

УДК 621.432

doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-45-57

# Аспекты компоновок вентиляторных установок систем охлаждения двигателя внутреннего сгорания и кондиционирования воздуха в автомобиле

А.П. Петров, С.Н. Банников

Курганский государственный университет

## Aspects of Configuration of Fan Installations in the Cooling Systems of Internal Combustion Engines and Air Conditioning Units of Cars

A.P. Petrov, S.N. Bannikov

Kurgan State University

Системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания и кондиционирования воздуха легкового автомобиля не только поддерживают рабочий температурный режим и комфортную температуру воздуха в салоне, но и имеют важное значение для снижения потребления топлива и сокращения вредных выбросов. Затраты энергии, связанные с функционированием этих систем, достаточно высоки. Энергия необходима для привода вентиляторов указанных систем. Подача воздуха за счет набегающего потока сопровождается увеличением аэродинамического сопротивления автомобиля. Одна из возможностей снижения затрат энергии — эффективное использование охлаждающего воздуха. Представлены компоновочные возможности двух вариантов блоков охлаждения и кондиционирования. С помощью CFD-моделирования исследованы четыре режима подачи охлаждающего воздуха, обеспечиваемой набегающим потоком воздуха, вентилятором кондиционера, вентилятором системы охлаждения и обоими вентиляторами. Определен механизм формирования и прохождения воздуха через теплообменники. Проведено исследование распределения воздушного потока по фронту теплообменников и рециркуляции воздушного потока из моторного отсека в предрадиаторную камеру. Знание механизма прохождения потока через воздушный тракт позволяет найти путь повышения эффективности систем охлаждения двигателя внутреннего сгорания и кондиционирования воздуха в автомобиле.

**Ключевые слова:** вентилятор, кожух вентилятора, радиатор охлаждения, конденсатор, система охлаждения двигателя, система кондиционирования воздуха

The car engine cooling system and the air conditioning system, in addition to maintaining the operating temperature of the engine and comfortable interior temperature, are also important for decreasing fuel consumption and reducing harmful emissions. The energy required for operating these systems is high. It is necessary to drive the fans of the above-mentioned systems. Air supply by means of the running stream is accompanied by an increase in the aerodynamic drag of the car. One of the possibilities of reducing the energy consumption is associated with the effective use of cooling air. The layout possibilities of two versions of the engine cooling and air conditioning units are presented. Using CFD modeling, four regimes of cooling air supply provided by the running air flow, air conditioner fan, cooling system fan, and both fans are studied. As a result, the mechanism of air

formation and passing through the heat exchangers is defined. The air flow distribution along the front of the heat exchangers and the flow re-circulation from the engine compartment to the pre-radiator chamber are examined. The understanding of the mechanism of air flow through the air channels makes it possible to determine ways to improve the efficiency of the car engine cooling system and the air conditioning system.

**Keywords:** fan, fan shroud, cooling radiator, condenser, engine cooling system, air conditioning system

Автомобильные компании-разработчики постоянно ищут новые пути сокращения вредных выбросов двигателей внутреннего сгорания (далее двигатели) и снижения потребления топлива. Эта работа ведется по многим направлениям, но, как показал анализ, вопросам, связанным с функционированием системы охлаждения двигателя (СОД) и системы кондиционирования воздуха (СКВ), уделяется недостаточно внимания.

Затраты энергии, обусловленные функционированием этих систем, достаточно высоки. Энергия необходима для привода вентиляторов СОД и СКВ, а подача воздуха через радиаторы СОД и СКВ под действием набегающего воздуха происходит благодаря увеличению аэродинамического сопротивления автомобиля [1–6]. Одной из возможностей снижения затрат энергии является эффективное использование охлаждающего воздуха.

Некоторые особенности процесса прохождения воздушного потока (ВП) через радиаторы и подкапотное пространство исследованы ранее с помощью численных расчетов и экспериментально.

**В работе [7]** с помощью CFD-моделирования рассмотрен вопрос повышения эффективности радиатора путем оптимизации ВП. Установлено, что эффективность СОД значительно зависит от ВП, проходящего через сердцевину радиатора. Этот поток, в свою очередь, оказывает воздействие на элементы, расположенные вблизи радиатора. К ним относятся решетка радиатора, перегородка, на которой он установлен, передняя внутренняя панель, капот, днище и пр.

Отмечено, что четкое понимание структуры ВП внутри радиатора имеет важное значение для оптимизации СОД в целях увеличения потока через сердцевину радиатора и повышения его тепловой эффективности. Для обеспечения основы процесса оптимизации прохождения воздуха через радиатор проведены численные эксперименты, выявившие значительную рециркуляцию ВП, что привело к уменьшению

расхода воздуха через сердцевину радиатора и снижению термического коэффициента полезного действия радиатора. Для оценки результатов использована эпюра скоростей по фронту радиатора. Последующее моделирование позволило увеличить поток воздуха через сердцевину радиатора на 34 %.

**В работе [8]** показано, что для максимального повышения эффективности охлаждения автотранспортных средств надо знать и понимать поведение и характер системы управления ВП. Отмечено, что при проектировании новых автомобилей всегда имеются критические особенности, которые необходимо выявить, чтобы затем найти наиболее рациональное решение.

Потоки, проходящие через воздушный тракт СОД, следует рассматривать как систему потоков, ни один из них нельзя игнорировать, так как все они взаимосвязаны. Вариация параметров элементов, участвующих в создании и организации ВП, использование различных концепций конструкции оказывают большее или меньшее воздействие на ВП охлаждения. По полученным результатам выявлена неравномерность потока по фронту радиатора, что снижало эффективность СОД и СКВ.

Также отмечены постоянно возрастающие требования к эффективности СОД. Продолжает увеличиваться мощность двигателя, а пространство для размещения элементов СОД постоянно сокращается.

Дополнительные проблемы возникают вследствие оснащения автомобилей кондиционерами. Показано, что помимо затрат мощности на привод вентиляторов поток охлаждающего воздуха отрицательно воздействует на общее аэродинамическое сопротивление автомобиля. Доля внутренних ВП может достигать 8 % общего аэродинамического сопротивления. Один из способов снижения этого сопротивления заключается в минимизации количества потока охлаждающего воздуха при высокой скорости в результате закрытия передних воздухозаборников.

Также определены причины, чрезвычайно влияющие на поток охлаждающего воздуха. Установлено, что форма кожуха вентилятора имеет большое значение для некоторых конфигураций. Глубина кожуха вентилятора, являющаяся критическим параметром, оказывает положительное воздействие на равномерность ВП.

**В работе [9]** отмечено, что к проблемам, связанным со снижением эффективности СОД, относится и неравномерное распределение скорости воздуха по фронтальной поверхности радиатора, что наглядно представлено на эпюре скоростей. В условиях набегающего ВП на входе радиатора зарегистрированы чрезвычайно сложные трехмерные течения с парой обратных вращающихся вихрей. Таким образом, на некоторых участках конденсатора и радиатора поток воздуха входил под большими углами.

