

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ РАДИАТОРА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ БЛОКА «РАДИАТОР-ВЕНТИЛЯТОР» СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

В данной статье проведены теоретические и экспериментальные исследования по определению влияния внешнего загрязнения алюминиевых радиаторов сборной конструкции систем охлаждения двигателей автомобилей в процессе эксплуатации на аэродинамическое сопротивление как радиатора, так и блока «радиатор-вентилятор» в целом.

Теоретически получено выражение для коэффициента аэродинамического сопротивления радиатора системы охлаждения двигателя автомобиля с учетом влияния параметров его конструкции, а также образовавшихся загрязнений на поверхности в процессе эксплуатации. Экспериментальным путем исследовано влияние внешних загрязнений радиатора на его аэродинамическое сопротивление ΔP_2 .

Результаты исследований показали, что аэродинамическое сопротивление в процессе эксплуатации вследствие загрязнения радиатора увеличивается на 70...80%. В параметрической и критериальной формах получены зависимости для аэродинамического сопротивления алюминиевых радиаторов сборной конструкции трубчато-пластинчатого типа с учетом влияния срока эксплуатации, а именно пробега радиатора на автомобиле. Экспериментально получены аэродинамические характеристики блоков «радиатор-вентилятор» автомобилей ЗАЗ («Таврия» и «Славута»), которые эксплуатировались на протяжении 220 тыс. км.

Полученные зависимости и характеристики позволяют дополнить математическую модель энергетического расчета системы охлаждения двигателя автомобиля и учесть влияние внешнего загрязнения радиатора на работу как радиатора, так и блока «радиатор-вентилятор» в целом, что позволит получить наиболее правильные значения расхода воздуха, который должен обеспечить вентилятор, и затрат мощности на его привод, а также прогнозировать периодичность обслуживания радиатора, не давая уменьшаться эффективности работы всей системы, в том числе с учетом работы вентиляторной установки.

Ключевые слова: автомобиль, система охлаждения двигателя, эксплуатация, загрязнение, радиатор, вентилятор, аэродинамическое сопротивление.

С целью определения влияния загрязнения радиатора в процессе эксплуатации на аэродинамическое сопротивление воздушного тракта автомобиля необходимо исследовать влияние изменения сопротивления всего аэродинамического тракта на характеристики вентилятора, в том числе на его производительность.

Определение сопротивления воздушного тракта (рисунок 1) системы охлаждения является довольно сложной задачей в связи с тем, что он не имеет четко обозначенных стенок, ограничивающих воздушный поток, который, в свою очередь, не всегда имеет явно выраженное направленное течение [1]. Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта определяет рабочую точку на характеристике вентилятора, что позволяет установить расход воздуха, проходящего через радиатор. Образование загрязнений на поверхности радиатора увеличивает не только аэродинамическое сопротивление радиатора, но и всего воздушного тракта системы охлаждения [2]. Внешнее загрязнение радиа-

тора уменьшает площадь воздушных каналов, что влияет на количество воздуха, проходящего через них, а также на работу вентилятора, вследствие чего расположение рабочей точки

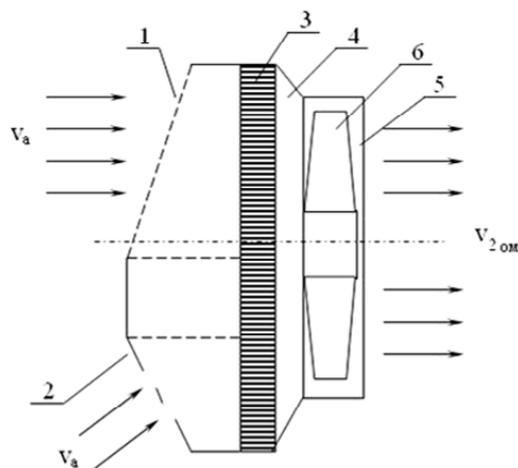


Рисунок 1. Схема воздушного тракта системы охлаждения двигателя автомобиля: 1 – облицовочная решетка радиатора; 2 – бампер; 3 – радиатор; 4 – диффузор; 5 – кожух вентилятора; 6 – крыльчатка вентилятора

на характеристике вентилятора будет изменять свое положение.

Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта системы охлаждения автомобиля определяется как сумма потерь энергии на каждом из его элементов (рис. 1) [3], [4]:

$$p_v = \sum \Delta p_i + \alpha_{ом} \frac{\rho_2'' \cdot v_{2_ом}^2}{2} - \frac{\rho_2' \cdot v_a^2}{2}, \quad (1)$$

где $v_{2_ом}$ – скорость воздуха в сечении, обтекаемого лопастями вентилятора, м/с;

$\alpha_{ом}$ – коэффициент Кориолиса воздушного потока, отнесенный к скорости воздуха в сечении, обтекаемого лопастями вентилятора;

v_a – скорость движения автомобиля, м/с;

ρ_2'' – плотность воздуха на выходе из радиатора, кг/м³;

ρ_2' – плотность воздуха на входе в радиатор, кг/м³.

Потери на каждом элементе воздушного тракта описываются выражением [5]:

$$\Delta p_i = \frac{\zeta_i \cdot \rho_i \cdot v_i^2}{2}, \quad (2)$$

где ζ_i – коэффициент аэродинамического сопротивления i -того элемента воздушного тракта;

ρ_i – плотность воздуха в i -том сечении, кг/м³;

v_i – скорость воздуха в i -том сечении, м/с.

Исходя из уравнения (2) аэродинамическое сопротивление радиатора можно представить в виде:

$$\Delta p_{2_рад.} = \frac{\zeta_{рад.} \cdot \rho_{2_сп} \cdot v_{2_фр}^2}{2}, \quad (3)$$

где $\zeta_{рад.}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления радиатора;

$\rho_{2_сп}$ – средняя плотность воздуха в радиаторе, кг/м³;

$v_{2_фр}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, м/с.

Условно приняв поверхность радиатора за решетку из утолщенных реек (ребер) (рисунок 2) коэффициент аэродинамического сопротивления радиатора можно представить в виде [5]:

$$\zeta_{рад.} = \frac{2 \cdot \Delta p_{2_рад.}}{\rho_{2_сп} \cdot v_{2_фр}^2} = \left[(0,5 + \tau \sqrt{1 - \bar{f}}) \cdot (l - \bar{f}) + (l - \bar{f})^2 + \lambda \cdot \frac{1}{d_{э_2}} \right] \cdot \frac{1}{(\bar{f})^2} =$$

$$= \left(\zeta_0 + \lambda \cdot \frac{1}{d_{э_2}} \right) \cdot \frac{1}{(\bar{f})^2}, \quad (4)$$

где ζ_0 – коэффициент сопротивления живого сечения радиатора;

λ – коэффициент сопротивления трения;

l – глубина радиатора, м;

$d_{э_2} = \frac{4 \cdot f_0}{\Pi_0}$ – эквивалентный диаметр канала

для прохода воздуха, м;

f_0 – площадь одного отверстия (см. рис. 2), м²;

Π_0 – смачиваемый периметр отверстия, м;

$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1} = \frac{\sum f_0}{F_1}$ – коэффициент живого сечения радиатора (см. рис. 2);

F_0 – площадь живого сечения радиатора, м²;

F_1 – площадь радиатора, м²;

τ – коэффициент, учитывающий влияние

формы входной кромки отверстия и условия протекания потока через отверстие.

Таким образом, внешнее загрязнение радиатора в процессе эксплуатации приводит к уменьшению площади живого сечения F_0 , что, согласно уравнению (4), приводит к значительному росту коэффициента аэродинамического сопротивления всего радиатора. Следовательно, коэффициент аэродинамического загрязнения можно представить в виде отношения площади живого сечения загрязненного в процессе экс-

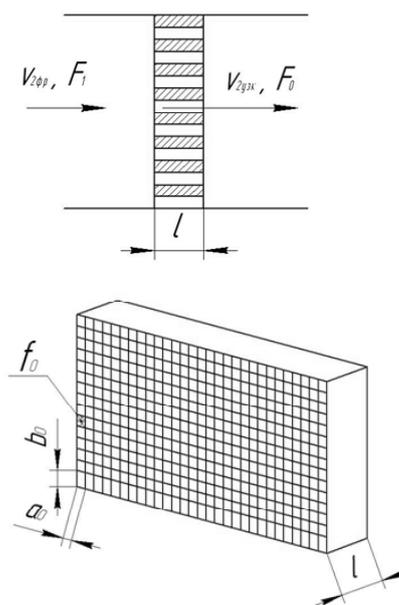


Рисунок 2. Расчетная схема течения воздуха через радиатор

плутации радиатора ($F_{0_{загр.}}$) к площади живого сечения нового незагрязненного радиатора ($F_{0_{чист.}}$):

$$c_{аэп.загр.} = \frac{F_{0_{загр.}}}{F_{0_{чист.}}} \quad (5)$$

Подставив (5) в уравнение (4) получим выражение для коэффициента аэродинамического сопротивления загрязненного радиатора:

$$z_{загр.} = \frac{1,5 + \tau \sqrt{1 - c_{аэп.загр.} \cdot \bar{f}} + \lambda \cdot \frac{l}{d_{32}}}{c_{аэп.загр.} \cdot (\bar{f})^2} - \frac{2,5 + \tau \sqrt{1 - c_{аэп.загр.} \cdot \bar{f}}}{c_{аэп.загр.} \cdot \bar{f}} + 1 \quad (6)$$

