора в сопряжении и выборе конструктивной формы поршня. Температура поршня и цилиндра может быть уменьшена за счет увеличения количества и снижения температуры охлаждающего воздуха.

Характер распределения температур по высоте цилиндра свидетельствует о том, что он под действием температурной деформации в рабочем состоянии принимает конусообразную форму (рис. 2). Учитывая это, можно утверждать, что равномерно зазора в сопряжении поршень-цилиндр на всем протяжении хода поршня невозможно достичь любым профилированием юбки поршня. Наиболее близкий к равномерному зазору обеспечивает цилиндрическая юбка в рабочем состоянии, то есть

(исходя из выражения 6) бочкообразная в холодном состоянии.

Величину зазора в рабочем состоянии, при условии устранения влияния на него механических деформаций поршня, необходимо выбирать с учетом неразрывности масляной пленки, чистоты обработки цилиндра и поршня, величины включений в смазке. Для этих условий поршень будет самоустанавливаться при величине эксплуатационного зазора

$$S_{\min} \geq 2,43 h_{\min},$$

где $h_{\min} = h_1 + h_2 + h_3$;

h_1 – зазор на неразрывность масляной пленки;

h_2 – высота неровностей на поршне и цилиндре;

h_3 – величина включений в смазке.

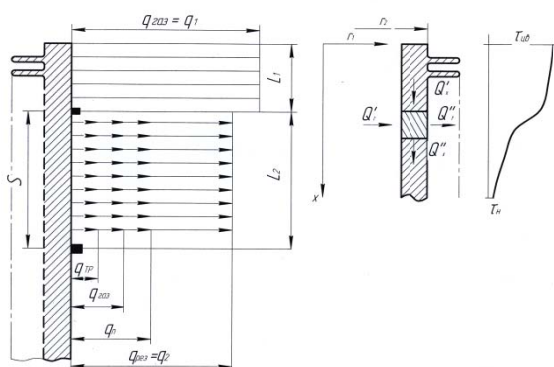


Рис. 2 Схемы к выводу дифференциального уравнения цилиндра

Исследованиями установлено, что характер распределения температур вдоль юбки поршня и по высоте цилиндра от скоростного режима работы двигателя, угла начала подачи топлива, температуры наддувочного и количества охлаждающего воздуха удовлетворительно согласуется их с теоретическим описанием.

Деформация цилиндра от действия газовых сил происходит в основном в надпоршневой части. В силу дросселирующего действия уплотняющих колец давление газов за ними резко снижается, что приводит к значительному уменьшению деформации цилиндра в районе расположения юбки поршня. Максимальная деформация цилиндра в районе юбки не превышает 5 мкм на радиус.

Деформация юбки поршня под действием механических сил неравномерна как по высоте, так и по координатному углу. Юбка поршня деформируется на длине 50 мм от верхнего маслосъемного кольца, а по окружности на дуге 60-70° – от оси поршневого пальца. Такой характер

деформации юбки поршня подтверждается следами насветлений в этих зонах на поршнях, бывших в эксплуатации. Под действием нормальной составляющей газовых и инерционных сил деформация юбки поршня незначительна. Как показали расчеты, деформация поршня и цилиндра приводит к уменьшению зазора в их сопряжении в области 60-70° к оси поршневого пальца на 16-20% при конструктивном зазоре 0,40 мм. Под углом 90° к оси поршневого пальца уменьшение зазора незначительно.

Действительная величина зазора в сопряжении конический поршень-цилиндр. Результаты обработки данных по величине зазора в сопряжении конический поршень-цилиндр показали, что величина его с достаточной для практических целей точностью может быть определена из учета только свободной температурной деформации деталей в момент, когда на них действуют незначительные механические нагрузки. Величина диаметрального зазора по высоте юбки поршня вследствие большой конусности ее неравномерна, при этом юбка имеет корсетобразную форму. Такая форма юбки позволяет контактировать ей по узким зонам сверху и внизу, о чем свидетельствуют следы приработки поршня.

Совместное рассмотрение деформаций поршня и цилиндра от действия механических и тепловых нагрузок, результатов замера зазоров в сопряжении поршень-цилиндр показало, что обеспечить равномерный зазор за счет профилирования юбки поршня практически невозможно во всем диапазоне перемещения поршня даже на одном режиме. Обеспечить равномерный зазор невозможно вследствие неравномерных и изменяющихся во времени механических деформаций поршня и цилиндра, а также наличия температурного перепада по высоте цилиндра. Как показал анализ различных вариантов формы юбки, наиболее равномерный зазор в сопряжении поршень-цилиндр обеспечивает близкая к цилиндрической форма юбки в рабочем состоянии при условии удаления металла в местах ее наибольшей деформации. При этом представляется возможным рассчитать зазор в сопряжении поршень-цилиндр из условия только теплового расширения поршня и цилиндра. Как показали расчеты, при этом юбка поршня в холодном состоянии должна быть выполнена бочкообразной с переменной оваль-

ностью по высоте, что с технологической точки зрения представляет сложную задачу. Поэтому в работе предлагается аппроксимировать криволинейный профиль двумя прямыми – юбка будет представлять цилиндр на длине 50 мм с переходом в конус при обязательном удалении металла в местах наибольшей деформации поршня (рис. 3). Эти мероприятия позволяют уменьшить зазор в сопряжении поршень-цилиндр практически в 2 раза.

Расход масла в надпоршневое пространство при уменьшении зазора с 0,41 до 0,22 мм снижается в 6 раз, связан с улучшением условий работы поршневых колец.

Влияние зазора в сопряжении поршень-цилиндр на некоторые эксплуатационные показатели двигателя.

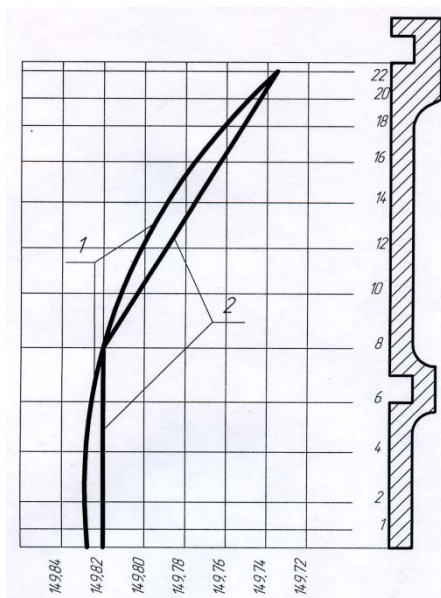


Рис 3. Производственные размеры поршня из условия цилиндрической формы юбки: 1 – в горячем состоянии 150,08 мм; 2 – аппроксимация кривой

Температура поршня. Результаты исследования показали, что уменьшение зазора в сопряжении поршень-цилиндр с 0,41 до 0,22 мм на режиме максимальной мощности приводит к снижению температуры юбки поршня на 8-10°C.

Температура головки при этом остается практически одинаковой. Снижение температуры поршня при уменьшении зазора связано с уменьшением сопротивления теплопередачи от юбки к цилиндру и улучшением условий теплоотвода за счет лучшего прилегания колец.

Вибрация цилиндра двигателя. Исследования показали, что во всем диапазоне

скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя параметры вибрации цилиндра двигателя с зазором в сопряжении поршень-цилиндр 0,22 мм ниже, чем при 0,41 мм. При этом максимум виброускорений находится в области частот 4000 гц, а вибросмещений – в области частот 31,5 гц.

Выводы

1. Теоретическое и экспериментальное исследование показало, что на величину и характер протекания зазора в сопряжении поршень-цилиндр влияют тепловые и механические деформации поршня и цилиндра, величины которых меняются в широких пределах. Поэтому обеспечить равномерный зазор в сопряжении поршень-цилиндр практически невозможно на всех режимах любым профилированием юбки поршня.

2. Минимально допустимая величина зазора на рабочих режимах должна выбираться из условия обеспечения жидкостного трения с учетом толщины масляной пленки, чистоты обработки сопрягаемых деталей и величины механических включений в масле.

3. Выбор величины гарантированного зазора необходимо производить при положении поршня в НМТ из учета только свободных тепловых деформаций поршня и цилиндра при условии создания холодильников в местах наибольшей деформации поршня. Для обеспечения минимального зазора с допустимой равномерностью юбка в холодном состоянии должна быть бочкообразной формы. Однако, учитывая технологические трудности при изготовлении и сборке, целесообразно аппроксимировать бочкообразную форму юбки в виде сопряжения цилиндра с конусом.

4. Экспериментальная проверка величины зазора в сопряжении поршень-цилиндр показала, что цилиндрический поршень обеспечивает зазор, близкий к равномерному, при этом величина его по сравнению с коническим поршнем меньше в 2 раза на рабочих режимах.

5. Опытами установлено, что уменьшение величины зазора в сопряжении поршень-цилиндр приводит к снижению температуры поршня, вибрации двигателя, расхода масла на угар.

Библиографический список

1. Четошников В.И. Исследование возможностей уменьшения зазора в сопря-

жении поршень-цилиндр тракторного двигателя с воздушным охлаждением: дис. ... канд. / В.И. Четошников. – Челябинск, 1975. – 189 с.

2. Столбов М.С. Теплопередача от газов в стенки цилиндра тракторного дизеля с воздушным охлаждением / М.С. Столбов // Труды НАТИ. – М.: ОНТИ, 1968. – Вып. 198. – С. 83-87.

3. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1956.

4. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с.



УДК 534.2.26:620.22:677.017

А.Ф. Костюков

МОДЕЛЬ РЕГИСТРАЦИИ ПРИЗНАКОВ МНОГОСЛОЙНОЙ СТРУКТУРЫ С ПОМОЩЬЮ АКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

Ключевые слова: математическая модель, свойства волокон, неразрушающий контроль, физико-механические параметры, акустические колебания.

Введение

При производстве, реализации, приобретении и обработке естественных волокон растительного и животного происхождения на предприятиях сельского хозяйства и комплексах первичной переработки остро стоит вопрос оценки физико-механических свойств больших объемов исходного сырья.

Уже сообщалось о разработке нового бесконтактного неразрушающего метода оценки физико-механических свойств волокна в массе [1-3]. Однако использование его осложнено отсутствием достаточно полной модели взаимодействия акустического сигнала с волокнистой массой и, вследствие этого, серьезными затруднениями при построении технологичной системы статистического отслеживания параметров волокон в динамическом режиме. Применяемые в настоящее время на предприятиях первичной переработки динамометрический (ГОСТ 3274.1-72) и полярографический (ГОСТ 3274.2-72) методы оценки зрелости волокна позволяют исследовать выборочно взятый из партии образец массой 40 мг в первом случае за 3 ч, а во втором – за 8 часов. Количество образцов, взятых от кипы волокна, как правило, не превышает трех, что позволяет получить оценку значения зрелости партии волокон при 95% достоверности с точностью $\pm 82\%$. При оценке по инструментальной точности $\pm 2\%$ достоверность

результата не превышает 2,5%, т.е. результат практически не достоверен.

Между тем совершенно ясно, что оценка зрелости волокон в партии может быть получена только статистически, что при использовании существующих методов нереально. При использовании лабораторной установки Шерли или серийной чесальной машины из бесформенного волокнистого множества достаточно просто может быть получен вполне удовлетворительный, по равномерности, настил упорядоченных волокон.

В качестве исходного образца для построения модели принимается одно- и многослойный прочес волокнистого множества, когда волокна линейно ориентированы в направлении прочеса, имеют одинаковые внешние диаметры при равенстве внутренних каналов и, соответственно, толщины стенок волокон.

Рассматривается модель взаимодействия фронта плоской акустической волны с многослойной дифракционной решеткой из цилиндрических (трубчатых) тел конечной длины с равномерным распределением толщины стенок по периметру и длине цилиндра и случайным распределением толщины стенок от цилиндра к цилиндру, ориентированных параллельно направлению перемещения относительно излучающе-воспринимающих поверхностей акустических датчиков. Предлагается методика статистической оценки физико-механических свойств материала цилиндрических тел по результатам изменения акустического сигнала после прохождения через многослойную систему тел.