Также выявлена значительная неравномерность скорости ВП через радиатор. Например, тень от балки бампера оказывала очень сильное воздействие на ВП, скорость в затененных областях была крайне низкой (всего около 0,1 скорости свободного потока). В некоторых случаях был обнаружен обратный поток.

Исследования проводили в аэродинамической трубе, что позволило существенно сократить время тестирования и стоимость оптимизации конструкции транспортного средства. Анализировался ВП, проходящий через воздухозаборники и радиатор при различных скоростях автомобиля. Разработана обобщенная аналитическая модель, позволяющая определить влияние неравномерности ВП на тепловыделение радиатора. Модель использовалась для изучения влияния типичных неравномерных потоков на эффективность радиатора охлаждения.

Отмечено, что неравномерное распределение ВП приводит к росту затрат мощности вентилятора охлаждения. Установлено, что в большинстве случаев они увеличиваются на 10 % по сравнению с затратами при равномерном ВП. Повышение однородности потока, в частности, в областях, находящихся под влиянием бампера, увеличивает общую эффективность использования энергии транспортного средства, так как площадь теплопередачи можно задействовать более эффективно, а это может привести к снижению аэродинамического сопротивления автомобиля.

Рекомендовано проводить CFD-моделирование в сочетании с аналитической моделью, учи-

тывающей распределение ВП. Таким образом, эффективность охлаждения двигателя транспортного средства может быть предсказана на ранней стадии проектирования.

**В работе [10]** показано, что хорошо разработанная и надежная СОД должна обеспечить работу двигателя в самых тяжелых нагрузочных и климатических условиях. Одними из самых худших условий для СОД являются движение на подъем и высокая скорость передвижения автомобиля. В этом исследовании применялось CFD-моделирование ВП под капотом со сложной геометрией. С целью определения параметров ВП, проходящего через радиатор, CFD-модель была создана для различных условий движения.

Моделирование позволяет определить влияние геометрии элементов воздушного тракта на ВП, протекающий через конденсатор и радиатор. Охлаждение теплообменников в значительной степени зависит от набегающего ВП при движении транспортного средства с высокой скоростью, в то время как при низкой скорости и на холостом ходу охлаждение теплообменников зависит от работы вентилятора. На высокой и средней скорости движения (более 60 км/ч) передняя часть конструкции, решетка радиатора и бампер существенно влияют на распределение ВП по фронтальной поверхности теплообменников.

Визуализация траекторий движения ВП позволяет выявить причины образования застойных зон на фронтальной поверхности теплообменников. Неравномерное распределение ВП в существенной мере снижает эффективность радиаторов. После внесения изменений в конструкцию численный эксперимент повторялся. В результате таких мер удалось увеличить поток ВП в теплообменниках. При этом поток более равномерно распределился по фронтальной поверхности.

Также исследован расход ВП через радиатор при различных условиях движения (при разных значениях  $v_d$  и работе вентилятора). Наблюдалось распределение ВП по передней поверхности радиатора. Установлены значительные различия при прохождении воздуха, обусловленные набегающим потоком (что соответствует высокой скорости движения транспортного средства) и действием вентилятора охлаждения.

**В работе [11]** отмечено, что попытки описания теплообменника с равномерно распреде-

ленным коэффициентом теплопередачи на газовой стороне приводят к ошибкам. Цель этой работы — оценить влияние неравномерности ВП на характеристики теплообменников. Причина неравномерного распределения ВП связана с некоторыми компонентами системы, расположенными рядом с радиатором. В результате исследований установлено значительное снижение тепловой эффективности по сравнению с таковой у теплообменника при полностью равномерном ВП (потери доходили до 15 %).

Эффективность СОД оценивали экспериментально и с помощью CFD-моделирования [12]. Испытания проводили в условиях эксплуатации транспортного средства при условии включения и выключения кондиционера для разных условий загрузки двигателя и скорости транспортного средства. Анализ результатов CFD-расчетов выявил, что теплота от радиатора кондиционера отрицательно влияет на температуру охлаждающей жидкости радиатора: она увеличивается на 7 °С, когда кондиционер включен. Отмечено, что прогнозы CFD-моделирования и оптимизации элементов СОД, связанных с прохождением воздуха, показали высокую степень согласованности с экспериментальными данными.

В настоящее время на легковых автомобилях применяют разнообразные конструкции блоков охлаждения и схемы их компоновки. Нельзя однозначно сказать, какие из них лучше или хуже, каждый имеет свои достоинства и недостатки. Выбор той или иной конструкции обусловлен разными причинами. Компоновки любого нового автомобиля в значительной степени различаются, причем в первую очередь это относится к воздушному тракту. Поэтому использование элементов, участвующих в формировании или создании потока воздуха СОД или СКВ автомобиля-прототипа может иметь неудовлетворительный результат на новой машине.

Цель работы — исследование компоновочных возможностей двух вариантов блоков охлаждения и кондиционирования при различных режимах подачи охлаждающего воздуха для определения механизма прохождения воздуха через теплообменники, позволяющее в дальнейшем повысить эффективность СОД и СКВ в автомобиле.

Для более целенаправленного решения поставленной задачи необходимо знать механизм

взаимодействия ВП с элементами, находящимися непосредственно на пути прохождения воздуха через теплообменники. Этот механизм достаточно сложен, он затрагивает критически важные параметры процесса охлаждения. В данной статье рассмотрена лишь малая часть проблем, связанная с несколькими компоновочными решениями.

Для выявления механизма прохождения ВП через блок охлаждения использована методика структурного анализа струек воздуха. Она основана на выделении основополагающих закономерностей, распространяющихся на наиболее часто используемые конструкции блока охлаждения. Закономерности можно выявить, сравнивая поведение потока охлаждающего воздуха в характерных условиях. Поскольку распределение потока обусловлено множеством факторов, сопоставление должно выполняться в равных условиях. Поэтому при моделировании были использованы одни и те же размеры и единообразная компоновка теплообменников, базовые конструктивные параметры вентиляторов и др.

Исследования выполняли с помощью CFD-моделирования с применением программного модуля FloWorks. При проведении численных экспериментов выбирали одну и ту же модель моторного отсека. Она имела простую геометрическую форму, а ее размеры соответствовали усредненным размерам моторного отсека автомобилей. На передней панели расположили два воздухозаборных отверстия. Моторный отсек содержал предрадиаторную камеру, отделенную от него перегородкой, в проем которой устанавливали исследуемые блоки охлаждения. Внутри моторного отсека разместили прямоугольную модель двигателя, а его в нижней части, за «двигателем» — выпускное отверстие.

Исследование функционирования СОД в режиме малых скоростей движения автомобиля при отсутствии набегающего ВП проводили путем моделирования работы вентиляторов с использованием реальных характеристик, внесенных в инженерную базу данных FloWorks. Второй критический режим для СОД — движение машины с высокой скоростью — изучали с помощью моделирования набегающего потока.