В связи с тем, что теоретически определить значение коэффициента аэродинамического сопротивления радиатора достаточно сложно, он определяется экспериментальным путем. Значение коэффициента аэродинамического загрязнения и коэффициента аэродинамического сопротивления радиатора будет увеличиваться с увеличением срока эксплуатации радиатора, т. е. пробега автомобиля.

Коэффициент аэродинамического сопротивления радиатора $\zeta_{рад.}$ обычно определяется экспериментальным путем и для каждого типа радиатора устанавливается зависимость в критериальной форме:

$$Eu_2 = \frac{\Delta p_{2_{рад.}}}{\rho_{2_{ср}} \cdot v_{2_{фр}}^2} = \frac{\zeta_{рад.}}{2} = C_1 \cdot Re_2^{n_1} \quad (7)$$

в том числе с учетом влияния пробега автомобиля L

$$Eu_2 = \frac{\Delta p_{2_{рад.}}}{\rho_{2_{ср}} \cdot v_{2_{фр}}^2} = \frac{\zeta_{рад.}}{2} = C_2 \cdot Re_2^{n_2} \cdot L^{m_2} \quad (8)$$

где Eu_2 – критерий Эйлера по воздуху;

Re_2 – критерий Рейнольдса по воздуху;

L – пробег радиатора на автомобиле, км;

C_1, C_2, n_1, n_2, m_2 – коэффициенты, определяемые экспериментально.

Для удобства проведения расчетов используются уравнения в параметрической форме для аэродинамического сопротивления радиатора $\Delta p_{2_{рад.}}$. С учетом влияния срока эксплуатации радиатора, а именно пробега автомобиля L , уравнение можно представить в виде:

$$\Delta p_{2_{рад.}} = C_3 \cdot u_{2_{фр}}^{n_3} \cdot \left(\frac{L}{L_{ТО-2}} \right)^{m_3} \quad (9)$$

где $u_{2_{фр}}$ – массовая скорость воздуха перед фронтом радиатора, $\frac{м}{с}$.

$L_{ТО-2}$ – периодичность проведения работ по ТО-2, км;

C_3, n_3, m_3 – коэффициенты, определяемые экспериментально.

Таким образом, в результате проведения экспериментальных исследований необходимо получить уравнения в параметрической и критериальной формах для аэродинамического сопротивления радиатора $\Delta p_{2_{рад.}}$ и коэффициента аэродинамического сопротивления радиатора $\zeta_{рад.}$ с учетом влияния пробега автомобиля L для исследуемых типов радиаторов.

Целью стендовых испытаний являлось исследование срока эксплуатации, а именно пробега на автомобиле и режимов работы на аэродинамическое сопротивление радиатора $\Delta p_{2_{рад.}}$. Исследования натуральных образцов радиаторов проводились на специализированном стенде [4] в лаборатории «Системы теплоэнергетических установок транспортных машин» кафедры «Автомобили» Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля. Стенд имитирует температурные и массово-скоростные режимы течения теплоносителей в радиаторе системы охлаждения, как при работе на автомобиле.

Для определения влияния на аэродинамическое сопротивление автомобильных радиаторов срока их эксплуатации на автомобиле на стенде для теплотехнических испытаний моделей и натуральных образцов радиаторов было экспериментально исследовано по три радиатора с различным пробегом (новый; 60 тыс. км; 100 тыс. км; 160 тыс. км; 200 тыс. км). Это позволило определить аэродинамическое сопротивление для данных радиаторов как в параметрической, так и в критериальной формах (рисунки 3 и 4).

Как видно из рисунков 3 и 4 срок эксплуатации радиатора (его пробег на автомобиле) оказывает значительное влияние на его энергетические характеристики, в том числе и на аэродинамическое сопротивление. После пробега радиатора $L=60$ тыс. км аэродинамическое сопротивление возрастает в среднем на 28%.

При дальнейшей эксплуатации радиатора до $L=100$ тыс. км аэродинамическое сопротивление увеличивается незначительно, в среднем на 8%. При пробеге от 100 до 200 тыс. км аэродинамическое сопротивление начинает резко возрастать, увеличиваясь в среднем на 34%.

