

Progress", November 1967, p. 58--59. 3. Gühne. Trockenluftfilter. -- KFT. 1970, Mai, p. 141--145. 4. Жаворонков Н.М. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. М., 1944. 5. Науменко В.Д. Исследование зависимости износостойкости деталей гильзопоршневой группы (гильза, кольцо) двигателя от эффективности применяемого на нем воздухоочистителя. Автореф. канд. дис. Минск, 1969.

В.С. Глушаков, Ю.Г. Коломиец, В.Д. Науменко

### ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА МТЗ-80

В связи с повышением номинальной мощности тракторных двигателей проблема надежности работы их систем охлаждения приобретает особую актуальность. Большинство современных исследований в этой области направлено на изыскание методов интенсификации теплоотвода от нагретых деталей двигателя в охлаждающую жидкость и оптимизации этих процессов [1]. В то же время изучению вопросов, определяющих надежность функционирования систем охлаждения, не уделено достаточного внимания, хотя перечень основных параметров, влияющих на этот показатель системы, весьма обширен. В настоящей статье описаны результаты исследований зависимости надежности работы системы охлаждения перспективного двигателя, предназначенного для установки на трактор МТЗ-80, от интенсивности циркуляции в ней жидкости.

В системе охлаждения двигателя Д-240, как и большинства двигателей современных сельскохозяйственных тракторов, в качестве теплоносителя используется вода. Возможным отказом системы, связанным с интенсивностью циркуляции жидкости, является закипание жидкости, приводящее к ее потере, разрушению соединительных деталей, узлов системы и в результате к аварии двигателя.

Как известно [2], зонами, где наиболее часто отмечается кипение жидкости, являются не только теплонапряженные детали блока и головки цилиндров, но также камеры водяных насосов и термостатов.

Для исследования надежности работы системы охлаждения целесообразно разделить ее на две части. Первая – от границы между паровой подушкой и жидкостью в верхней бачке радиатора до нагнетательной улитки водяного насоса. Эта часть включает каналы охлаждающих трубок радиаторов, нижний его бачок, отводящий патрубок, соединительную трубу, приемный патрубок, приемную камеру и роторную полость водяного насоса. Вторая – далее по тепловоспринимающему тракту в блоке, головке блока цилиндров, полости термостата до верхней бачка радиатора.

Направленность процессов теплообмена и уровень давлений в гидравлических трактах этих частей систем существенно отличаются.

Повышение температуры воды, нагреваемой в двигателе во второй части системы, зависит от количества тепла, выделенного рабочими камерами:

$$t_2 - t_1' = \frac{\beta q G_T}{Q C}, \quad (1)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – температура воды на входе и выходе из двигателя, °С;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий переданную в систему охлаждения часть тепла, выделенного введенным в рабочие камеры топливом (для тракторных дизелей 0,21–0,35);  $q$  – теплотворная способность топлива, ккал/кг;  $G_T$  – секундный расход топлива двигателя, кг/с;  $Q$  – количество циркулирующей в системе жидкости, кг/с;  $C$  – теплоемкость охлаждающей жидкости, ккал/кг·град.

Необходимо принять во внимание, что температура воды на выходе из двигателя контролируется и в эксплуатации поддерживается приблизительно постоянной, в то время как температура на входе в двигатель зависит от теплорассеивающей способности радиатора, эффективности вентилятора, направления теплообмена в соединительных трубах и насосе, а также от атмосферных условий.

Температура жидкости в приемном патрубке насоса зависит от теплорассеивающей способности системы охлаждения и тепловыделений двигателя:

$$t_1 = \frac{C Q t_2 - K F \Delta t_v}{C Q}, \quad (2)$$

где  $t_1$  – температура воды на входе в патрубок насоса, °С;  $K$  – коэффициент теплопередачи радиатора, ккал/м<sup>2</sup>·град·с;  $F$  –

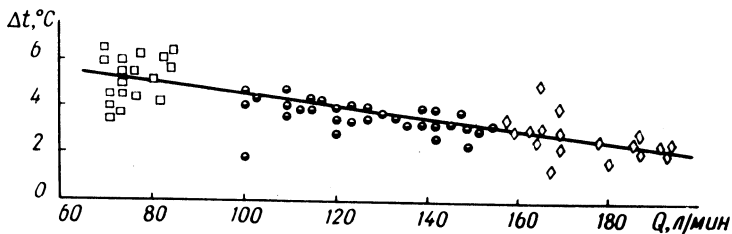


Рис. 1. Результаты исследования зависимости перепада температур жидкости в радиаторе от интенсивности циркуляции (расхода воды) в системе охлаждения трактора МТЗ-80.

площадь теплообменной поверхности радиатора,  $m^2$ ;  $\Delta t$  - перепад температуры между водой и воздухом в радиаторе системы охлаждения,  $^{\circ}C$ .

Из уравнения (2) следует, что снижение теплорассеивающей способности радиатора трактора приводит к росту температуры воды на входе в насос, снижает надежность работы системы охлаждения. Повышение расхода  $Q$  воды через радиатор (в знаменателе) может привести к снижению температуры  $t_1$ .

В теплотехнике часто пользуются повышением интенсивности циркуляции воды для повышения эффективности теплообменников. С ростом интенсивности циркуляции жидкости в системе ее теплорассеивающая способность увеличивается, однако, как установлено испытаниями на тракторах МТЗ-80, это не может существенно снизить температуру воды на входе в насос из-за уменьшения перепада температуры воды  $\Delta t$  в радиаторе (рис.1). Поэтому с ростом интенсивности циркуляции в системе охлаждения состояние воды в приемном патрубке и камере насоса приближается к точке кипения.

Рядом работ [3, 4] в области исследования систем охлаждения двигателей установлено, что наибольшие гидравлические потери в системах современных двигателей наблюдаются в соединительных трубах и регулирующих устройствах (например, термостатах). Анализ технических показателей тракторных двигателей позволяет обнаружить тенденцию к увеличению скорости жидкости в соединительных трубах системы охлаждения пропорционально росту литровой мощности двигателя. Высокие скорости воды в приемном патрубке водяного насоса приводят к снижению надежности работы системы в связи с закипанием

жидкости в нем. Состояние жидкости определяется давлением и температурой в полости патрубка.

Зависимость максимального давления в полости патрубка от основных геометрических параметров и соединительных патрубков системы охлаждения двигателя и интенсивности циркуляции воды описывается уравнением

$$p_{\text{вс}} = B + \Delta p_{\text{к}} + H - \frac{1}{2g} \left[ \xi_{\text{р}} \left( \frac{Q}{F_{\text{Т}}} \right)^2 + \xi_{\text{п}} \left( \frac{Q}{F_{\text{П}}} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где  $p_{\text{вс}}$  - давление жидкости во всасывающем патрубке,  $\text{кг/м}^2$ ;  $B$  - барометрическое давление,  $\text{кг/м}^2$ ;  $\Delta p_{\text{к}}$  - перепад давлений, поддерживаемый крышкой пробки радиатора,  $\text{кг/м}^2$ ;  $H$  - давление столба жидкости, созданного геометрическим превышением уровня воды в радиаторе над осью всасывающей камеры насоса,  $\text{кг/м}^2$ ;  $Q$  - секундная производительность насоса (секундная циркуляция),  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $F_{\text{Т}}$ ;  $F_{\text{П}}$  - площади живых се-

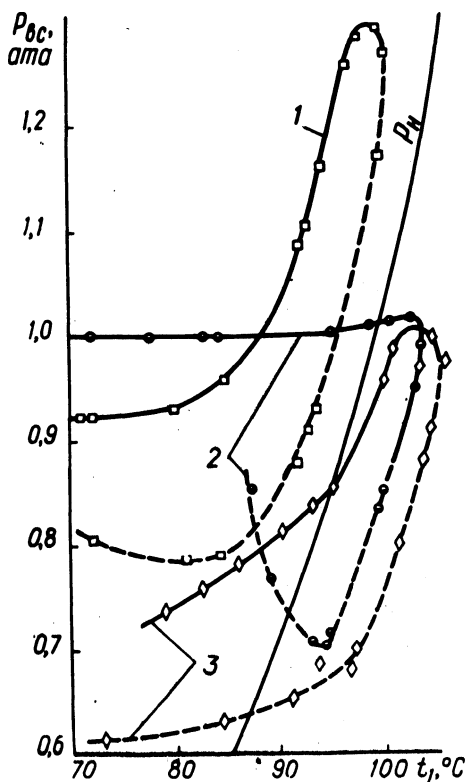
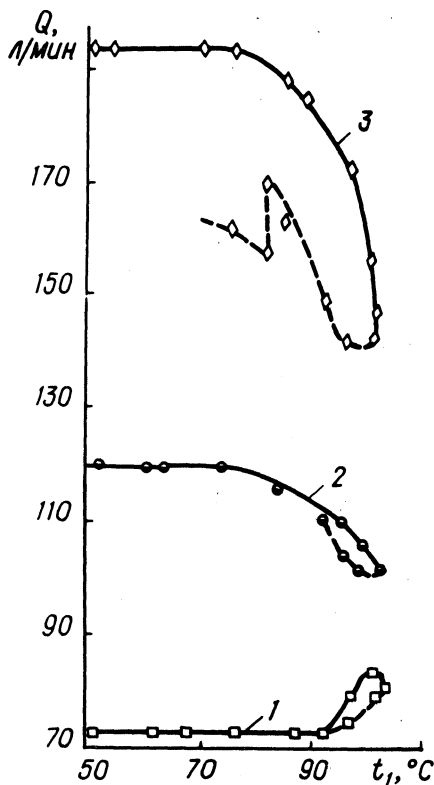


Рис. 2. Результаты исследования изменений состояния жидкости (воды) в приемном патрубке насоса системы охлаждения трактора МТЗ-80 при прогреве (—) и охлаждении (- - -) двигателя с насосами, имеющими разную исходную производительность:  
1—72 л/мин; 2—120 л/мин;  
3—216 л/мин.

чений трубок радиатора и приемного патрубка насоса,  $\text{м}^2$ ;  $\xi_{\text{п}}$ ;  $\xi_{\text{п}}$  - коэффициенты потерь напора при течении жидкости в радиаторных трубках и патрубке насоса;  $g$  - ускорение земного притяжения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\frac{\xi}{2g} \left(\frac{Q}{F}\right)^2$  - скоростная составляющая потери напора,  $\text{кг}/\text{м}^2$ , в канале с живым сечением  $F$ .

При диаметре канала (измеренного) патрубка водяного насоса 28 мм на тракторе МТЗ-80 зафиксирована работа системы в режиме испарения воды в приемной камере насоса с интенсивностью циркуляции  $Q$   $\text{м}^3/\text{с}$  (160 л/мин). Измерениями давлений и температуры воды во всасывающем патрубке в непосредственной близости от приемной камеры насоса определено, что при нагреве двигателя линия состояния воды (сплошная) пересекает (рис. 2) линию насыщения (по Вукаловичу) при температурах более  $95^\circ\text{C}$ . Более интенсивная циркуляция воды обуславливает раннее закипание в приемной камере насоса.

Рис. 3. Результаты измерений интенсивности циркуляции (действительной производительности насоса) в системе охлаждения трактора МТЗ-80 при прогреве и охлаждении двигателя, комплектуемого насосами с разной исходной производительностью (обозначения те же, что и на рис. 2).



Исследованиями на работающем двигателе установлено, что с приближением к состоянию кипения воды производительность насоса в системе уменьшается (рис. 3), снижается скорость воды в приемной трубке и камере насоса. Анализ уравнения (9) позволяет отметить, что частная производная  $\partial p / \partial Q$  имеет отрицательные значения. Следовательно, при уменьшении  $Q$  устойчивость работы системы охлаждения автоматически возрастает, однако при больших исходных значениях  $Q$  автоматической стабилизации состояния системы недостаточно, наблюдается выкипание воды.

Остывание двигателя (например, при снижении нагрузки) может вызвать быстрое закипание воды в приемной камере насоса и срыв процесса циркуляции (линия состояния воды - пунктирная на рис. 2 - располагается справа от линии насыщения  $p_H$ ). Это не влечет за собой аварийного состояния двигателя, так как при остывании динамика теплообмена в системе вследствие физических особенностей воды в достаточной степени обеспечивает сохранение безопасных температур деталей и давлений в полостях радиатора и трубопроводов.

Производительность насосов в системе при остывании до момента выравнивания давлений в верхнем бачке и атмосфере через клапан остается ниже исходной (рис. 3 - пунктирная линия). Разница между действительной и исходной производительностью насоса в системе пропорциональна приближению состояния воды (величине паросодержания) к линии насыщения.

## Выводы

1. Надежность работы системы охлаждения тракторных двигателей определяется удаленностью состояния охлаждающей жидкости в приемной камере циркуляционного насоса от насыщения.

2. Потеря производительности циркуляционного насоса системы пропорциональна величине паросодержания охлаждающей жидкости в его приемной камере. Системы с исходной производительностью насоса более 2 л/л.с. мин в номинальном режиме работы тракторного двигателя функционируют с циркуляцией на 20 - 30% ниже расчетной.

3. При заданных параметрах системы охлаждения двигателя в целях повышения надежности ее работы целесообразно увеличить живое сечение трубы, соединяющей насос с нижним бачком радиатора, и снижение циркуляционного расхода жидкости в

системе для обеспечения повышенного давления в приемной камере насоса относительно давления насыщения  $p_{вс} \geq 1,1 p_n$ .

### Л и т е р а т у р а

1. Минкин М.Л., Хмельницкий Э.Е., Шаевич А.Г., Каравиев В.И. Новые радиаторы для автомобилей ЗИЛ. - "Автомобильная промышленность", 1960, №9. 2. Иванченко Н. Н., Скуридин А.А., Никитин М.Д. Кавитационные разрушения в дизелях. Л., 1970. 3. Волкомирский И.И. Графоаналитический метод расчета системы охлаждения дизелей. - "Энергомашиностроение", 1974, №7. 4. Hoffman I.H. Some aspects of cooling system design for diesel engines. - In: Diesel Engine Users Association. London, 1950.

А.Н. Сарапин, В.А. Савело, Э.А. Рапницкий

### ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Обеспечение равнопрочности и равноизнашиваемости всех деталей и узлов двигателя внутреннего сгорания - один из сложных вопросов, обеспечивающих его долговечную работу.

Срок службы до первого капитального ремонта (его технический ресурс) определяется, прежде всего, долговечностью деталей кривошипно-шатунного механизма и некоторых деталей газораспределения.

Тракторные дизели постоянно совершенствуются как в части повышения их мощностных и экономических показателей, так и в части повышения надежности и долговечности.

С 1963 г. по настоящее время моторесурс тракторных дизелей увеличился в 1,6 - 2 раза и составляет 5 - 6 тыс. моточасов. Это достигнуто внедрением целого комплекса конструкторских и технологических мероприятий по увеличению прочности и износоустойчивости основных деталей, обладающих недостаточной долговечностью. Одними из таких деталей, имевших недостаточную долговечность были вкладыши подшипников