Расход воздуха через моторный отсек автомобиля зависит от скорости его движения и обусловлен множеством факторов. В связи с этим существует некоторый разброс зависимости первого параметра от второго. Имеется ряд

исследований, в которых установлена связь между ними. Например, в работе [9] эта взаимосвязь представлена в виде

$$G_p = \alpha v_a$$

где  $G_p$  — расход воздуха через радиатор системы охлаждения, м<sup>3</sup>/с;  $\alpha$  — коэффициент расхода;  $v_a$  — скорость движения автомобиля, км/ч.

Для автомобиля Ford AU Falcon коэффициент расхода оказался равным 0,01. Исследования проведены в дорожных условиях при выключенных вентиляторах. В работе [9] отмечено, что эта зависимость имеет практически линейный характер.

В трудах [13–15] соотношение между расходом воздуха через радиатор и скоростью движения автомобиля  $\alpha$  в некоторых случаях меньше или больше 0,01. В численных экспериментах данной статьи расход воздуха зависел от заданного напора набегающего ВП.

**Аспекты компоновки вентиляторных установок.** Исследованы компоновочные возможности двух вариантов блоков охлаждения и кондиционирования (далее блоки охлаждения (БО)). *Первым вариантом* являлся стандартный БО автомобиля «Приора» (рис. 1), применяемый также в других машинах. Особенности его конструкции заключаются в том, что вентилятор СКВ размещен перед конденсатором и

радиатором СОД. На рис. 1 вентиляторная установка кондиционера изображена условно (в проекции).

У таких вентиляторных установок нет кожуха как такового, вместо него окружают вентилятор обечайка и решетчатый силовой каркас. Конденсатор традиционно расположен перед радиатором СОД, а вентиляторная установка СОД размещена после основного радиатора. Кожух вентилятора охватывает только часть сердцевины радиатора, составляющую 60 % фронтальной площади последнего.

*Второй вариант БО*, названный опытным, имел принципиально другую компоновку, в которой вентиляторы СОД и СКВ установлены после основного радиатора. Чтобы иметь возможность сравнивать конструкции, во втором варианте применены те же радиатор, конденсатор, вентилятор СОД и его кожух, что и в первом. Чтобы установить вентилятор СКВ (рис. 2), вентилятор СОД сместили влево, а его кожух надвинули левым краем на бачок радиатора.

Вентилятор СКВ был использован тот же, только в этой модели направление его вращения изменено на противоположное. Вместо обечайки этого вентилятора установлен кожух, надвинутый на правый бачок радиатора. Кожухи вентиляторов посередине разделены перегородкой. Ширина обоих кожухов обусловлена размерами вентиляторов.

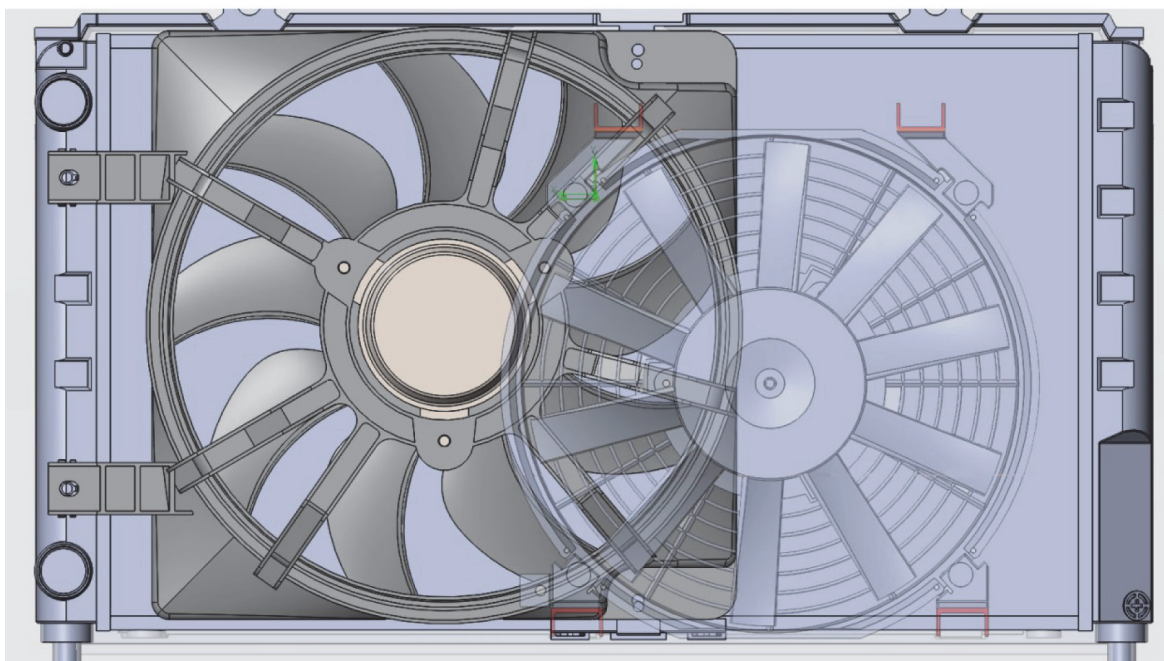


Рис. 1. Схема стандартного БО автомобиля «Приора»

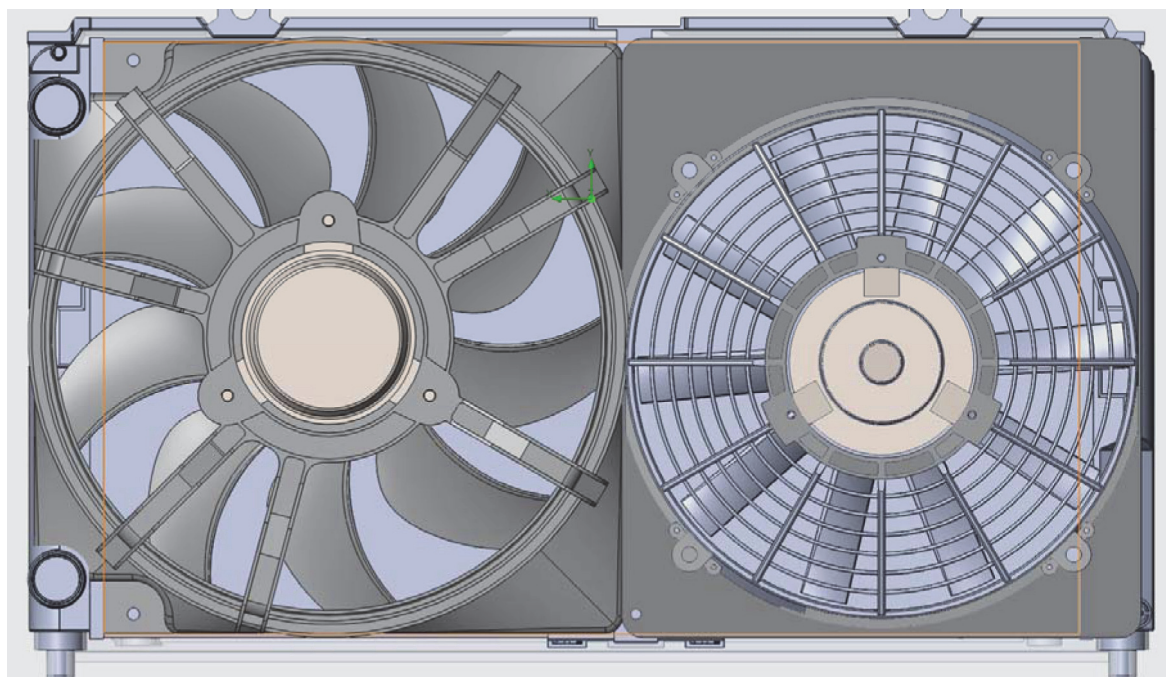


Рис. 2. Схема опытного БО

Аэродинамические характеристики моделей радиаторов, конденсаторов, вентиляторов СОД и СКВ в обоих случаях были одни и те же. Исследование проведено для четырех режимов.