Таким образом, аэродинамическое сопротивление увеличивается равномерно на протяжении всего срока эксплуатации радиатора и к 200 тыс. км пробега на автомобиле увеличивается на 70...80% (рис. 3).

При обработке результатов экспериментальных исследований получены зависимости в параметрической и критериальной форме аэродина-

мического сопротивления от массовой скорости воздуха перед фронтом радиатора для радиаторов с различными пробегами на автомобиле:

– для нового (не бывшего в эксплуатации) радиатора:

$$\Delta P_2 = 9,1565 \cdot u_{2\text{фр}}^{1,6163};$$

$$Eu_2 = 45,951 \cdot Re_2^{-0,3357}; \tag{10}$$

– для радиатора с пробегом 60 тыс. км:

$$\Delta P_2 = 12,623 \cdot u_{2\text{фр}}^{1,5343};$$

$$Eu_2 = 106,08 \cdot Re_2^{-0,4212}; \tag{11}$$

– для радиатора с пробегом 100 тыс. км:

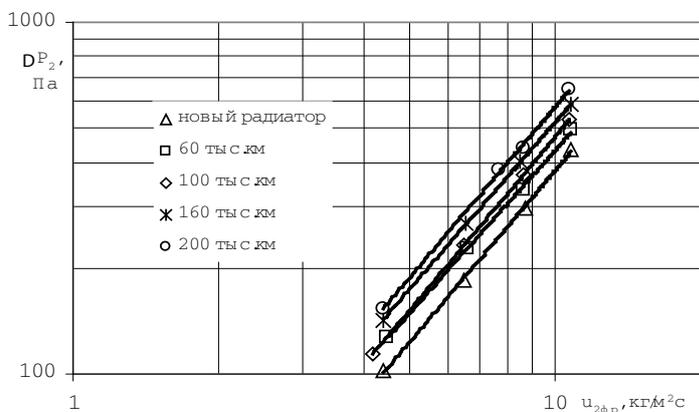


Рисунок 3. Зависимость аэродинамического сопротивления P_2 от массовой скорости воздуха перед фронтом радиатора $u_{2\text{фр}}$ для различных пробегов L

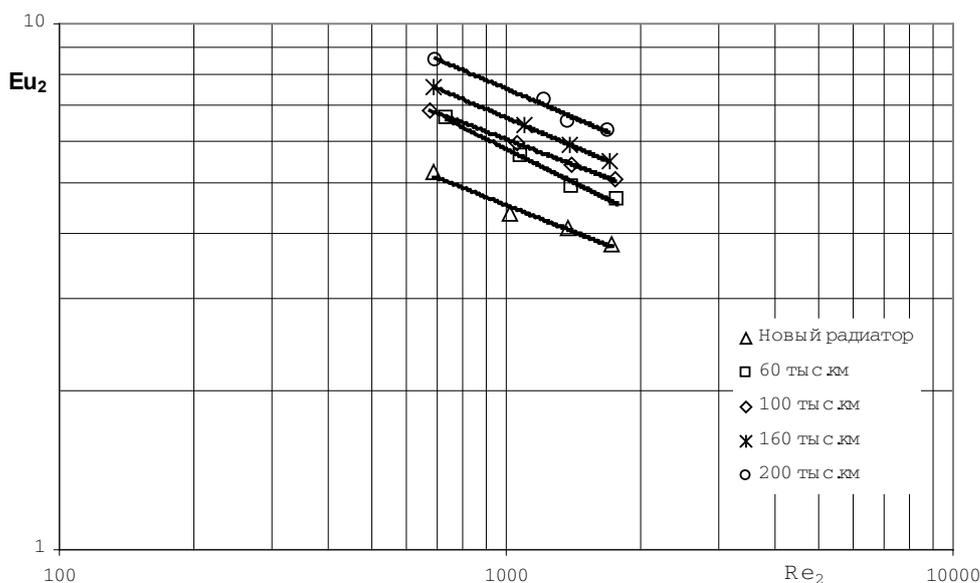


Рисунок 4. Зависимость критерия Эйлера Eu_2 от критерия Рейнольдса Re_2 для различных пробегов L

$$\Delta P_2 = 11,023 \cdot u_{2\text{фр}}^{1,6318};$$

$$Eu_2 = 56,43 \cdot Re_2^{-0,3237}; \quad (12)$$

– для радиатора с пробегом 160 тыс. км:

$$\Delta P_2 = 13,882 \cdot u_{2\text{фр}}^{1,5732};$$

$$Eu_2 = 80,227 \cdot Re_2^{-0,361}; \quad (13)$$

– для радиатора с пробегом 200 тыс. км:

$$\Delta P_2 = 14,195 \cdot u_{2\text{фр}}^{1,6068};$$

$$Eu_2 = 92,367 \cdot Re_2^{-0,363}. \quad (14)$$

Уравнения (10)...(14) справедливы при значениях массовой скорости воздуха перед фронтом