*В первом режиме* подачу охлаждающего воздуха обеспечивал набегающий ВП при выключенных вентиляторах СОД и СКВ. Такой режим работы соответствует высокой скорости движения автомобиля, когда набегающего ВП достаточно для поддержания теплового режима двигателя и кондиционирования воздуха в салоне.

*Во втором режиме* подачу охлаждающего воздуха осуществлял вентилятор СКВ. Этот режим соответствует включению кондиционера, когда воздуха достаточно для поддержания нормальной температуры двигателя при практическом отсутствии набегающего ВП (при стоянке или движении автомобиля с малой скоростью).

*В третьем режиме* подачу охлаждающего воздуха обеспечивал вентилятор СОД. Такой режим соответствует выключенному кондиционеру, и потока воздуха достаточно для охлаждения двигателя практически при отсутствии набегающего ВП (при стоянке или движении автомобиля с малой скоростью).

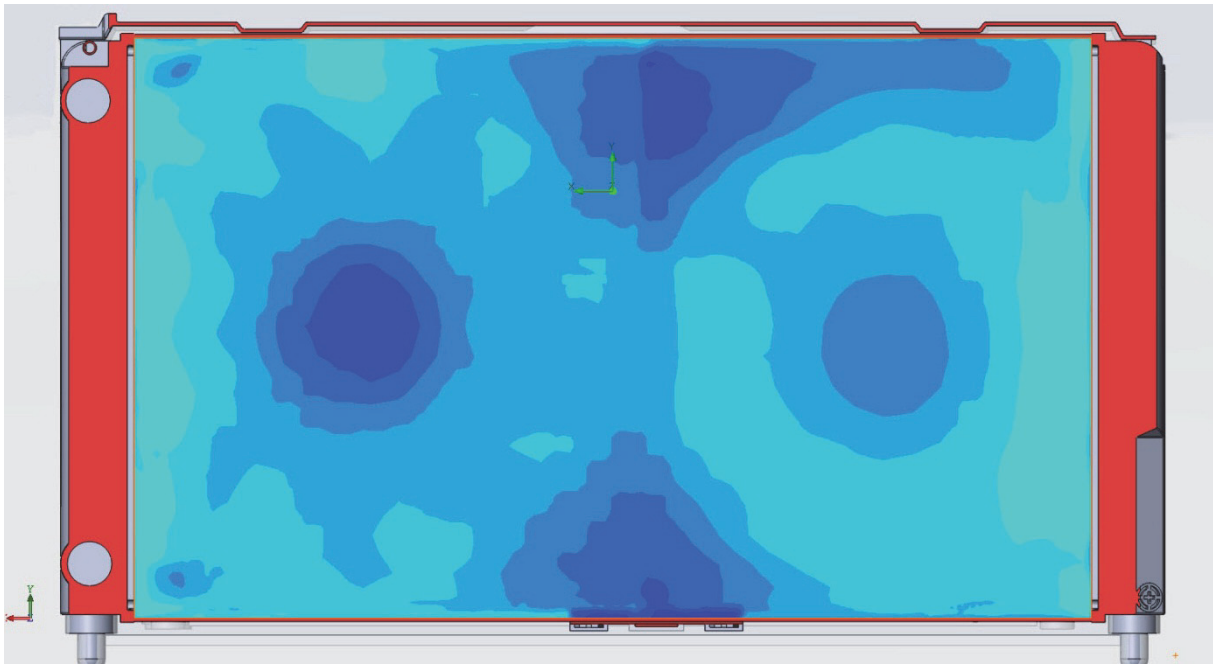
*В четвертом режиме* подачу охлаждающего воздуха обеспечивали оба вентилятора. Такой режим соответствует включенному кондиционеру и высокой нагрузке двигателя (возможна

высокая температура окружающего воздуха) при отсутствии набегающего ВП (при стоянке или движении автомобиля с малой скоростью).

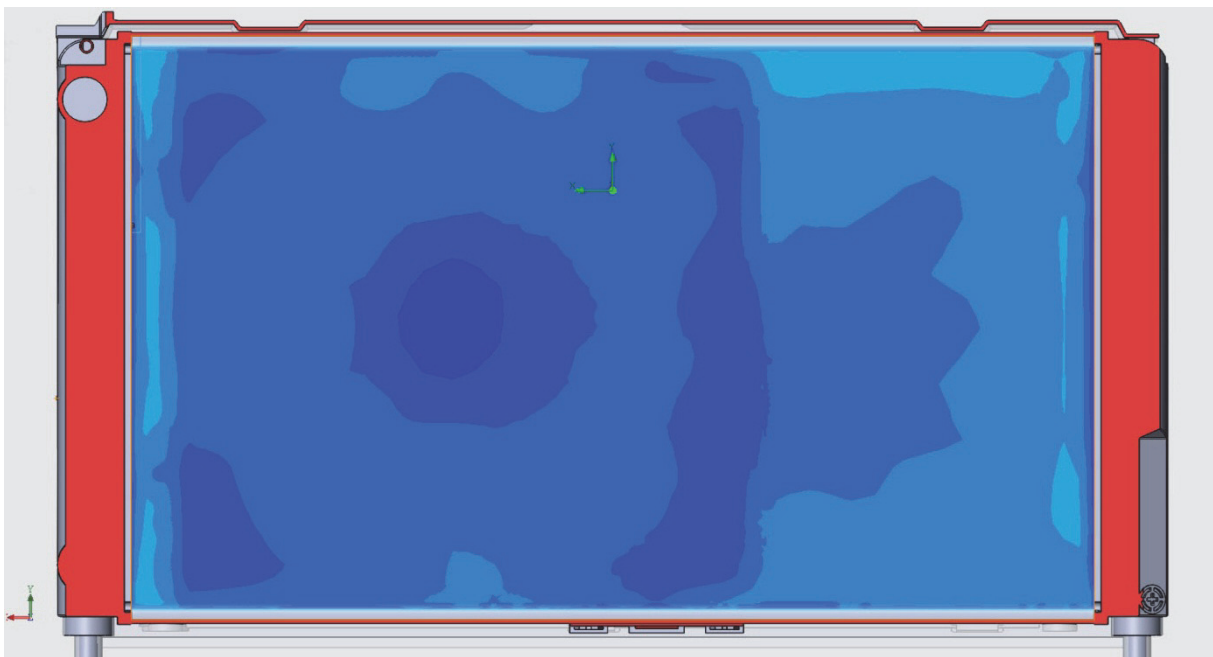
**Результаты моделирования первого режима.** Набегающий поток задавался разностью давлений на входе в воздухозаборные отверстия и в выпускном отверстии, что составляло 800 Па. Это значение соответствует скорости движения автомобиля, близкой к максимальной (более 100 км/ч) [13–15]. При этом в серийном БО расход воздуха через радиатор охлаждения составил 1,21 м<sup>3</sup>/с, в опытном БО — 1,17 м<sup>3</sup>/с. Небольшое снижение расхода воздуха через основной радиатор обусловлено тем, что вентиляторная установка кондиционера имеет кожух, который создает дополнительное сопротивление потоку.

Неравномерность поля скоростей по фронту радиатора в опытном БО была на 14 % меньше, чем в стандартном БО. Это связано с тем, что в опытном БО воздух проходит через два относительно симметричных отверстия в кожухах, там, где расположены вентиляторы (см. рис. 2 и 3, а). В стандартном БО на пути ВП имеются свободные (не «затененные») участки радиатора и область, где вентиляторные установки перекрывают друг друга (см. рис. 1 и 3, б).

В стандартном БО расход воздуха через конденсатор составил 0,78 м<sup>3</sup>/с, в опытном —



а



б

Рис. 3. Поля скоростей по фронту радиатора на опытном (а) и стандартном (б) блоках

0,79 м<sup>3</sup>/с. Расход воздуха в обоих блоках оказался практически одинаковым. Таким образом, произошла взаимная компенсация. В первом случае близкое расположение ступицы вентилятора кондиционера относительно поверхности конденсатора приводило к торможению воздуха в этой области. Во втором случае проход воздуха ограничил кожух вентилятора СКВ. Близкое

расположение ступицы вентилятора кондиционера в стандартном БО привело к тому, что неравномерность поля скоростей по фронту конденсатора на 49 % больше, чем в опытном БО.

**Результаты моделирования второго режима с включенным вентилятором СКВ.** Работа вентилятора СКВ как в стандартном БО, так и

опытном БО сопровождается перетоком воздуха из моторного отсека в предрадиаторную камеру. Следовательно, горячий воздух, который прошел через конденсатор и радиатор СОД, возвращается через участки теплообменников по пути наименьшего сопротивления в обратном направлении (рис. 4).

Таким образом, часть нагретого воздуха рециркулирует. Вентилятор СКВ, установленный перед теплообменниками, и вентилятор, расположенный после них, работают в разных условиях. В первом случае вентилятор нагнетает холодный воздух, во втором всасывает горячий, поэтому плотность воздуха у них будет разная. Эта особенность была учтена при моделировании.

В стандартном БО расход воздуха в прямом направлении через основной радиатор составил  $0,16 \text{ м}^3/\text{с}$ , в опытном БО —  $0,18 \text{ м}^3/\text{с}$ , т. е. в первом случае проявляется эффективность кожуха вентилятора, а во втором он фактически отсутствует. При этом на других участках радиатора происходит рециркуляция воздуха, доля которой в ВП для стандартного БО равнялась 4,5 %, для опытного БО — 3,8 %. В стандартном БО прямой поток воздуха расположен в проекции вентилятора СКВ, в опытном БО — в проекции вентилятора и кожуха.

В стандартном БО обратный поток идет через участки, не закрытые кожухом вентилятора СОД, вторая часть потока проходит внутри кожуха через проем отверстия для вентилято-

ра. В опытном БО рециркуляция происходит только через отверстие в кожухе вентилятора СОД, поэтому она меньше. Следует отметить, что подогретый поток, проходящий в обратном направлении, также в определенной степени участвует в отводе теплоты от теплообменников, но эффективность такого теплообмена значительно ниже.

Условия прохождения воздуха через конденсатор и радиатор охлаждения принципиально различаются. В стандартном БО расход воздуха через конденсатор составил в прямом направлении  $0,22 \text{ м}^3/\text{с}$ , в опытном БО —  $0,10 \text{ м}^3/\text{с}$ . В первом случае доля рециркулирующего воздуха в ВП не превышала 1 %, во втором — 2 %. Таким образом, преимущество установки вентилятора кондиционера перед конденсатором является очевидным.

Высокий расход воздуха в стандартном БО обусловлен тем, что для выхода ВП из конденсатора есть путь с наименьшим сопротивлением, через который выходит большая часть воздуха. Это связано с тем, что сердцевина конденсатора расположена по отношению к сердцевине радиатора охлаждения с зазором, равным 20 мм (рис. 5). Основная часть потока уходит именно в этот зазор, т. е. не проникает через сердцевину радиатора охлаждения и не идет в моторный отсек. Центральная часть ВП способна преодолеть сопротивление сердцевины радиатора охлаждения, и поток проникает в моторный отсек, обдувая в этом месте радиатор.

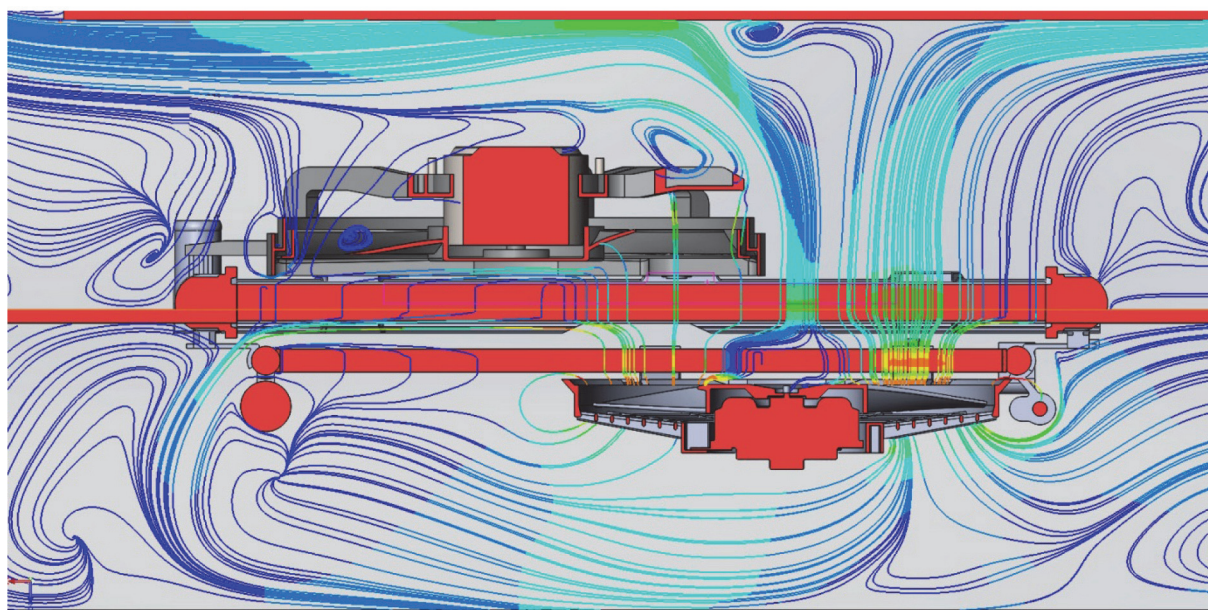


Рис. 4. Траектории ВП в горизонтальной плоскости при включенном вентиляторе СКВ (вид спереди)