радиатора $u_{2\text{фр}} = 4...11 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$, значениях критерия Рейнольдса $Re_2 = 600...1800$ и постоянном расходе горячего теплоносителя $V_1 = 5,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Экспериментальные исследования радиаторов с различным пробегом на автомобиле позволили получить комплексные уравнения в параметрической и критериальной формах для аэродинамического сопротивления, учитывающие режим течения холодного теплоносителя (воздуха) и срок эксплуатации радиатора (пробег на автомобиле):

$$\Delta P_2 = 12,2346 \cdot u_{2\text{фр}}^{1,5925} \cdot \left(\frac{L}{L_{\text{ТО-2}}} \right)^{0,0256} \quad (15)$$

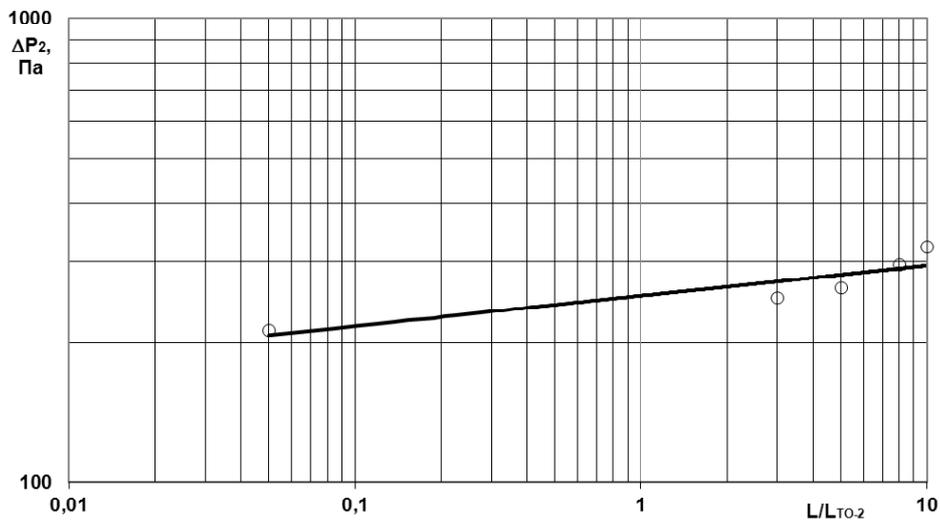


Рисунок 5. Зависимость аэродинамического сопротивления P_2 холодного теплоносителя от отношения пробега радиатора на автомобиле L к периодичности проведения работ по ТО-2 $L_{\text{ТО-2}}$

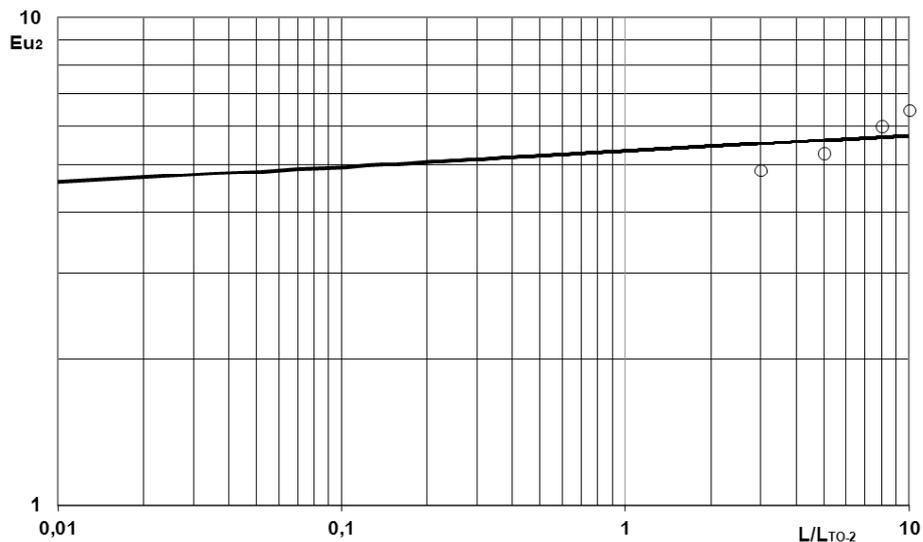


Рисунок 6. Зависимость критерия Эйлера Eu_2 холодного теплоносителя от отношения пробега радиатора на автомобиле L к периодичности проведения работ по ТО-2 $L_{\text{ТО-2}}$

$$Eu_2 = 75,0469 \cdot Re_2^{-0,3609} \cdot \left(\frac{L}{L_{TO-2}} \right)^{0,0321} \quad (16)$$