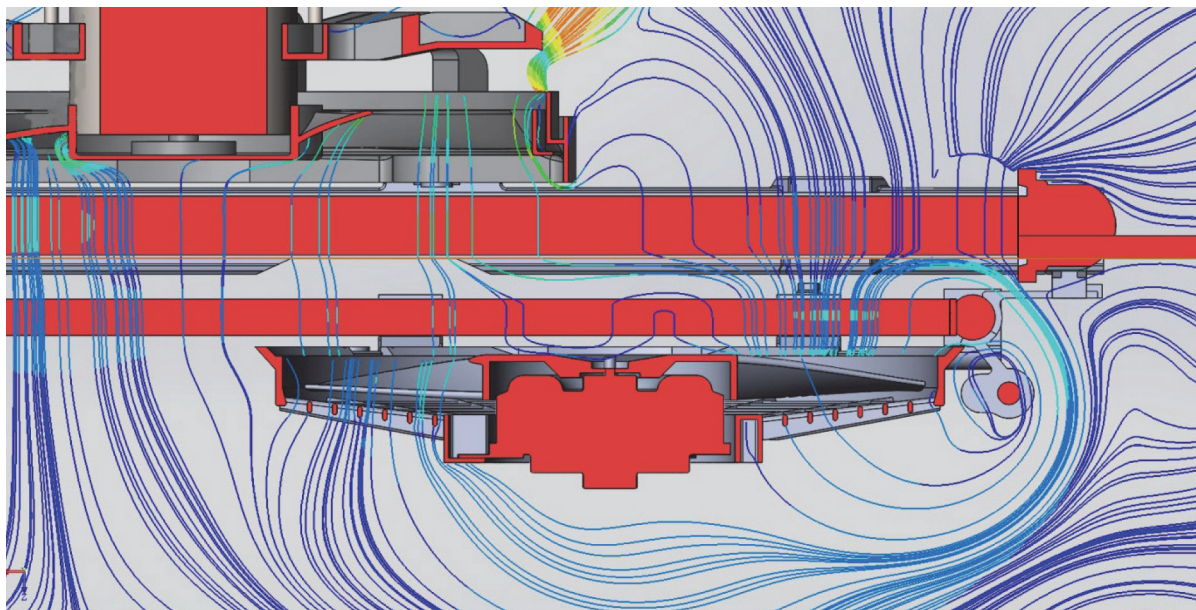


Рис. 5. Траектории потока воздуха в горизонтальной плоскости в серийном БО при включенных вентиляторах СОД и кондиционера

Большой расход воздуха в стандартном БО через конденсатор имеет место только на участках, находящихся в проекции вентилятора. На остальных участках наблюдается скорость, близкая к нулю, или обратный ток. Это отражается на коэффициенте неравномерности поля скоростей, и в стандартном БО он на 49 % выше, чем в опытном БО.

**Результаты моделирования третьего режима с включенным вентилятором СОД.** В стандартном БО расход воздуха через радиатор охлаждения составил  $0,46 \text{ м}^3/\text{с}$ , в опытном —  $0,44 \text{ м}^3/\text{с}$ . Отсюда следует, в СО расход воздуха несколько больше, но в его потоке присутствует значительное количество рециркулирующего воздуха. Доля последнего в стандартном БО — 8 %, в опытном БО — 5 %.

Это объясняется теми же причинами, что и во втором режиме с включенным вентилятором СКВ, т. е. в стандартном БО обратный поток идет через свободные зоны радиатора, а в опытном БО — через отверстие в кожухе. При этом поступление «холодного» воздуха через воздухозаборные отверстия оказывается одинаковым для обоих случаев. Расход воздуха через конденсатор в стандартном БО составил  $0,29 \text{ м}^3/\text{с}$ , в опытном —  $0,27 \text{ м}^3/\text{с}$ . При этом в первом случае в ВП рециркулировало 2 % воздуха, во втором — 2,7 % (т. е. поток был более равномерным).

**Результаты моделирования четвертого режима с включенными вентиляторами кондиционера и СОД.** В стандартном БО расход воздуха через радиатор охлаждения составил  $0,55 \text{ м}^3/\text{с}$ , доля рециркулирующего воздуха в ВП — 3,5 %. В опытном БО расход воздуха —  $0,62 \text{ м}^3/\text{с}$ , рециркуляция полностью отсутствовала. Неравномерность поля скоростей в стандартном БО на 30 % больше, чем в опытном БО.

Расход воздуха через конденсатор в первом случае составил  $0,43 \text{ м}^3/\text{с}$ , во втором —  $0,36 \text{ м}^3/\text{с}$ . Более высокий расход воздуха в стандартном БО объясняется тем, что в ВП присутствует небольшая доля рециркулирующего воздуха на выходе из конденсатора и через периферийные зоны происходит возврат на вход конденсатора. В опытном БО часть ВП, всасываемого вентиляторами, проходит в обход конденсатора — в зазор между этими теплообменниками.

**Компоновочные особенности БО с одним вентилятором.** На легковых автомобилях достаточно часто применяют еще один вариант БО с одним вентилятором. Чтобы показать потенциальные возможности такого блока охлаждения и сравнить механизм прохождения ВП через теплообменники, были выполнены дополнительные исследования, в которых были сохранены все элементы, кроме вентиляторной установки.

Очевидно, что одна вентиляторная установка в исходном виде не может заменить две в рассмотренных вариантах. Поэтому для повышения производительности вентилятора пришлось увеличить степень охвата кожухом радиатора. В исходной конструкции степень охвата кожуха СОД составляла 60 %, в новом варианте — 75 %.

Рассматриваемая вентиляторная установка отличается от изображенной на рис. 1 увеличенной шириной кожуха за счет правого края, т. е. в новом варианте сохранены размеры свободной зоны слева и уменьшена зона справа. При этом вентилятор установлен по центру кожуха.

При использовании набегающего потока расход воздуха через радиатор СОД составил  $1,13 \text{ м}^3/\text{с}$ , через конденсатор —  $0,76 \text{ м}^3/\text{с}$ . Это меньше чем в серийном и опытном БО. Кроме того, неравномерность ВП также возросла в связи с тем, что площадь свободной зоны, не охваченной кожухом, уменьшилась на 15 %.