На рисунках 5 и 6 в графической форме представлены результаты экспериментальных исследований в соответствии с уравнениями (15) и (16).

Уравнения (15) и (16) справедливы при значениях критерия Рейнольдса $Re_2 = 600 \dots 1800$, массовой скорости воздуха перед фронтом радиатора $u_{2\text{фр}} = 4 \dots 11 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$, значениях симплекса $\frac{L}{L_{TO-2}} = 0,01 \dots 10$ и постоянном расходе горячего теплоносителя $V_1 = 5,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Близкое расположение радиатора оказывает значительное влияние на работу вентилятора, в результате чего ухудшаются его аэродинамические характеристики, а при внешнем загрязнении сердцевины радиатора в процессе эксплуатации, характеристики ухудшаются значительно. Для определения этого влияния на стенде «Аэродинамическая камера» [4] экспериментально были исследованы вентиляторные установки автомобилей ЗАЗ («Таврия» и «Славута») в блоке с радиаторами, которые находились в эксплуатации 60, 100 и 220 тыс. км. Вентиляторная установка включает в себя кожух вместе с элементами крепления электропривода, крыльчатку и электродвигатель вентилятора. Испытания проводились по методике ЦАГИ [4], [6], [7].

Как видно из рисунков 7–10, загрязнение сердцевины радиатора в процессе эксплуатации оказывает значительное влияние на работу вентилятора, что, в свою очередь, негативно отражается не только на работе блока «радиатор-вентилятор», но и системы охлаждения в целом. При использовании радиатора, пробег которого составляет до 100 тыс. км, аэродинамические характеристики практически не изменяются. Заметное ухудшение как напорно-расходной характеристики, так и КПД вентиляторной установки наблюдается при пробеге 220 тыс. км.

Результаты аэродинамических испытаний данных установок представлены на рисунках 7–10.

Сравнив аэродинамические характеристики вентиляторной установки автомобиля «Таврия», испытанного с новым радиатором и радиатором, эксплуатировавшимся на протяжении 220 тыс. км, можно сказать, что напор вентилятора снижается в среднем на 20...25 %, обеспечиваемый расход воздуха – на 10...15 %, а максимальный КПД – в 1,22 раза.

Практически такое же ухудшение аэродинамических характеристик можно наблюдать и у вентиляторной установки автомобиля «Славута» (рисунки 9 и 10): напор вентилятора снижается в среднем на 20...25 %, обеспечиваемый расход воздуха – на 15...17 %, а максимальный КПД – в 1,25 раз.

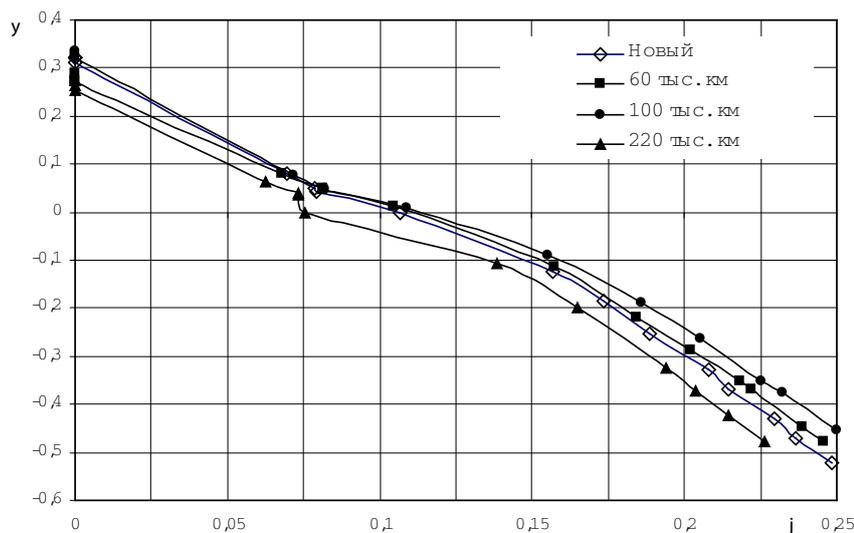


Рисунок 7. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки автомобиля «Таврия», испытанной в блоке с радиатором при различных сроках его эксплуатации

Зная аэродинамические характеристики блока «радиатор-вентилятор» и аэродинамическое сопротивление остальных элементов воздушного тракта системы охлаждения автомобиля с помощью уравнения (1) можно получить рабочие точки на характеристике для различных скоростей движения автомобиля. Это позволит определить действительные значения КПД, расхода и напора вентиляторной установки, а также затрат мощности на привод вентилятора. В связи с тем, что загрязнение сердцевины радиатора приводит к ухудшению данных характеристик, соответственно по ней

будет перемещаться и рабочая точка, определяемая как точка пересечения сети воздушного тракта с аэродинамической характеристикой вентиляторной установки, т. е. это приведет к повышению затрат мощности и снижению расхода воздуха через радиатор.

Поэтому, как показали проведенные экспериментальные исследования, с целью недопущения значительного ухудшения аэродинамических характеристик блока «радиатор-вентилятор», очистку поверхности радиатора необходимо проводить уже при достижении пробега 100...150 тыс. км.

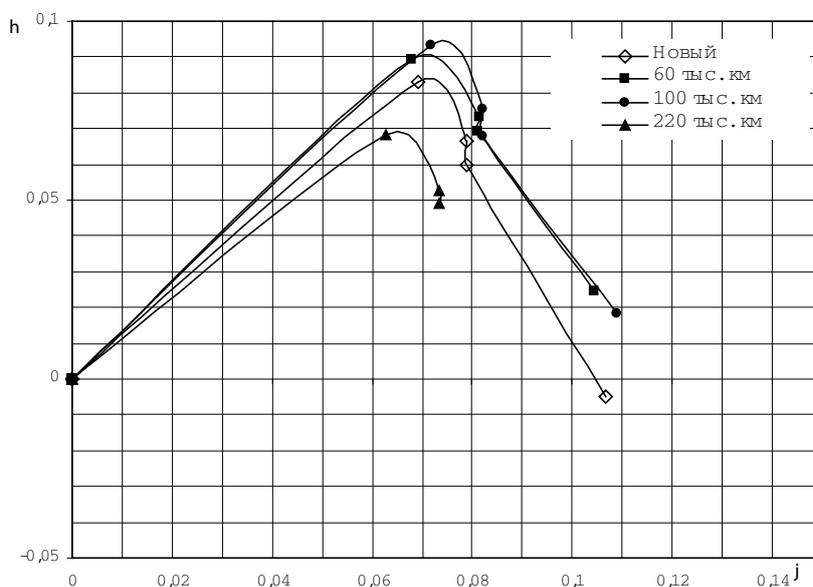


Рисунок 8. КПД вентиляторной установки автомобиля «Таврия», испытанной в блоке с радиатором при различных сроках его эксплуатации

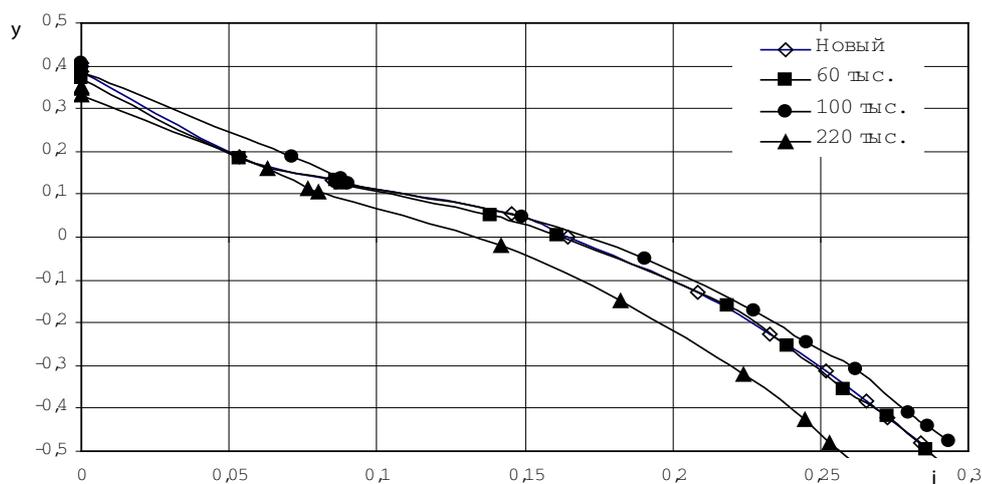


Рисунок 9. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки автомобиля «Славута», испытанной в блоке с радиатором при различных сроках его эксплуатации

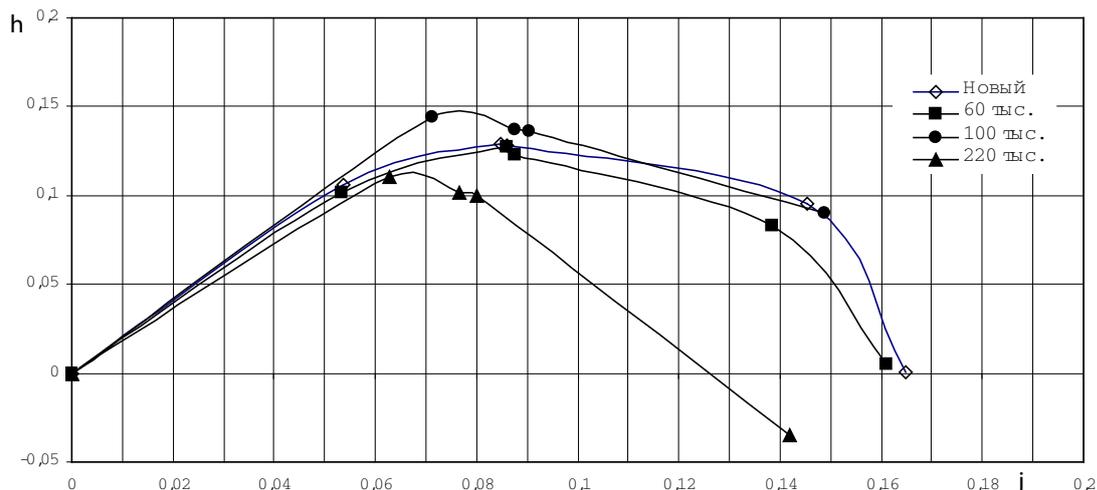


Рисунок 10. КПД вентиляторной установки автомобиля «Славута», испытанной в блоке с радиатором при различных сроках его эксплуатации

Выводы

Теоретически получено выражение для коэффициента аэродинамического сопротивления радиатора системы охлаждения двигателя автомобиля с учетом влияния параметров его конструкции, а также образовавшихся загрязнений на поверхности в процессе эксплуатации. Экспериментально исследовано влияние внешних и внутренних загрязнений радиатора на его аэродинамическое сопротивление ΔP_2 . Результаты исследований показали, что аэродинамическое сопротивление радиатора в процессе эксплуатации вследствие его загрязнения увеличивается на 70...80%. Полученные урав-

нения (10)...(16) в параметрической и критериальной формах алюминиевых радиаторов сборной конструкции трубчато-пластинчатого типа позволяют дополнить математическую модель энергетического расчета системы охлаждения двигателя автомобиля и учесть влияние на эффективность работы системы такого эксплуатационного фактора, как загрязнение внешней поверхности радиатора, а также прогнозировать периодичность обслуживания радиатора, не давая уменьшаться эффективности работы всей системы, в том числе с учетом работы вентиляторной установки.

11.03.2015

Список литературы:

1. Кригер, А. М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / А. М. Кригер, М. Е. Дискин, А. Л. Новенников, В. И. Пикус. – М.: Машиностроение, 1985. – 173 с.
2. Бурков, В. В. Эксплуатация автомобильных радиаторов / В. В. Бурков. – М.: Транспорт, 1975. – 80 с.
3. Куликов, Ю. А. Системы охлаждения, вентиляции и отопления автомобилей: монография / Ю. А. Куликов, М. В. Грибиниченко, А. В. Гончаров. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2006. – 248 с.
4. Куликов, Ю. А. Теплоэнергетические системы транспортных машин / Ю. А. Куликов, В. В. Быкадоров, А. С. Котнов и др.; под ред. Ю. А. Куликова. – Луганск: «Елтон-2», 2009. – 365 с.
5. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И. Е. – М.: Машиностроение, 1976. – 559 с.
6. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний: ГОСТ 10921-90. – Введ. 1992-01-01. – М.: Госкомитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1991. – 36 с. – (Государственный стандарт Союза ССР).
7. Куликов, Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Куликов Ю. А. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.

Сведения об авторе:

Верховодов Антон Анатольевич, инженер по испытаниям и наладке оборудования ООО «ТД Лузар»

192102, г. Санкт-Петербург, ул. Фучика, 8, тел. (812) 3806480, e-mail: science@carville.ru