Степень экранирующего эффекта кожуха вентилятора можно наглядно продемонстрировать в результате сравнения со стандартным БО без вентилятора СКВ. Как уже отмечалось, степень ее охвата кожухом радиатора составляла 60 %. В этом случае расход воздуха через радиатор равен  $1,26 \text{ м}^3/\text{с}$ , через конденсатор —  $0,86 \text{ м}^3/\text{с}$ .

При работе вентилятора расход воздуха через радиатор составил  $0,51 \text{ м}^3/\text{с}$ , через конденсатор —  $0,33 \text{ м}^3/\text{с}$ . Это также меньше, чем в первых двух вариантах. Насколько степень охвата повлияла на производительность вентилятора, можно определить, сравнив этот вариант БО со стандартным БО без вентилятора кондиционера. При 60%-ном охвате расход через основной радиатор составил  $0,46 \text{ м}^3/\text{с}$ , а через конденсатор —  $0,28 \text{ м}^3/\text{с}$ . Таким образом, производительность возросла на 11 % через радиатор и на 18 % через конденсатор, но все же не достигла производительности двух вентиляторов стандартного варианта — повышенной для радиатора на 7 % и для конденсатора на 23 %.

**Обсуждение результатов исследования.** Главными критериями при выборе конструкции блока охлаждения должны быть такие параметры, как эффективность СОД и СКВ при всех предусмотренных условиях использования автомобиля, затраты мощности для подачи охлаждающего воздуха, массы элементов, участвующих в охлаждении, и др.

При конструировании блоков охлаждения и СОД в целом необходимо прогнозировать последствия тех или иных компоновочных решений, для чего необходимо знать механизм взаимного влияния элементов, участвующих в создании и формировании потока охлаждающего воздуха.

Рассмотренные варианты компоновок БО имеют свои достоинства и недостатки. Проведенные исследования позволили выявить лишь некоторые аспекты, влияющие на прохождение охлаждающего воздуха через теплообменники и воздушный тракт СОД. Сравнительный анализ компоновочных возможностей был предпринят для выявления критических факторов и последствий взаимного влияния элементов конструкции.

## Выводы

1. Потенциальная эффективность теплообменников может быть в значительной степени не использована из-за рециркуляции ВП из подкапотного пространства и неравномерности распределения скорости по фронту радиатора. На стадии проектирования приходится учитывать и эти параметры.

2. Одним из основных достоинств стандартного БО является то, что такая компоновка может быть использована в бюджетных автомобилях без дополнительных финансовых затрат. Если автомобиль не укомплектован кондиционером, то конденсатор и вентилятор кондиционера не устанавливаются.

3. Вентилятор кондиционера, расположенный спереди хотя и имеет ряд недостатков, все же главную задачу, для которой он предназначен, решает. Он создает достаточно высокую скорость на конденсаторе в прямой проекции, а через остальную часть рециркулирует подогретый воздух с небольшой скоростью. Для СОД такая компоновка имеет отрицательные последствия. Уменьшается расход воздуха через радиатор при использовании набегающего потока, а также снижается эффективность радиатора СОД при работе обоих вентиляторов вследствие уменьшения расхода воздуха и рециркуляции.

4. Сравнение третьего варианта блока охлаждения с одним вентилятором со стандартным и опытным БО показывает его перспективные возможности. Альтернативные характеристики третьего варианта могут быть

получены при увеличении высоты радиатора и диаметра вентилятора. Таким образом, появится возможность повысить эффективность вентилятора путем некоторого увеличения его мощности и обеспечить эффективное использование набегающего потока увеличением проходного сечения в кожухе вентилятора. Преимуществом такой установки будет снижение массы вентилятора по сравнению с массой двух вентиляторов в стандартном и опытно-модельном БО.

5. Проблема использования набегающего потока решается достаточно просто увеличением размеров воздухозаборных отверстий. Однако необходимо помнить, что при этом расход воздуха возрастет во всем диапазоне скоростей движения автомобиля. Это приведет к тому, что для большинства режимов движения расход воздуха через моторный отсек будет избыточным и повлечет за собой неоправданное увеличение аэродинамического сопротивления автомобиля.

## Литература

- [1] Schütz T. *Hucho — Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*. Wiesbaden, Springer Vieweg, 2013. 1150 p.
- [2] Williams J. Aerodynamic Drag of Engine-Cooling Airflow with External Interference. *SAE World Congress*, Detroit, MI, United States, 3–6 March 2003, code 90286, doi: 10.4271/2003-01-0996
- [3] D'Hondt M., Gilliéron P., Devinant P. Aerodynamic drag and flow rate through engine compartments of motor vehicles. *28<sup>th</sup> AIAA Applied Aerodynamics Conference*, Chicago, IL, United States, 28 June – 1 July 2010, code 82594.
- [4] D'Hondt M. *Etude theorique, experimentale et numerique de l'e-coulement de refroidissement et de ses effets sur l'aerodynamique automobile*. Engineering Sciences, Universite d'Orleans, 2010. 279 p.
- [5] Katz J. *New Directions in Race Car Aerodynamics: Designing for Speed*. Cambridge, Bentley publ., 1995. 278 p.
- [6] Petrov A. Effect of Inner Air Flow on the Aero-dynamics of the Car. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, doi: <https://doi.org/10.3311/PPtr.10376>.
- [7] *Numerical Simulation for Improving Radiator Efficiency by Air Flow Optimization*. URL: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.118.6270&rep=rep1&type=pdf> (дата обращения 10 июня 2018).
- [8] Hallqvist T. The Cooling Airflow of Heavy Trucks — a Parametric Study. *World Congress*, Detroit, MI, United States, 14–17 April 2008, code 85694, doi: 10.4271/2008-01-1171
- [9] Ng E. *Vehicle engine cooling systems: assessment and improvement of wind-tunnel based evaluation methods*. Thesis of Doctor of Philosophy sciences, RMIT University, Melbourne, Australia, 2002.
- [10] Pang S.C., Kalam M.A., Masjuki H.H., Badruddin I.A., Ramli R., Hazrat M.A. Underhood geometry modification and transient coolant temperature modelling for robust cooling networks. *International Journal of Mechanical and Materials*, 2012, vol. 7, is. 3, pp. 251–258.
- [11] Bury T. *Impact of a Medium Flow Maldistribution on a Cross-Flow Heat Exchanger Performance*. Pt. 1, ch. 5. Poland, Silesian University of Technology, 2012, pp. 117–142.
- [12] Shome Biswadip, Kumar Vinod, Kumar S.V. Ranganath, Arora Gyan. CFD Prediction to Optimize Front End Cooling Module of a Passenger Vehicle. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2006, 845 p. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/845> (accessed 05 May 2018).
- [13] Van Den Berg L., Lofaro B. *Formula SAE Cooling System Design*. California Polytechnic State University, San Luis Obispo, 2014. 141 p.
- [14] El-Bourini R. Road Measurements of Front End Components' Effect on Vehicle Engine Compartment Air Flow. *SAE Technical Paper Series, International Congress and Exposition*, Dearborn, MI, United States, 1–5 March 1993, code 90092, doi: 10.4271/930145
- [15] Shome B., Joshi R. CFD based air-to-boil temperature prediction for sport utility vehicle radiator. *Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition*, Toronto, ON, Canada, 16–

19 October 2006, code 90183. URL: <https://www.researchgate.net/publication/280735247>, doi: 10.4271/2006-01-3266

## References

- [1] Schütz T. *Hucho — aerodynamics of the automobile: fluid mechanics, heat technology, driving dynamics, comfort*. Wiesbaden, Springer Vieweg, 2013. 1150 p.
- [2] Williams J. Aerodynamic Drag of Engine-Cooling Airflow with External Interference. *SAE World Congress*, Detroit, MI, United States, 3–6 March 2003, code 90286, doi: 10.4271/2003-01-0996
- [3] D'Hondt M., Gilliéron P., Devinant P. Aerodynamic drag and flow rate through engine compartments of motor vehicles. *28<sup>th</sup> AIAA Applied Aerodynamics Conference*, Chicago, IL, United States, 28 June–1 July 2010, code 82594.
- [4] D'Hondt M. *Etude theorique, experimentale et numerique de l'e-coulement de refroidissement et de ses effets sur l'aerodynamique automobile*. Engineering Sciences, Universite d'Orleans, 2010. 279 p.
- [5] Katz J. *New Directions in Race Car Aerodynamics: Designing for Speed*. Cambridge, Bentley publ., 1995. 278 p.
- [6] Petrov A. Effect of Inner Air Flow on the Aero-dynamics of the Car. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, doi: <https://doi.org/10.3311/PPtr.10376>
- [7] *Numerical Simulation for Improving Radiator Efficiency by Air Flow Optimization*. Available at: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.118.6270&rep=rep1&type=pdf> (accessed 10 June 2018).
- [8] Hallqvist T. The Cooling Airflow of Heavy Trucks — a Parametric Study. *World Congress*, Detroit, MI, United States, 14–17 April 2008, code 85694, doi: 10.4271/2008-01-1171
- [9] Ng E. *Vehicle engine cooling systems: assessment and improvement of wind-tunnel based evaluation methods*. Thesis of Doctor of Philosophy sciences, RMIT University, Melbourne, Australia, 2002.
- [10] Pang S.C., Kalam M.A., Masjuki H.H., Badruddin I.A., Ramli R., Hazrat M.A. Underhood geometry modification and transient coolant temperature modelling for robust cooling networks. *International Journal of Mechanical and Materials*, 2012, vol. 7, is. 3, pp. 251–258.
- [11] Bury T. *Impact of a Medium Flow Maldistribution on a Cross-Flow Heat Exchanger Performance*. Pt. 1, ch. 5. Poland, Silesian University of Technology, 2012, pp. 117–142.
- [12] Shome Biswadip, Kumar Vinod, Kumar S.V. Ranganath, Arora Gyan. CFD Prediction to Optimize Front End Cooling Module of a Passenger Vehicle. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2006, 845 p. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/845> (accessed 05 May 2018).
- [13] Van Den Berg L., Lofaro B. *Formula SAE Cooling System Design*. California Polytechnic State University, San Luis Obispo, 2014. 141 p.
- [14] El-Bourini R. Road Measurements of Front End Components' Effect on Vehicle Engine Compartment Air Flow. *SAE Technical Paper Series, International Congress and Exposition*, Dearborn, MI, United States, 1–5 March 1993, code 90092, doi: 10.4271/930145
- [15] Shome B., Joshi R. CFD based air-to-boil temperature prediction for sport utility vehicle radiator. *Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition*, Toronto, ON, Canada, 16–19 October 2006, code 90183. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/280735247>, doi: 10.4271/2006-01-3266

Статья поступила в редакцию 01.10.2018

## Информация об авторах

**ПЕТРОВ Александр Павлович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили». Курганский государственный университет (640020, Курган, Российская Федерация, ул. Советская, д. 63, стр. 4, e-mail: alex\_p2@mail.ru).

**БАННИКОВ Семен Николаевич** — аспирант кафедры «Автомобили». Курганский государственный университет (640020, Курган, Российская Федерация, ул. Советская, д. 63, стр. 4, e-mail: wrx45@mail.ru).

## Information about the authors

**PETROV Aleksandr Pavlovich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Automobile Department. Kurgan State University (640020, Kurgan, Russian Federation, Soviet St., Bldg. 63, Block 4, e-mail: alex\_p2@mail.ru).

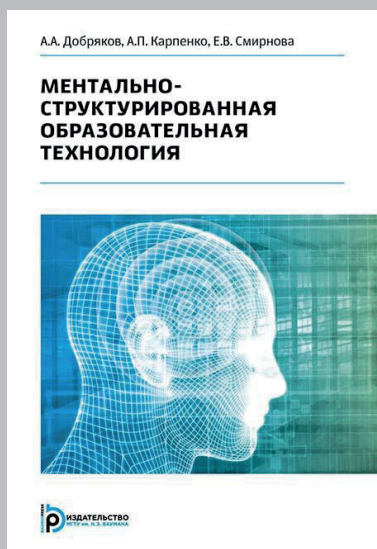
**BANNIKOV Semen Nikolaevich** — Postgraduate, Automobile Department. Kurgan State University (640020, Kurgan, Russian Federation, Soviet St., Bldg. 63, Block 4, e-mail: wrx45@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Петров А.П., Банников С.Н. Аспекты компоновки вентиляторных установок систем охлаждения двигателя внутреннего сгорания и кондиционирования воздуха в автомобиле. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 12, с. 45–57, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-45-57

### Please cite this article in English as:

Petrov A.P., Bannikov S.N. Aspects of Configuration of Fan Installations in the Cooling Systems of Internal Combustion Engines and Air Conditioning Units of Cars. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 12, pp. 45–57, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-45-57



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет научное издание под редакцией  
**А.П. Карпенко**

### «Ментально-структурированная образовательная технология»

В книге намечены пути улучшения качества обучения и повышения эффективности профессиональной деятельности специалистов инженерного профиля. В качестве основного средства решения этих задач предложена ментально-структурированная образовательная технология, позволяющая целенаправленно формировать не только фундаментальные знания, умения и навыки обучающихся, но также составляющие их мыслительной грамотности (знаниевая, или познавательная, функциональная, креативная, корпоративная и социально-экономическая грамотность). Эта же технология помогает в воспитании разнохарактерных профессионально значимых личностных качеств обучающегося. Исследована возможность создания информационно-коммуникационной обучающей среды, обеспечивающей поддержку гармонизированного (ментально-структурированного) обучения, ориентированного на использование интеллектуально-дидактических возможностей ЭВМ.

Для специалистов, занимающихся проблемами высшей школы, научно-педагогических работников.

### По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru