

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

А.П. ТОЛСТОНОГОВ

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

САМАРА 2002

УДК 621.43.01

Толстоногов А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2002, 208 с.

ISBN 5-7883-0203-X

Учебное пособие содержит описание систем жидкостного и воздушного охлаждения поршневых двигателей отечественного производства, конструктивных схем, элементов, агрегатов и устройств, входящих в состав этих систем.

Дано общее описание и краткая характеристика применяемых методов отвода тепла от работающего двигателя. Рассмотрены основные условия и предпосылки проектирования и расчёта жидкостных и воздушных систем охлаждения двигателей. Приведены методики теплового и гидравлического расчёта основных агрегатов систем охлаждения. Дан необходимый справочный материал для расчётов.

Книга предназначена для студентов, обучающихся по специальности 101200 “Двигатели внутреннего сгорания” и выполняющих курсовую работу по этой дисциплине.

Пособие разработано на кафедре “Теплотехника и тепловые двигатели”.

Табл. 23. Ил. 58. Библиогр.: 13 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва.

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В. В. Б и р ю к
канд. техн. наук, доц. А. С. К о р о в и н

ISBN 5-7883-0203-X

© А.П. Толстоногов, 2002
© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2002

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные условные обозначения	6
Предисловие	7
Введение	9
1. Тепловое состояние поршневого двигателя	11
1.1. Теплообменные процессы в поршневом двигателе	11
1.2. Тепловой баланс поршневого двигателя	13
1.3. Температурное состояние охлаждаемых деталей поршнево- го двигателя	15
1.3.1. Влияние конструктивных параметров двигателя	15
1.3.2. Влияние режимных и регулировочных параметров на температуру охлаждаемых деталей	16
2. Общая характеристика систем охлаждения поршневых двигателей	20
2.1. Классификация систем охлаждения поршневых двигателей	20
2.2. Выбор системы охлаждения двигателя	22
3. Системы жидкостного охлаждения	25
3.1. Классификация систем жидкостного охлаждения	25
3.2. Общее устройство и работа системы жидкостного охлаждения	26
3.2.1. Подогрев системы охлаждения перед пуском	37
3.3. Основные задачи расчёта систем охлаждения поршневых двигателей	38
4. Устройство и работа основных элементов жидкостной системы охлаждения	40
4.1. Радиаторы	40
4.2. Жидкостные насосы	42
4.3. Термостаты	45
4.4. Вентиляторы	47
5. Охлаждающие жидкости	50
5.1. Вода	50
5.2. Антифризы	51
5.3. Высококипящие охлаждающие жидкости	54
5.4. Влияние рода теплоносителя на тепловой баланс двигателя	55
6. Основы расчёта элементов системы жидкостного охлаждения	58
6.1. Конструкция и расчёт радиаторов	58
6.1.1. Основные особенности конструкции	58
6.1.2. Классификация радиаторов как теплообменных аппа- ратов	59
6.1.3. Основные показатели оценки поверхностей охлаждения	60

6.1.4. Гидравлические тракты радиаторов	62
6.1.5. Тепловая эффективность радиаторов	64
6.1.6. Теплопередача в радиаторе	66
6.1.7. Методика расчёта коэффициента теплопередачи	68
6.1.8. Определение удельной массы радиатора	70
6.1.9. Основные методы исследования характеристик радиаторов	72
6.1.10. Методика ориентировочного расчёта радиатора системы жидкостного охлаждения	77
6.1.11. Испытания радиаторов	79
6.2. Конструкция и методы расчёта жидкостных насосов	82
6.2.1. Расчёт размеров рабочего колеса (крыльчатки) и спирального корпуса на основе универсальных характеристик насоса	86
6.2.2. Расчёт насоса по расходной характеристике	88
6.3. Расчёт вентилятора жидкостной системы охлаждения	91
6.3.1. Условия работы вентиляторов	91
6.3.2. Сопrotивление воздушного тракта	99
6.3.3. Ориентировочный расчёт основных характеристик вентилятора	105
7. Регулирование температуры охлаждающей жидкости	107
7.1. Основные конструктивные схемы регулирования температуры	107
7.1.1. Регулирование температуры охлаждающей жидкости с помощью термостатов	109
7.1.2. Регулирование температуры охлаждающей жидкости путем изменения расхода воздуха через радиатор	111
8. Система воздушного охлаждения	115
8.1. Особенности системы и область применения	115
8.2. Обзор конструктивных схем двигателей с воздушным охлаждением и их воздушных трактов	117
8.3. Расчет системы воздушного охлаждения	135
8.3.1. Общие положения	135
8.3.2. Исходные параметры расчета	137
8.3.3. Определение основных параметров системы охлаждения	138
9. Выбор и расчёт вентилятора для двигателя с воздушным охлаждением	148
9.1. Исходные условия выбора вентилятора	148
9.2. Общая методика подбора вентилятора	153

9.3. Конструкции вентиляторов двигателей с воздушным охлаждением	154
9.3.1. Конструкции осевых вентиляторов	155
9.3.2. Основные параметры, характеризующие работу осевого вентилятора	156
9.3.3. Планы скоростей лопасти осевого вентилятора	160
9.3.4. Соотношение размеров рабочего колеса	162
9.3.5. Направляющий и спрямляющий аппараты	163
9.4. Центробежные вентиляторы	165
9.4.1. Основные размеры рабочего колеса	169
9.4.2. Форма лопастей рабочего колеса	171
9.4.3. Число лопастей рабочего колеса	174
9.4.4. Спиральный кожух	175
Заключение	179
Список использованной литературы	182
Приложения (таблицы, графики, рисунки)	183

Основные условные обозначения:

b - ширина, м;
 c - теплоёмкость, Дж/кг · К;
 D - диаметр, мм, см;
 F, H - поверхность охлаждения, м²;
 G - расход, кг/с, м³/с;
 g_e - эффективный или удельный расход топлива, кг/кВт·ч, г/кВт·ч;
 H_u - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
 i - число цилиндров;
 N - мощность, Вт, кВт;
 n - частота вращения, об/мин, 1/с;
 P - давление, Па;
 Q - количество тепла, Дж/с, Вт;
 r - радиус, м;
 S - ход поршня, мм;
 T, t - температура, К, °С;
 u - скорость, м/с;
 ΔT - температурный перепад, К, °С;
 ΔP - сопротивление воздушного тракта, Па;
 α - коэффициент теплоотдачи, Вт/м² · К;
 α, β - углы между направлениями скоростей потока;
 η - коэффициент полезного действия;
 ρ - плотность, кг/м³;
 ω - скорость потока жидкости, м/с.

Индексы:

бн – без наддува;	пр – приведённое;
возд – воздух;	р – расчётное
вых – выход;	рад – радиатор;
вх – вход;	сн – с наддувом;
вент – вентилятор;	ср – средняя;
г – головка;	тр – тракт;
ж – жидкость;	ц – цилиндр;
л – лопасть;	фр – фронтальная.

ПРЕДИСЛОВИЕ



Настоящее учебное пособие написано на основе материала лекционного курса “Системы охлаждения поршневых двигателей”, читаемого автором на факультете “Двигатели летательных аппаратов” студентам специальности 101200 “Двигатели внутреннего сгорания”.

Необходимость создания такого пособия вызвана, с одной стороны, небольшим количеством часов, отводимых учебной программой на изучение курса, и поэтому подробное рассмотрение всего круга задач проектирования и расчёта таких систем на лекциях не представляется возможным. С другой стороны, отсутствие специального учебника по предмету, разбросанность материала по многочисленным литературным источникам представляют определённые трудности для изучения дисциплины и выполнения курсовой работы.

В предлагаемом учебном пособии на примере типовых конструкций основных элементов систем охлаждения двигателей более подробно развиваются ключевые положения лекционного курса. Даётся систематизированное описание этих элементов, рассматривается компоновка их на двигателе, методология проектирования, расчёта или подбора. Приводятся необходимые для этого справочные данные, рекомендации и литература по изучаемой теме.

В первой и второй главах пособия рассмотрены типичные теплообменные процессы в двигателях, даётся общая классификационная характеристика систем охлаждения поршневых двигателей различного назначения. Сформулированы базовые понятия и определения. Приводится краткое ознакомительное описание элементов систем охлаждения на примере отечественных автотракторных двигателей.

Третья, четвёртая, пятая, шестая и седьмая главы посвящены системам жидкостного охлаждения поршневых двигателей. Сюда вошли вопросы классификации элементов систем, их устройства,

подробное описание их конструкции, характеристики охлаждающих жидкостей. Показана методология конструкторского расчёта радиаторов, насосов и вентиляторов. Представлены и конструкция устройств, и способы регулирования тепловых процессов в двигателях с жидкостным охлаждением.

Восьмая и девятая главы освещают те же вопросы применительно к двигателям с воздушным охлаждением. Приведена подробная методика расчёта воздушного тракта, выбора и расчёта осевого и центробежного вентиляторов.

Автор выражает признательность рецензентам Бирюку Владимиру Васильевичу и Коровину Альберту Серафимовичу за внимательный просмотр макета пособия, полезные и критические замечания, учтённые при подготовке пособия к изданию.

Считаю своим долгом отметить большую помощь студента Стройкова М.А., выполнившего кропотливую работу по компьютерной компоновке текстового и графического материала макета пособия.

Толстоногов А.П.

ВВЕДЕНИЕ

При работе двигателя его детали разогреваются в результате контакта с горячими газами и трения. Отвод теплоты от них смазочным маслом и рассеянием ее во внешнюю среду менее интенсивен, чем подвод, вследствие чего поршни, головки и крышки цилиндров, цилиндры, клапаны, впускные трубопроводы и другие элементы могут нагреваться до недопустимо высокой температуры. Это может привести к нарушению процесса сгорания топлива, снижению мощности двигателя, его экономичности, разрушению его деталей. Интенсивность нагрева деталей зависит от режима работы поршневого двигателя, поэтому при малых нагрузках и частотах вращения коленчатого вала температуры деталей и масла могут быть, наоборот, недостаточными для их нормальной работы. Следовательно, двигатель должен иметь устройства, позволяющие менять интенсивность отвода тепла от деталей в зависимости от режима его работы.

Главным условием нормальной работы поршневого двигателя является его оптимальное тепловое состояние, которое характеризуется степенью нагрева его основных деталей, зависящей от тепловой нагрузки этих деталей, их теплоотводящей способности, а также интенсивности теплообменных процессов. Другими словами *оптимальное тепловое состояние двигателя - это такое температурное состояние деталей цилиндровой и поршневой группы, которое отвечает наивыгоднейшему сочетанию тепловых процессов с высокой надежностью, износоустойчивостью его деталей и экономичностью.*

Достаточно стабильная и равномерная температура деталей поршневых двигателей обеспечивается их конструкцией, условиями охлаждения, а также характером протекания рабочего процесса. Вместе с тем, оптимальное тепловое состояние двигателя должно поддерживаться при любых эксплуатационных условиях и режимах работы. Это состояние обеспечивается совокупностью специальных устройств – системой охлаждения, отводящей тепло в первую очередь от теплонапряженных деталей.

С другой стороны, задача повышения единичных мощностей двигателей при одновременном уменьшении их габаритов, металлоёмкости, энергопотребления отдельными агрегатами, снижении стоимости на единицу конечного полезного эффекта означает постоянное совершенствование их конструкции, повышение

надёжности и КПД. Решение возникающих при этом проблем в значительной мере зависит от обеспечения системой охлаждения допустимых тепловых нагрузок и термических напряжений в деталях двигателя.

Современная практика проектирования отдельных систем, и в том числе систем охлаждения, подсистем и агрегатов, обуславливает учёт многообразных взаимных связей и реальных условий их работы. Так как для системы охлаждения двигателя смежными объектами являются тепловыделяющие поверхности двигателя и его конструктивные элементы, образующие жидкостный и воздушный тракт системы охлаждения, то она всегда может быть представлена в виде ряда взаимодействующих систем. Это позволяет обоснованно использовать теоретические и экспериментальные данные при проектировании системы охлаждения в целом, отвечающей условиям и требованиям оптимальной конструкции.

Только *оптимально* спроектированная система охлаждения обеспечивает заданные тепловые режимы термически напряжённых деталей двигателя в различных условиях эксплуатации автомобиля.

1. ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

1.1. Теплообменные процессы в поршневом двигателе

Исходными расчетными данными при проектировании систем охлаждения двигателей являются значения температур поверхностей наиболее теплонапряженных элементов: поршней, головок цилиндров и цилиндров. В свою очередь, эти температуры определяют температурный режим системы охлаждения при различных условиях эксплуатации, тем самым являясь косвенным показателем теплового состояния двигателя.

Другой исходной расчетной величиной является количество тепла, отводимого в систему охлаждения в процессе работы поршневого двигателя, являющееся частью общего теплового расчета двигателя и, следовательно, основой расчета системы охлаждения.

В теплообменном процессе двигателя основную роль играют конвективный перенос тепла от горячих газов к стенкам цилиндра и головки, теплопроводность самих стенок и лучистый теплоперенос в моменты горения топлива в камере сгорания.

Теплоотдача от горячих газов с температурой до 2300°C в стенки происходит из-за превышения их температуры над температурой стенок. Интенсивность теплоотдачи зависит от величины этой разницы, плотности газов, скорости и характера их движения в полости цилиндра, а также формы, величины и качества поверхности стенок, контактирующих с газами. Следует помнить также, что различные по составу газы отдают свою тепловую энергию с различной интенсивностью. Здесь сказывается влияние их теплопроводности, вязкости и теплоемкости. Все другие величины, так или иначе влияющие на теплоотдачу, являются косвенными. Это относится к любому типу теплопередачи в цилиндрах поршневого двигателя. Поэтому при определении теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра экспериментально выявляют влияние основных факторов, а затем находят их зависимость от первоначально известных факторов. Попытки исследователей охватить все одной зависимостью приводит к получению громоздких выражений, упрощение которых делает их неточными.

Рядом исследователей были предложены выражения для непосредственного подсчета средней цикловой теплоотдачи с использованием основных показателей работы двигателя. Это оказалось удобным. Недостаток лишь в том, что отдельно не учитывается конвективная и лучистая составляющие теплового потока. Но это оказалось несущественным, и поэтому становится возможным использование для расчета средней за цикл теплоотдачи формул общей теории теплоотдачи. Ввиду незначительной толщины стенок и высокой теплопроводности влияние их термического сопротивления на перенос тепла от горячих газов к охлаждающей среде несущественно и им в практических расчетах систем жидкостного охлаждения пренебрегают, учитывая его только при расчете систем воздушного охлаждения.

Нестационарность процесса теплопередачи из расчетов исключается путем представления теплопереноса в виде множества элементарных стационарных процессов, для оценки которых могут быть использованы классические соотношения теплопередачи. Обычно тепловая напряженность двигателя определяется термометрированием в ходе испытаний. Опытами устанавливается распределение полей температур и характерные величины их в различных точках теплонапряженных деталей (рис. 1).

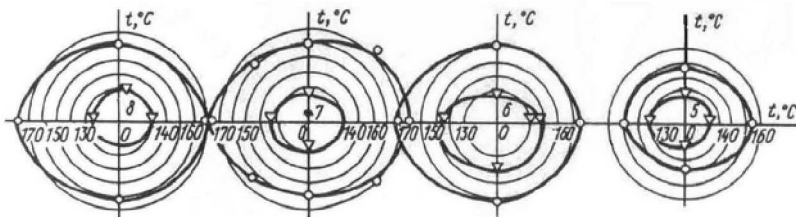


Рис. 1. Распределение температур по окружности гильз пятого – восьмого

цилиндров (а) ($p_c = 0,65$ МПа, $n = 2800$ мин⁻¹, $t_{ж} = 80$ °С):

-о- о- первый вариант охлаждения;

-▽- ▽- второй вариант охлаждения

1.2. Тепловой баланс поршневого двигателя

Исследование тепловых процессов в поршневом двигателе основано на составлении теплового баланса преобразования энергии. В практике исследований составляются два вида теплового баланса: внутренний и внешний.

Внутренний тепловой баланс определяет равенство количества тепловой энергии, эквивалентной индикаторной работе поршневого двигателя, отведенной в систему охлаждения двигателя, и энергии, унесенной с продуктами сгорания при выхлопе.

Внешний тепловой баланс определяет количество энергии, превращенной в эффективную работу. Этот баланс имеет большое практическое значение. Его определяют при работе поршневого двигателя по внешней характеристике, по нагрузочной характеристике, в зависимости от угла опережения зажигания, состава смеси и других параметров.

Уравнение теплового баланса, отнесенное к одному килограмму топлива, имеет вид, Дж/с:

$$Q_T = Q_e + Q_{пс} + Q_{охл} + Q_{нс} + Q_{ост}$$

где Q_e – тепло, превращенное в эффективную работу;

$Q_{пс}$ – тепло, отведенное с продуктами сгорания;

$Q_{охл}$ – тепло, отнятое охлаждающей средой;

$Q_{нс}$ – тепло, потерянное вследствие неполноты сгорания топлива;

$Q_{ост}$ – остаточный член теплового баланса.

В это уравнение не входит количество тепла, теряемого в результате механических потерь поршневого двигателя, которое уходит в охлаждающую среду и тем самым косвенно учитывается. В остаточный член теплового баланса входят трудно учитываемые величины: потери лучеиспусканием, тепло трения в подшипниках, потери на привод вспомогательных механизмов поршневого двигателя, несовершенство процессов сгорания топлива, а также ошибки и неточности определения составляющих теплового баланса, зависящих от многих конструктивных и эксплуатационных факторов.

Доля тепла, отведенного системой охлаждения в различных фазах рабочего цикла поршневого двигателя и в целом по результатам измерений, выполненных на исследовательских одноцилиндровых двигателях, представлены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Тепловой баланс бензинового двигателя

Составляющие теплового баланса	Доля в балансе, %	
Теплота, преобразованная в полезную работу		32
Теплота, отведенная в систему охлаждения:		
в фазе сгорания	6	
при ходе расширения	7	
при ходе выпуска	15	
Общая (суммарная)		28
Теплота, отведенная с отработавшими газами и излучением		40
Итого		100

Таблица 2

Тепловой баланс дизеля

Составляющие теплового баланса	Доля в балансе, %	
Теплота, преобразованная в полезную работу		45
Теплота, отведенная в систему охлаждения:		
в фазе сгорания	8	
при ходе расширения	6	
при ходе выпуска	9	
Общая (суммарная)		23
Теплота, возникающая при трении поршня		2
Теплота, отведенная с отработавшими газами и излучением		30
Итого		100

Из таблиц видно, что суммарно в фазе сгорания, в течение хода расширения, при ходе выпуска в систему охлаждения бензинового двигателя отводится около 28%, а для дизельного двигателя - около 23% тепла. В среднем системой охлаждения поршневого двигателя отводится около 33% тепловой энергии, содержащейся в используемом топливе.

1.3. Температурное состояние охлаждаемых деталей поршневого двигателя

1.3.1. Влияние конструктивных параметров двигателя

Форсирование двигателей по среднему эффективному давлению или по частоте оборотов коленвала ведет к росту механических и тепловых нагрузок. С ростом тепловых нагрузок увеличивается максимальная температура деталей и температурный напор между тепловоспринимающими и теплоотдающими поверхностями этих деталей.

Особенно теплонапряжены межклапанная перемычка головки цилиндра и верхний пояс гильз цилиндров при положении поршня в верхней мёртвой точке. Поддержание температуры на заданном уровне возможно при правильном выборе конструкции деталей и рациональной системы охлаждения. Решающую роль здесь играет конвективный теплообмен, ведущий к неравномерности распределения тепловой нагрузки из-за неоднородности аэродинамической обстановки в цилиндре двигателя с неравномерным распределением температуры газов по объему цилиндра.

Специальные исследования показали, что в многоцилиндровых двигателях движение теплоносителя сложное. Это приводит, например, к тому, что гильзы ближних к насосу систем жидкостного охлаждения цилиндров омываются турбулизированным потоком с обратными течениями, и только в жидкостных полостях последнего цилиндра поток можно условно считать потенциальным. В конструкциях деталей предусматриваются специальные каналы для дробления протока охлаждающей жидкости, позволяющие существенно понизить максимальные температуры и температурные напоры в головках цилиндров.

Так как гильзы цилиндров не требуют в большинстве случаев интенсификации теплосъема, их рубашка делится перегородкой на две полости, и теплоноситель через отверстие подводится в верхнюю часть. Верхнюю и нижнюю полости соединяют между собой через кольцевую щель между перегородкой и гильзой, обеспечивая тем самым интенсивное охлаждение только верхней части гильзы (рис. 2).

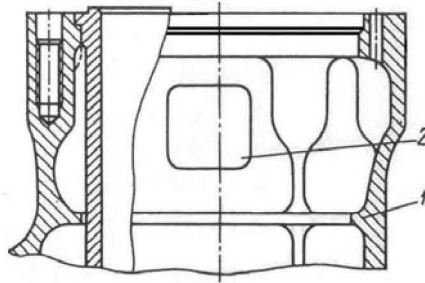


Рис .2. Верхняя часть блока дизеля:

1 – перегородка; 2 – отверстие для подвода теплоносителя

Это мероприятие позволило снизить температуру гильз в их верхней части в среднем на 25°C и обеспечило более равномерное температурное поле гильз по периметру и образующей.

Правильное конструирование деталей и изменение условий охлаждения, например направленный подвод струи охлаждающей жидкости в межклапанную перемычку головки цилиндров или сверлёный канал в днище головки, могут заметно снизить температуру наиболее нагретой зоны головки без существенного изменения конструкции головки, не затронув организацию рабочего процесса, и позволяют существенно нормализовать тепловое состояние деталей в целом.

1.3.2. Влияние режимных и регулировочных параметров на температуру охлаждаемых деталей

При проектировании системы охлаждения поршневых двигателей учитывается влияние параметров рабочего процесса на температуру охлаждаемых деталей, изменение его режимных и регулировочных параметров. Обычно оценка ведется методом термометрирования – по результатам измерения температуры теплонпряженных деталей существующей конструкции. Изменение режимных и регулировочных параметров однозначно определяет перестройку температурных полей деталей, так как и геометрия и материал остаются неизменными. При этом также учитывается изменение эффективности жидкостной системы охлаждения, обусловленное возможным переходом от однофазного к различным режимам двухфазного теплообмена детали с охлаждаемой жидкостью.

Как правило, в двигателях охлаждаемые поверхности с течением времени покрываются различными отложениями (накипь, нагар). При измерении температуры таких деталей дополнительное внутреннее термическое сопротивление, обусловленное этими отложениями на охлаждаемых поверхностях, вызывает изменение уровня и градиента температур. В ходе исследований определенное различие в абсолютных значениях температур сходных точек детали, например, в различных цилиндрах двигателя, позволяет выявить и оценить величину дополнительного термического сопротивления. Поэтому использование метода термометрирования деталей двигателя позволяет осуществить наиболее надежное прогнозирование пределов форсирования рабочего процесса на выполненной конструкции и, тем самым, эффективность теплоотвода.

Оценка теплонапряженности по температурным полям деталей (см. рис.1), таким образом, более целесообразна, чем по расчетным данным о тепловом нагружении и интенсивности их охлаждения.

Вместе с тем, как показывают исследования [5], серьезным недостатком термометрии деталей как метода определения теплонапряженности двигателя является ограниченная возможность обобщения и распространения полученных данных даже на близкие по конструкции и организации рабочего процесса двигателя. Незначительные различия в конструкции одноименных деталей и организации рабочего процесса сравниваемых двигателей или способа охлаждения могут значительно повлиять на максимальные температуры и температурные градиенты. Опыт показывает, что у бензиновых двигателей температура газов с ростом нагрузки изменяется незначительно. Рост тепловой нагрузки в дизелях с возрастанием подачи топлива связан с одновременным повышением температуры газов из-за снижения коэффициента избытка воздуха и ростом коэффициента теплоотдачи, вызванном увеличением плотности газов. Поэтому при одинаковом увеличении нагрузки обоих двигателей наблюдается меньший прирост температурного перепада деталей у бензиновых двигателей по сравнению с аналогичными деталями дизелей.

Установлено, что при увеличении нагрузки дизелей, головка которых выполнена из чугуна, температура ее изменяется с изменением нагрузки двигателя нелинейно. Для головок цилиндров, выполненных из алюминиевых сплавов, такая зависимость носит практически линейный характер. Это свидетельствует о том, что

плотность теплового потока, воспринимаемая огнем днищем головки, приблизительно пропорциональна квадратному корню общей плотности теплового потока. Это учитывается в тепловом расчете и разработке условий охлаждения головок цилиндров [13].

Влияние частоты вращения коленвала на температуру охлаждаемых деталей прослеживается по внешним скоростным характеристикам двигателя. Здесь наблюдается повышение температуры деталей вслед за увеличением частоты вращения коленвала. Зависимость температуры, например, гильз цилиндров дизелей от частоты вращения коленвала имеет тенденцию к нелинейному характеру. С ростом числа оборотов скорость нарастания температуры гильз заметно увеличивается. Это объясняется ростом тепловой нагрузки от газов и тепловыделения от трения, которое в дизелях может составлять половину, и даже больше, общей тепловой нагрузки гильзы цилиндра. В бензиновых двигателях зависимость температуры гильзы цилиндра от частоты вращения коленвала при малых частотах линейна, а на частотах, близких к номинальной, повышение температуры замедляется.

Таким образом, повышение температуры деталей с увеличением частоты вращения коленвала во многих случаях обусловлено ростом коэффициента теплоотдачи при одновременном снижении температурного напора между газами и тепловоспринимающими поверхностями деталей и учитывается при проектировании системы охлаждения.

На температурное состояние деталей более целенаправленно можно влиять через среднюю температуру цикла. Не принимая во внимание степень сжатия, снижение которой у дизелей ограничено пусковыми качествами, можно считать, что на среднюю температуру цикла заметное влияние оказывают коэффициент избытка воздуха и температура воздуха на впуске.

Увеличение коэффициента избытка воздуха форсированных двигателей за счёт повышения давления наддува приводит к снижению средней температуры цикла и росту коэффициента теплоотдачи вследствие увеличения плотности заряда. Это, в свою очередь, ведёт к повышению температуры деталей двигателя с наддувом на нагрузках, одинаковых с двигателем без наддува.

При постоянном коэффициенте избытка воздуха средняя температура цикла примерно пропорциональна абсолютной началь-

ной температуре воздушного заряда, которая может быть снижена охлаждением наддувочного воздуха. В этом случае одновременно растёт плотность заряда, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи и, как следствие, к незначительному снижению температуры деталей.

Следует отметить, что определяющее влияние на формирование тепловой нагрузки охлаждаемых деталей оказывают также и другие параметры рабочего процесса двигателя, в частности температура воздушного заряда. Меняя эту температуру, можно управлять температурными полями теплонапряженных деталей, варьируя организацию рабочего процесса на выполненной конструкции двигателя без ущерба для его мощностных, топливно-экономических и экологических показателей. Иногда это позволяет существенно улучшить тепловое состояние двигателя. Однако пределы такого теплового регулирования незначительны, а расширение их ведет к нарушению других характеристик двигателя. Обычно предпочтительнее изменение существующей конструкции двигателей, улучшающее условия их охлаждения.

Результаты исследования зависимости температуры детали от температуры поверхностного кипения охлаждающей жидкости показали, что снижение скорости роста температур охлаждаемых деталей незначительно с переходом на режим двухфазной теплоотдачи. Потери тепла в жидкость, а следовательно и температура деталей, зависят от расхода теплоносителя. Подробнее этот фактор рассмотрен в параграфе 5.4 главы 5.

В двигателях с воздушным охлаждением широко применяется способ интенсификации теплосъема путем развития охлаждаемой поверхности. Этот же приём используется при конструировании теплонапряженных деталей двигателей с жидкостным охлаждением и даёт существенный результат в сочетании с увеличением местной скорости потока охлаждающей жидкости.

В заключение необходимо отметить, что известные методы интенсификации локального теплоотвода не являются единственными и универсальными. В каждом конкретном случае требуется решать, применять ли указанные выше способы улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей или какие-то другие, которые, как показывает практика разработки систем жидкостного охлаждения, могут быть также применимы при создании двигателя в целом.

2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1. Классификация систем охлаждения поршневых двигателей

В зависимости от рабочего тела, используемого для охлаждения поршневого двигателя, системы охлаждения делят:

- а) на системы жидкостного охлаждения;
- б) системы воздушного охлаждения.

Для сравнения и объективной оценки различных типов систем охлаждения автотракторных двигателей рассмотрим преимущества и недостатки каждого из них.

Преимущества жидкостного охлаждения:

а) более легкий пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как он более просто и быстро прогревается, а также имеет меньшие зазоры между поршнем и цилиндром;

б) эффективное охлаждение наиболее нагретых мест двигателя при любой тепловой нагрузке (теплопроводность охлаждающей жидкости в 20-25 раз выше теплопроводности воздуха);

в) более равномерное охлаждение деталей двигателя;

г) допустимость применения блочных конструкций цилиндров двигателя;

д) стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы (высокая теплопроводность и большая теплоемкость жидкости);

е) возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения;

ж) меньший шум при работе двигателя;

з) меньшая склонность к детонации бензиновых двигателей;

и) возможность изоляции воздушного тракта системы охлаждения;

к) меньшие затраты мощности на охлаждение (2,0...9,0%) по сравнению с воздушным охлаждением (3,5...13%).

Недостатки жидкостного охлаждения:

а) длительный прогрев двигателя после пуска, повышающий износ цилиндров;

б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха вследствие возможного замерзания жидкости (воды) в системе;

в) низкие температуры стенок цилиндров (при жидкостном охлаждении), способствующие повышенному коррозионному износу, особенно при работе на сернистых топливах;

г) повышенная трудоемкость обслуживания и ремонта, так как необходимо регулярно пополнять и очищать систему охлаждения;

д) большая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха;

е) потребность в дефицитных цветных металлах (медь, латунь, свинцово-оловянные припой).

Рассмотрение преимуществ и недостатков жидкостного охлаждения автотракторного двигателя позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

а) для форсированных карбюраторных и дизельных двигателей;

б) для двигателей с рабочим объемом цилиндра более 2,5 л.

Преимущества воздушного охлаждения:

а) быстрый прогрев двигателя после пуска и, следовательно, меньший износ цилиндров;

б) меньшая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха (более высокие температуры цилиндров);

в) пониженная чувствительность к топливу, содержащему серу;

г) надежная работа при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как отсутствует опасность замерзания жидкости в системе охлаждения;

д) простота обслуживания и меньшая стоимость (отсутствуют трубопроводы, радиатор и жидкостный насос).

Недостатки воздушного охлаждения:

а) уменьшение среднего эффективного давления и литровой мощности вследствие худшего весового наполнения цилиндров двигателя;

б) повышенный расход мощности на привод вентилятора воздушного охлаждения;

в) более трудный пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха и существующих способах подогрева;

г) повышенная шумность работы, вызываемая работой быстроходного вентилятора;

д) трудно обеспечить нормальное охлаждение форсированных двигателей и двигателей большого литража;

е) возможность засорения межреберных каналов головок и цилиндров;

ж) потребность в масляном радиаторе даже в тех случаях, когда при жидкостном охлаждении его не требуется.

Рассмотрение преимуществ и недостатков воздушного охлаждения автотракторного двигателя позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

а) для карбюраторных и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндра до 1 л независимо от степени форсирования;

б) для карбюраторных и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндра 1...2,5 л и невысокой литровой мощностью, так как от системы охлаждения в значительной мере зависит конструкция и эксплуатационные качества двигателя и силовой установки в целом.

2.2. Выбор системы охлаждения двигателя

В процессе конструирования поршневого двигателя внутреннего сгорания выбору типа системы охлаждения уделяется большое внимание. При выборе жидкостной или воздушной системы охлаждения учитываются не только вышеперечисленные достоинства и недостатки, но и целый ряд других факторов.

Эксплуатационные качества. Пуск двигателей с воздушным охлаждением менее отработан, чем пуск двигателей с жидкостным охлаждением, и затруднен при низких температурах. Двигатели с воздушным охлаждением более надежны, их обслуживание проще, а номенклатура запасных частей и эксплуатационных материалов, как отмечено выше, значительно меньше; уровень шума, создаваемого двигателем, более высок при воздушном охлаждении.

Наличие технологического оборудования. При организации производственного процесса на предприятии, где предполагается производство двигателей, технологические процессы и оборудование, вследствие различных форм корпусных деталей двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением, существенно различаются.

Назначение двигателя. Двигатели различных назначений могут иметь как жидкостное, так и воздушное охлаждение, а для мотоциклов и стационарных установок малой мощности – только воздушное.

Рабочий процесс двигателя. Для двигателей с принудительным зажиганием жидкостное охлаждение, как более интенсивное и обеспечивающее бездетонационное сгорание, целесообразнее. Для дизелей, работающих с высоким давлением наддува, оно обуславливает меньшую тепловую напряженность основных деталей камеры сгорания, однако при длительной работе на малых нагрузках и частотах вращения рациональнее воздушное охлаждение.

Первоначальная стоимость двигателя. Стоимость двигателей средней и большой мощности с жидкостным охлаждением, выпускаемых в больших количествах и лучше освоенных в производстве, меньше стоимости двигателей с воздушным охлаждением. Однако при массовом производстве, особенно при производстве семейств двигателей с воздушным охлаждением, стоимость их оказывается ниже.

Габаритные и массовые показатели. Собственно двигатели с воздушным охлаждением средней и большой мощности имеют худшие массовые и габаритные показатели по сравнению с двигателями с жидкостным охлаждением. Однако, в целом силовые установки с двигателями, имеющими воздушное охлаждение, обладают, как правило, лучшими габаритными и массовыми показателями, чем установки с двигателями с жидкостным охлаждением.

Ввиду большого количества взаимообусловленных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, дать прямое однозначное решение для выбора её типа не представляется возможным. Главным определяющим фактором, как правило, является назначение двигателя. И даже в этом случае, как показывает опыт, преобладание достоинств системы охлаждения для проектируемого двигателя и условий его эксплуатации может привести к отказу от предполагаемого способа отвода тепла.

Например, учитывая, что в процессе эксплуатации двигателя состояние его после определённого момента времени начинает ухудшаться (повышается количество нагара на головках цилиндров, днищах поршней и других рабочих деталях; ухудшается топливная

экономичность; загрязняются теплообменные поверхности и т.д.), система охлаждения любого двигателя, независимо от её типа, должна иметь запас охлаждающей способности. Этот запас может выражаться и в пониженных расчётных температурах, в увеличенной поверхности охлаждения, в устройствах интенсификации процесса отвода тепла и др. Величина запаса охлаждающей способности зависит от степени возможного отклонения действительных условий работы двигателя от расчётных.

Перечисленные выше и многие другие факторы часто делают выбор системы охлаждения первостепенной задачей при разработке новой модели поршневого двигателя.

В настоящее время наметилась тенденция более широкого применения воздушного охлаждения для всех двигателей наземного транспорта.

3. СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

3.1. Классификация систем жидкостного охлаждения

Жидкостная система охлаждения автомобильных двигателей получила широкое распространение, несмотря на такие недостатки как возможное замерзание охлаждающей воды при низкой температуре, что может вывести двигатель из строя; образование на внутренних стенках системы накипи, уменьшающей теплообмен и вызывающей перегрев двигателя; увеличение массы и размеров двигателя из-за наличия двойных стенок. Однако эти системы получили наибольшее распространение в двигателях внутреннего сгорания всех типов благодаря высокой интенсивности отвода тепла охлаждающей жидкостью по сравнению с воздухом, гибкостью управления работой такой системы и т.д. (смотри гл.1 и 2).

Классификация систем жидкостного охлаждения проводится по способу организации движения жидкости, омывающей охлаждаемые поверхности. Различают системы:

а) *принудительные*, в которых циркуляция жидкости обеспечивается специальным насосом, расположенном на двигателе (или в силовой установке);

б) *под давлением жидкости*, подводимой в силовую установку из внешнего трубопровода;

в) *термосифонные*, в которых циркуляция жидкости происходит в результате разности гравитационных сил, возникающих в жидкости различной плотности – нагретой около поверхности деталей двигателя и охлажденной в охладителе;

г) *комбинированные*.

Рассмотрим подробнее эти способы.

Принудительные системы охлаждения могут быть подразделены в свою очередь на *замкнутые* и *незамкнутые* (проточные).

В замкнутых системах охлаждения охлаждающая жидкость после отвода тепла от горячих стенок и элементов в двигателе проходит через теплоотводящее устройство - радиатор, в котором она охлаждается, и вновь насосом нагнетается к охлаждаемым частям двигателя.

Незамкнутые водяные системы просты по конструкции, особенно если вода к ним подводится из водопроводной сети, но обладают большим недостатком: попадание в систему взвешенных и растворенных примесей.

Схема термосифонной системы охлаждения представлена на рис. 3. Она является замкнутой и простейшей из всех систем охлаждения такого типа. Однако вследствие малой интенсивности циркуляции жидкости она почти не применяется.

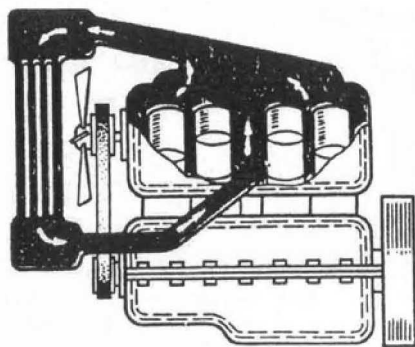


Рис. 3. Схема термосифонной системы охлаждения

Комбинированные системы охлаждения в настоящее время находят все большее распространение. Наиболее теплонатяженные детали двигателя (головки блоков цилиндров) охлаждаются принудительно, а блоки цилиндров – по термосифонному принципу.

3.2. Общее устройство и работа системы жидкостного охлаждения

Большинство современных поршневых двигателей имеет закрытые системы жидкостного охлаждения с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости. В данных системах внутреннее пространство периодически сообщается с окружающей средой при помощи специальных клапанов. В этих системах повышена температура кипения охлаждающей жидкости, уменьшено её выкипание и образование накипи. Жидкость подается в двигатель насосом под давлением. Интенсивность циркуляции жидкости и обдув радиатора воздухом зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Открытые системы охлаждения, сообщающиеся с атмосферой, на автомобильных двигателях не применяются.

Принципиальная схема жидкостной системы охлаждения показана на рис. 4.

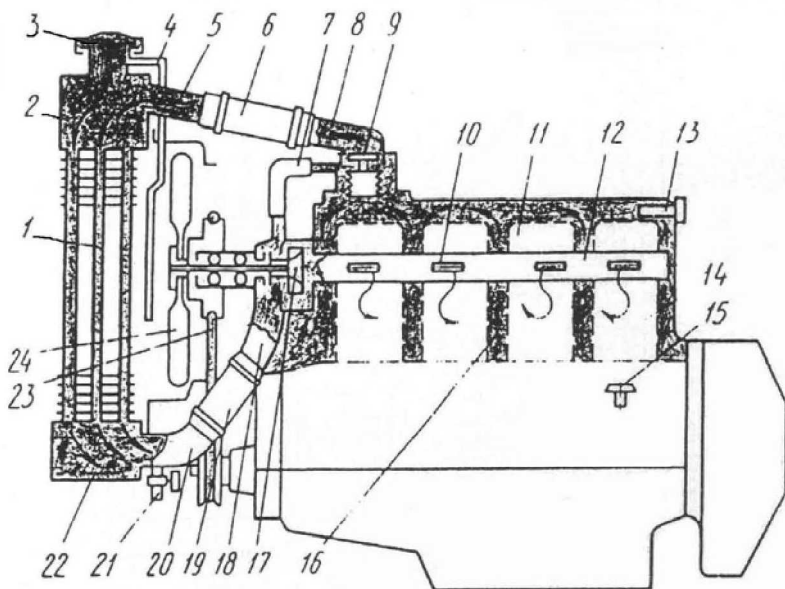


Рис. 4. Принципиальная схема системы жидкостного охлаждения

Система охлаждения двигателя состоит из радиатора 1 с заливной горловиной 3 и пароотводящей трубкой 4, вентилятора 24, термостата 9, насоса с крыльчаткой 17, отводящего 8 и подводящего 18 патрубков, ремня 23 привода вентилятора, датчика 13 указателя температуры двигателя (жидкости), сливных кранов 15 и 21. Вокруг цилиндров двигателя и головки блока имеется пространство с двойными стенками - рубашка 16 (жидкостная полость), где циркулирует охлаждающая жидкость. Во время работы двигателя нагревшаяся жидкость подается насосом в радиатор через упругую муфту 6 и патрубок 5, охлаждается и снова поступает в рубашку блока цилиндров и головок. Таким образом она постоянно циркулирует по замкнутому кругу *двигатель - радиатор - двигатель*.

Рубашка 16 двигателя состоит из рубашки блока цилиндров 14 и рубашки головки блока 11, соединенных между собой отверстиями в прокладке между ними. Крыльчатка 17 центробежного насоса и вентилятор приводятся в движение клиновидным ремнем 23. При вращении крыльчатки насоса охлаждающая жидкость нагнетается в

распределительную трубку 12, расположенную в головке блока. Через отверстия 10 в трубке жидкость направляется к патрубкам выпускных клапанов, благодаря чему охлаждаются наиболее нагретые части головки блока и цилиндров.

Жидкость может циркулировать по малому кругу, минуя радиатор (непрогретый двигатель, термостат закрыт) или по большому кругу, поступая в радиатор (прогретый двигатель, термостат открыт). Нагретая жидкость через термостат поступает в верхний отводящий патрубок 8. Если термостат 9 закрыт, то по перепускному шлангу 7 жидкость сразу поступает к насосу. При открытом термостате жидкость проходит в верхний бачок 2 радиатора, охлаждается, протекая по трубкам, и поступает в нижний бачок 22 радиатора. Охлажденная жидкость через патрубки 18 и 20, соединённые упругой муфтой 19, подводится к насосу.

Таким образом, из приведенного выше описания принципиальной схемы системы жидкостного охлаждения можно выделить ее основные компоненты. К ним относятся следующие части и агрегаты:

- *полости* вокруг каждого из цилиндров (или группы цилиндров) и в головках цилиндров (или в головках группы цилиндров), образованные наружными стенками, заполненные охлаждающей жидкостью;

- *нагнетающий жидкостный насос*;

- *охладитель (радиатор) жидкости*;

- *вентилятор*;

- *соединительные трубопроводы жидкости*;

- *уплотнительные элементы (прокладки)*, обеспечивающие герметичность системы;

- *устройства, соединяющие систему охлаждения с атмосферой* (открытая система) или, наоборот, *разъединяющие полости системы и атмосферу* (закрытая система);

- *термостаты*, предупреждающие переохлаждение цилиндров и их головок на режимах малых нагрузок и ускоряющие прогрев двигателя после пуска;

- *паровые и паровоздушные клапаны*, устанавливаемые в закрытых системах охлаждения автомобильных и тракторных двигателей (наземный транспорт), как правило, в наивысшей точке (на радиаторе). При интенсивном парообразовании в полостях охлаждения паровый клапан открывается, предупреждая чрезмерное повышение давления в системе охлаждения. Эти клапаны регу-

лируются на перепад давлений 0,005...0,050 МПа (паровой) и 0,005...0,010 МПа (паровоздушный)

- *расширительные, или компенсационные бачки*, устанавливаемые в самой верхней точке системы охлаждения. При расширении нагревающейся жидкости они пополняют систему жидкостью, не допуская тем самым попадания воздуха в систему. В бачке скапливается и удаляется воздух (пузырьки) и пар жидкости, который отводится в атмосферу. Через бачок систему подпитывают охлаждающей жидкостью ввиду ее неизбежного испарения и убыли из системы (см. приложение Б, табл. П2);

- *заливные горловины*, через которые происходит основная заправка системы охлаждающей жидкостью или моющими растворами для очистки системы охлаждения от накипи, грязи. Располагают их в верхней части системы охлаждения на радиаторах или расширительных бачках. Нередко в заливных горловинах размещают паровые или паровоздушные клапаны;

- *сливные краны*, позволяющие сливать из системы охлаждения или ее элементов охлаждающую жидкость или промывочные растворы. Их располагают в самых низких точках системы охлаждения или ее элементов.

Перечисленные выше основные элементы системы жидкостного охлаждения часто включают ряд дополнительных устройств, которые в значительной степени облегчают управление и контроль за работой двигателя, либо обусловлены его назначением и условиями эксплуатации.

Кроме рассмотренных элементов имеются дополнительные устройства систем жидкостного охлаждения: термометры, необходимые для контроля за тепловым состоянием двигателя; приборы сигнализации, гидромуфты и др.

Двигатели автомобилей ВАЗ, ГАЗ-53А, ГАЗ-53-12, ЗИЛ-130, МАЗ-5335, КамАЗ-5320 и многие другие имеют закрытую жидкостную систему охлаждения с принудительной циркуляцией жидкости, создаваемой центробежным насосом.

Рассмотрим работу системы охлаждения двигателей нескольких отечественных автомобилей.

Рубашка двигателя автомобиля ЗИЛ-130 (см. рис.5 и рис.11) соединена с радиатором 1 гибкими шлангами. Верхний бачок 5 радиатора связан с рубашкой впускного трубопровода 14, а нижний бачок 27 - с подводным патрубком 26 жидкостного насоса.

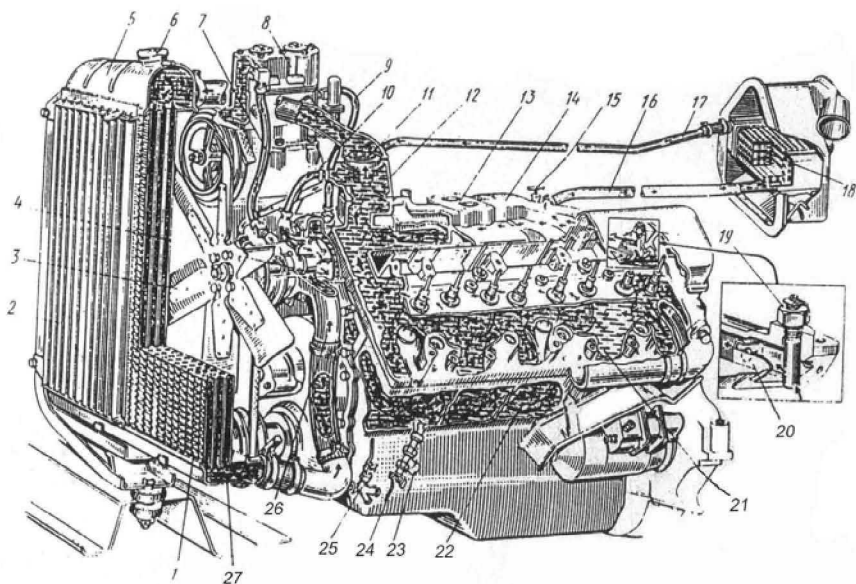


Рис. 5. Система охлаждения дизеля ЗИЛ-130

Левый и правый ряды цилиндров двумя трубопроводами подключаются к насосу. В патрубке 12, по которому нагретая охлаждающая жидкость подводится к верхнему бачку радиатора, установлен термостат 11. Рубашка компрессора 8 гибкими шлангами 9 и 7 постоянно связана с системой охлаждения двигателя. Радиатор 18 отопителя соединен с системой охлаждения двигателя трубками 16 и 17; включается отопитель в работу краном 15.

При пуске, прогреве и работе двигателя, пока температура жидкости в системе охлаждения ниже 73°C , жалюзи 2 закрыты, вентилятор 3 работает. Жидкость циркулирует по рубашкам блока цилиндров, головок блока и компрессора, но не поступает в радиатор, так как термостат закрыт. К насосу 4 (независимо от положения клапана термостата) охлаждающая жидкость подается по перепускному шлангу 10 из рубашки впускного трубопровода, компрессора и из радиатора 18 отопителя (если он включен).

Насос нагнетает жидкость в систему и основной ее поток проходит по рубашке 22 блока цилиндров от его передней части к задней. Омывая гильзы цилиндров со всех сторон и проходя через отверстия

в поверхностях блока цилиндров и головок блока 21, а также в прокладке, расположенной между ними, жидкость поступает в рубашки головок блока. При этом значительное количество жидкости подается к наиболее нагретым деталям и участкам - патрубкам выпускных клапанов и гнездам свечей зажигания. В головках блока жидкость движется в продольном направлении от заднего торца блока к переднему благодаря наличию отверстий, просверленных в привалочных поверхностях блока цилиндров и головок, и дозирующих вставок 19 и 20, установленных в задних каналах впускного трубопровода. Отверстие во вставке ограничивает количество жидкости, поступающей в рубашку впускного трубопровода. Нагретая жидкость, проходящая по рубашке впускного трубопровода, подогревает горючую смесь, поступающую из карбюратора (по внутренним каналам трубопровода).

Жидкость в систему охлаждения наливают через горловину радиатора, закрываемого пробкой 6. Для слива её служат краны 23,24 и 25, расположенные в самых низких точках системы охлаждения.

Система охлаждения дизеля ЯМЗ-236 показана на рис.6

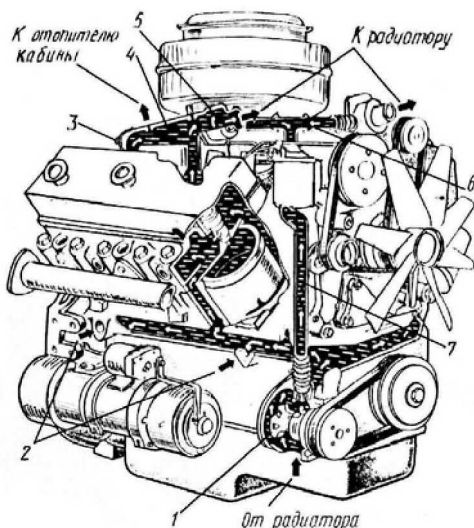


Рис. 6. Система охлаждения дизеля ЯМЗ-236

Особенностью системы является расположение насоса 1 и его привод, не объединенный с вентилятором, как у большинства двигателей. Кроме того, каждая головка цилиндров имеет сборный трубопровод с отдельным термостатом 5. Коробки термостатов левого и правого трубопроводов соединены между собой трубой 6.

Если двигатель не прогреет, то жидкость насосом из нижнего бачка радиатора нагнетается по каналам в крышке блока распределительных зубчатых колес. Оттуда она поступает в рубашки 2 правого и левого рядов цилиндров, омывает гильзы цилиндров и поступает в головки блока к наиболее нагретым местам - выпускным клапанам и стаканам форсунок. Далее жидкость из головок цилиндров по двум каналам 3 попадает в сборные трубопроводы 4 с термостатами 5. Поскольку они закрыты, охлаждающая жидкость по соединительной 6 и перепускной 7 трубкам возвращается в насос (малый круг циркуляции).

При увеличении температуры жидкости выше 70°C клапаны термостатов открываются (полное открытие их происходит при температуре жидкости 85°C), и охлаждающая жидкость двумя потоками поступает в радиатор.

Система охлаждения дизеля КамАЗ-740 (рис. 7) рассчитана на постоянное использование низкозамерзающих жидкостей (антифризов) ТОСОЛ - А40 или ТОСОЛ - А65. Применение воды в системе охлаждения допускается только в особых случаях и кратковременно. В систему охлаждения входят: рубашки блока 16 и головок цилиндров 26; жидкостный насос 27; радиатор 4; вентилятор 30 с гидромуфтой 5; жалюзи 3; два термостата 10; расширительный бачок 18; соединительные трубопроводы 6, 13, 15, 21, 22; шланги; клиноременная передача 29 привода насоса; сливные краны 28; датчик температуры жидкости 17; патрубки 9 и 31.

Допускается работа двигателя при температуре охлаждающей жидкости не более 105°C. Температурный режим работы двигателя поддерживается двумя термостатами, гидромуфтой включения вентилятора и жалюзи. Если двигатель не прогреет, то охлаждающая жидкость, подаваемая насосом 27, поступает в левый ряд цилиндров и по нагнетательному патрубку 7 - в правый ряд. Она омывает наружные поверхности гильз цилиндров обоих рядов, затем через отверстия в верхней плоскости блока цилиндров, прокладке головки

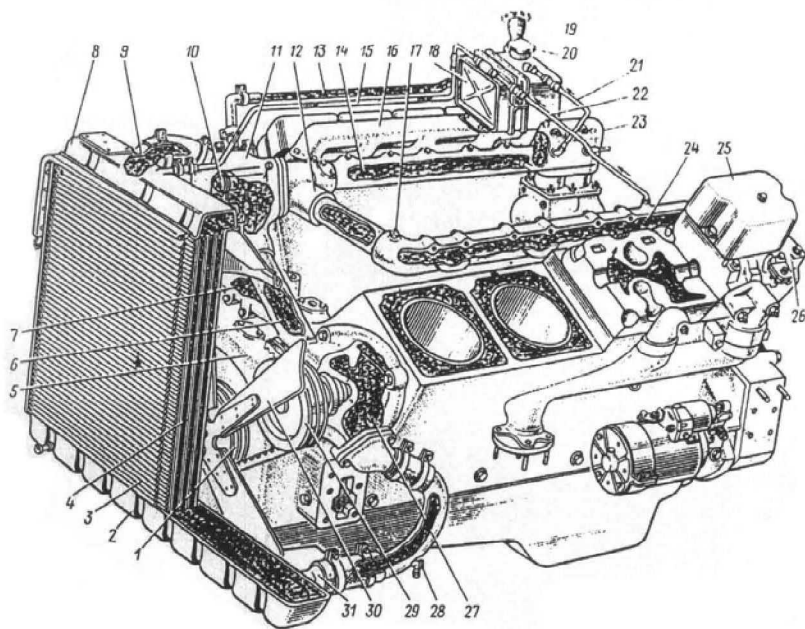


Рис. 7. Система охлаждения дизеля КамАЗ-740

блока поступает в головки цилиндров, охлаждая наиболее нагретые места - выпускные клапаны и гнезда форсунок. Нагретая жидкость проходит от головок цилиндров в правую 14 и левую 24 трубы, расположенные в "развале" двигателя, затем по соединительной трубе 12 подается в распределительную головку 11 (или коробку термостатов). Клапаны термостатов 10 закрыты, и по перепускному патрубку 6 охлаждающая жидкость снова поступает к насосу 27.

Термостаты установлены в отдельной коробке, укрепленной на переднем торце правого ряда цилиндров. Расширительный бачок 18 расположен на двигателе с правой стороны и соединен с верхним бачком 8 радиатора, распределительной коробкой, компрессором 23 и рубашкой блока цилиндров. Расширительный бачок компенсирует изменение объема жидкости при ее нагревании, позволяет контролировать ее уровень в системе охлаждения. В бачок отводит-

ся и в нем конденсируется пар из верхних участков радиатора и системы, а также собирается воздух, вследствие чего улучшается работа системы охлаждения. Жидкость в систему охлаждения наливают через горловину 19, имеющую герметизирующую пробку на резьбе. Паровой и воздушный клапаны установлены в пробке 20.

В системе охлаждения дизеля применяют гидромуфту (рис.8) привода вентилятора, имеющую автоматическое управление, которая передает крутящий момент от коленчатого вала двигателя к вентилятору. Гидромуфта позволяет поддерживать наиболее выгодный температурный режим в системе охлаждения и гасить возникающие колебания коленчатого вала при резком изменении его частоты вращения. В движение гидромуфта приводится от коленчатого вала двигателя через шлицевой ведущий вал 6. Вентилятор, соосный с коленчатым валом, укреплен на ступице 15, установленной на ведомом валу 16. Ведущую часть гидромуфты составляют: ведущий вал 6 в сборе с кожухом 3, ведущее колесо 10, соединенное болтами с кожухом и валом шкива; шкив 11 привода насоса и генератора, прикрепленный к валу болтами 19. Ведущая часть гидромуфты

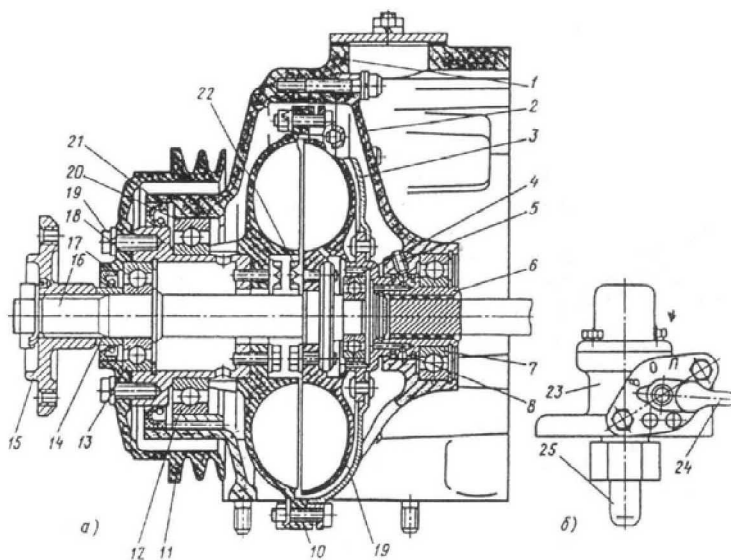


Рис. 8. Гидромуфта привода вентилятора

вращается на подшипниках 7, 12 корпуса 1 и 20 корпуса 2. Ведомую часть гидромуфты составляют: ведомое колесо 9 в сборе, соединенное болтами 22 с ведомым валом 16. Ведомая часть гидромуфты привода вентилятора вращается на шарикоподшипниках 4 и 13. Уплотнение гидромуфты осуществлено двумя уплотнительными кольцами 8 и самоподжимными сальниками 17 и 21.

Для управления гидромуфтой привода вентилятора имеется выключатель (рис.8, б) золотниковый типа, установленный на нагнетательном патрубке 7 (см. рис.7) в передней части двигателя.

В зависимости от температуры жидкости в системе охлаждения выключатель гидромуфты соединяет или разъединяет ведущий вал с ведомым, изменяя количество масла, поступающего в гидромуфту из смазочной системы. Масло для работы гидромуфты подается в ее полость насосом, затем по трубке 5 (рис.8) подводится в каналы ведущего вала и через отверстия в ведомом колесе - в межлопастное пространство. При вращении ведущего колеса 10 масло с его лопаток поступает на лопатки ведомого колеса 9, которое начинает вращаться, передавая крутящий момент на вал 16 и вентилятор. При помощи рычага 24 пробки крана (рис.8, б) гидромуфта включается или отключается, а в связи с этим включается или отключается вентилятор. Кран находится в корпусе 23 выключателя гидромуфты.

Вентилятор может работать в трех режимах:

- автоматическом - температура охлаждающей жидкости в двигателе поддерживается равной 80-95°C; рычаг 24 пробки крана выключателя гидромуфты установлен в положении В (метка на корпусе), и масло из смазочной системы поступает в гидромуфту; при уменьшении температуры охлаждающей жидкости ниже 80°C вентилятор автоматически отключается;

- вентилятор отключен - рычаг крана выключателя гидромуфты установлен в положении О, и масло в гидромуфту не поступает; вентилятор может вращаться с небольшой частотой под влиянием набегающего потока воздуха при движении автомобиля;

- вентилятор включен постоянно - рычаг крана выключателя гидромуфты установлен в положении П; масло поступает в гидромуфту независимо от температурного режима, и вентилятор постоянно вращается с частотой, равной примерно частоте вращения коленчатого вала. В таком режиме допускается кратковременная работа в случае возможных неисправностей гидромуфты или ее выключателя. Основной режим работы гидромуфты - автоматический.

Рассмотрим систему охлаждения двигателя автомобиля ВАЗ-21011 (рис.9). Одна из особенностей системы охлаждения этого двигателя - наличие расширительного бачка 5, расположенного в высшей точке системы и сообщающегося с атмосферой. Он заполнен охлаждающей жидкостью и соединен трубкой 4 с заливной горловиной 3 радиатора 1. При открытии выпускного (парового) клапана, которым снабжена пробка заливной горловины, избыточная жидкость или пар отводятся в расширительный бачок. При уменьшении объема охлаждающей жидкости (например, при ее охлаждении) в пробке открывается впускной клапан и жидкость из расширительного бачка возвращается в радиатор. Таким образом, в системе поддерживается постоянный объем циркулирующей жидкости.

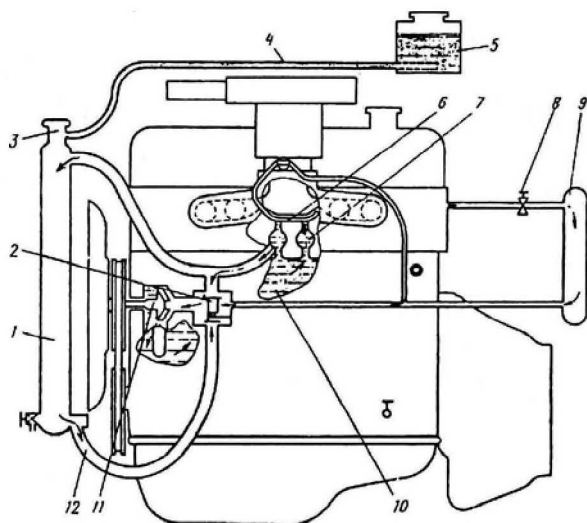


Рис. 9. Система охлаждения двигателя автомобиля ВАЗ-21011

Другая особенность системы охлаждения этого двигателя заключается в способе поддержания оптимального температурного режима, обеспечиваемого двухклапанным термостатом 2 (см. рис.14,А). Когда двигатель не прогрет, нижний клапан термостата закрыт и охлаждающая жидкость не проходит через радиатор. В этом случае жидкость нагнетается насосом 11 в рубашку 10 блока

цилиндров и затем в рубашку 7 головки блока. Выходящая из передней части головки блока жидкость подходит к верхнему клапану термостата и попадает вновь в насос. Вследствие циркуляции этой части жидкости двигатель быстро прогревается. Одновременно меньшая часть жидкости попадает из рубашки головки в рубашки 6 впускного трубопровода и смесительных камер карбюратора, а при открытом кране 8 - в радиатор 9 отопителя салона. Когда двигатель прогрет, верхний клапан термостата закрыт, нижний открыт, жидкость поступает к насосу по трубе 12.

3.2.1. Подогрев системы охлаждения перед пуском

Для быстрого прогрева двигателей с жидкостным охлаждением перед пуском в систему охлаждения иногда монтируют подогревательные устройства.

Предпусковой подогреватель (рис. 10) обеспечивает прогрев двигателя перед пуском при низких температурах окружающей среды. Наряду с облегчением пуска предварительный прогрев двигателя способствует замедлению изнашивания деталей, особенно цилиндров и поршней.

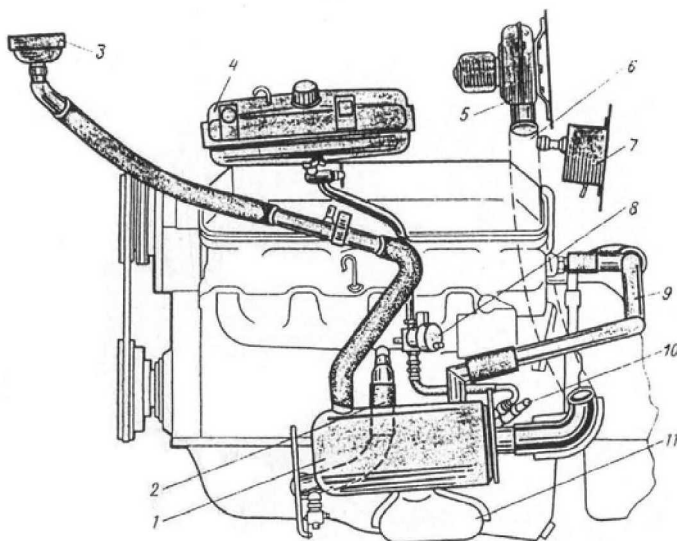


Рис. 10. Предпусковой подогреватель

В комплект предпускового подогревателя входят котел 1, соединенный шлангом с заливной воронкой 3; топливный бачок 4, из которого топливо поступает в котел через электромагнитный клапан 8; вентилятор 5 с электродвигателем; пульт управления 7 и свеча накаливания 10.

Перед пуском двигателя котел, соединенный с рубашкой охлаждения блока цилиндров, заполняют водой. Электромагнитный клапан открывается, и топливо поступает в камеру сгорания котла, где первоначально воспламеняется свечой 10. Воздух попадает в котел с помощью вентилятора 5 по шлангу 6. Горячие газы, проходя через газопроводы котла, нагревают воду, а при выходе их котла патрубком 11 направляются на масляный поддон двигателя, нагревая в нем масло. Вода нагревается в котле и вследствие конвекции поступает в рубашку охлаждения блока цилиндров по шлангу 9, а возвращается в котел по шлангу 2.

3.3. Основные задачи расчёта систем охлаждения поршневых двигателей

Современное развитие двигателестроения потребовало решения ряда задач, которые в той или иной степени сказываются на методике и практике конструирования различных систем двигателя, в том числе и систем охлаждения. Использование электронных систем контроля за тепловым состоянием двигателя и его отдельных теплонапряжённых деталей, борьба с токсичными выбросами в атмосферу, задачи снижения шума, улучшение эксплуатационных характеристик, безотказности работы систем требует разработки комплексных расчётов с использованием ЭВМ. Это, в свою очередь, ведёт к необходимости создания математических моделей объектов, основанных на жёстких алгоритмах расчёта и описания взаимодействия элементов систем.

При проектировании тепловых двигателей способ охлаждения его деталей, система охлаждения, выбираются изначально в соответствии с соображениями, изложенными выше (см. гл.2). Поэтому разработка принципиальной схемы системы охлаждения, её состав и в дальнейшем основные характеристики определяются и в дальнейшем уточняются в ходе конструирования двигателя.

Расчёт и конструирование собственно системы охлаждения складывается из нескольких основных этапов, последовательность

которых может быть различной и диктуется главным образом ходом конструирования двигателя. Такими этапами являются:

а) определение тепловых, гидравлических и аэродинамических характеристик, предопределяемых конструкцией теплоотводящих элементов системы охлаждения – радиаторов системы жидкостного охлаждения, холодильников наддувочного воздуха, оребрения цилиндров и воздушных трактов системы воздушного охлаждения;

б) выбор конструктивной схемы, расчёт основных аэродинамических и гидравлических параметров вентиляторов для систем жидкостного и воздушного охлаждения, уточнение условий и способов создания воздушных потоков;

в) выбор и оценка гидравлических и мощностных характеристик жидкостных насосов системы жидкостного охлаждения и увязка их с основными режимными характеристиками поршневого двигателя;

г) общая оценка мощности, потребляемой элементами систем жидкостного и воздушного охлаждения, её доли в общем балансе затрат мощности на работу вспомогательных агрегатов в поршневом двигателе в целом;

д) выбор на основании проведённых ранее расчётов устройств автоматизации процессов теплоотвода и контроля за работой систем охлаждения, управления работой вспомогательных систем и устройств (подогрев двигателя перед запуском, обогрев кабин и т.п.);

е) технико-экономическая оценка эффективности системы охлаждения, стоимость этой системы, её эксплуатации и ремонта.

В заключение необходимо отметить, что на каждом этапе разработки системы охлаждения используется, как правило, накопленный статистический материал, результаты лабораторных исследований и опыт эксплуатации этих систем на поршневых двигателях различного назначения и условий работы. Особое внимание уделяется проблемам локального теплоотвода, интенсификации и любым другим способам улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей и двигателя в целом.

4. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

4.1. Радиаторы

Радиатор - это теплообменник, в котором теплота от охлаждающей жидкости передаётся через стенки трубок и пластин к воздуху. Основным теплопередающим элементом радиатора является остов (см. приложение А).

Остовы радиаторов могут быть трубчато-пластинчатыми и трубчато-ленточными. Остов трубчато-пластинчатого радиатора состоит из нескольких рядов трубок, впаянных в верхний и нижний бачки. На трубки надеты тонкие охлаждающие пластины, изготовленные из латуни, алюминия или меди. Иногда охлаждающие пластины делают гофрированными, что значительно увеличивает площадь поверхности охлаждения радиатора. Широкую гофрированную ленту помещают между трубками и припаивают к ним. Такую конструкцию трубчато-ленточных радиаторов имеют двигатели автомобилей ГАЗ-24 “Волга”, ЗИЛ-130, ГАЗ-53А, КамАЗ-5320, ГАЗ-53-12, ГАЗ-3102 “Волга” и др. (Подробнее см. парагр. 6.1.)

С системой жидкостного охлаждения двигателя радиатор соединен патрубками и гибкими шлангами, которые прикреплены к патрубкам стяжными хомутиками. Такое соединение допускает относительное смещение двигателя и радиатора.

Конструкция радиатора показана на рисунке 11. В нее входят (рис. 11,а) верхний 9 и нижний 15 бачки (коллекторы), соединённые остовом 12 радиатора. В верхний бачок впаяны заливная горловина 8, закрываемая пробкой 7, и патрубков для подсоединения гибкого шланга, подводящего нагретую жидкость к радиатору. Сбоку наливная горловина имеет отверстие для пароотводной трубки. В нижний бачок впаян патрубок отводящего гибкого шланга 13. К верхнему и нижнему бачкам прикреплены боковые стойки 6, соединенные пластиной, припаянной к нижнему бачку. Стойки и пластина образуют каркас радиатора. Кран 14 служит для слива жидкости из системы. Воздушный канал образует кожух 16.

Перед радиатором могут быть установлены жалюзи 1 и 2 для регулирования количеств воздуха, проходящего между трубками радиатора. При смещении рукоятки 4 вперед до отказа створки жалюзи тросом 3 полностью открываются, и воздух свободно

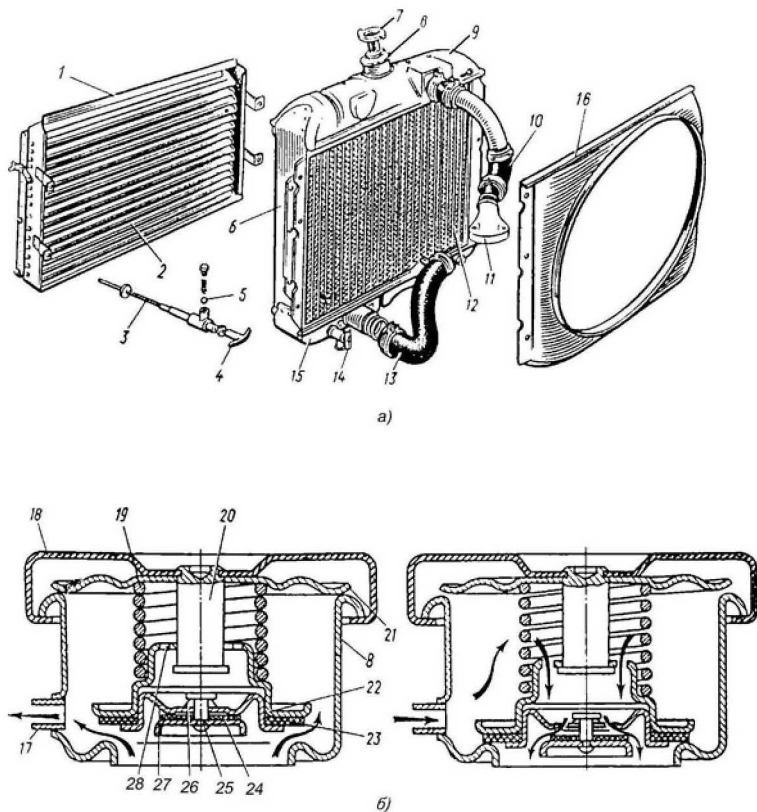


Рис. 11. Конструкция радиатора:
 а - конструктивные элементы; б - пробка заливной горловины

проходит между створками радиатора. В случае перемещения рукоятки назад до отказа створки закрываются, и обдув радиатора воздухом прекращается. Для поддержания определенного температурного режима двигателя рукоятку можно установить на фиксаторе 5 в любом промежуточном положении.

Горловину 8 (рис.11,б) герметически закрывает пробка, изолирующая систему охлаждения двигателя от окружающей среды.

Пробка радиатора состоит из корпуса 18, парового 22 и воздушного 25 клапанов и запирающей пружины 21. На стойке 20, при помощи которой к корпусу прикреплена запирающая пружина, установлен

паровой клапан, прижатый пружиной 19. Воздушный клапан 25 прижимается пружиной 26 к седлу 27, запрессованному в паровом клапане. Плотное соединение клапанов с седлами достигается установкой резиновых прокладок 23 и 24. При повреждении или разрушении резиновых прокладок система охлаждения становится открытой, и вода закипает при достижении 100° С.

В случае закипания жидкости в системе охлаждения давление возрастает до 145...160 кПа, и тогда открывается паровой клапан 22, преодолевая сопротивление пружины 19, система охлаждения двигателя сообщается с окружающей средой и пар выходит из радиатора в атмосферу через пароотводную трубку 17.

После остановки двигателя жидкость охлаждается, пар конденсируется и в системе охлаждения создается разрежение. При снижении давления до 1...13 кПа открывается воздушный клапан 25, и в радиатор через отверстие 28 и клапан начинает поступать воздух, проходящий по пароотводной трубке. Таким образом паровой и воздушный клапаны предотвращают возможное повреждение радиатора под действием как внешнего, так и внутреннего давления.

4.2. Жидкостные насосы

Для создания в системе охлаждения принудительной циркуляции жидкости применяют центробежные насосы. На автомобилях ГАЗ-53А, ГАЗ-53-12 “Волга”, ЗИЛ-130 жидкостные насосы конструктивно объединены с вентиляторами и имеют общий привод ременной передачей от коленчатого вала. Жидкостный насос (рис. 12) двигателя автомобиля ГАЗ-53-12 закреплен на переднем торце блока цилиндров. Корпус 3 насоса состоит из двух частей: одна часть отливается из чугуна и прикрепляется к другой, изготовленной из алюминиевого сплава вместе с крышкой блока распределительных зубчатых колес. Вал 2 и ступица 1 вентилятора вращаются на двух шарикоподшипниках 14, запрессованных в корпус 3. От смещения шарикоподшипники удерживаются распорной втулкой и стопорными кольцами. Для удержания смазочного материала и защиты от грязи шарикоподшипники имеют уплотнение и дренажное отверстие 4.

На одном конце вала напрессована ступица 1 вентилятора и шкива привода насоса и генератора. От осевого смещения ступица удерживается корончатой гайкой, которая тщательно зашлифована. На другом конце вала напрессована пластмассовая крыльчатка 6,

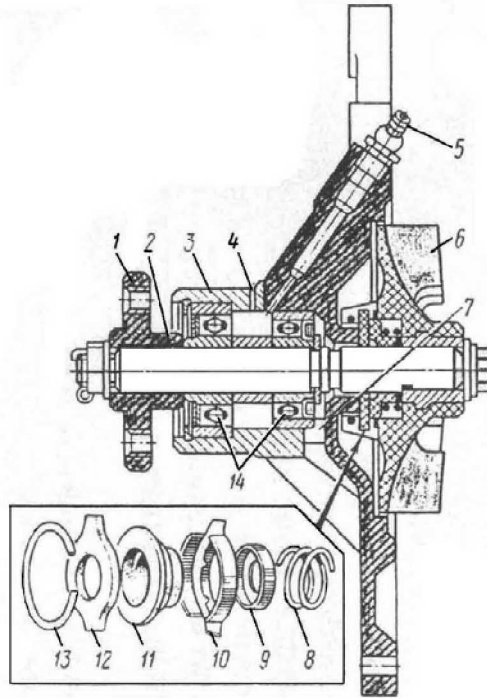


Рис. 12. Жидкостный насос системы охлаждения

имеющая стальную ступицу. Крыльчатка удерживается от смещения гайкой и болтом, ввернутым в торец вала. Вал 2 в корпусе уплотнен самоподжимным сальником, состоящим из графитизированной текстолитовой шайбы 12, резиновой манжеты 11 двух обоем 9 и 10 и пружины 8. Сальник вращается вместе с крыльчаткой и валом насоса. Пружина 8 через резиновую манжету прижимает шайбу 12 к шлифованной плоскости корпуса 3, что предотвращает вытекание жидкости из насоса. Шарикоподшипники насоса смазываются пластичным смазочным материалом, который не вымывается жидкостью. Через масленку 5 смазочный материал подается шприцем в корпус насоса.

Привод насоса и вентилятора осуществлен от шкива коленчатого вала при помощи клиноременной передачи, состоящей из одного

ремня. Ремень охватывает шкивы насоса и вентилятора, натяжного ролика, коленчатого вала. Шкив вентилятора двухручейный. Второй ремень от шкива вентилятора перекинут на шкив генератора.

Насосы дизелей ЯМЗ-236 и КамАЗ-740 работают так же, как и насосы автомобилей ЗИЛ-130, ГАЗ-53-А и др., но имеют некоторые особенности. Например, насос дизеля ЯМЗ-236 установлен с правой стороны крышки блока распределительных зубчатых колес, приводится в действие клиноременной передачей и не связан с приводом вентилятора.

Насос дизеля КамАЗ-740 закреплен на передней части блоков цилиндров, с левой стороны приводится в действие клиноременной передачей от шкива коленчатого вала. Вентилятор установлен отдельно на гидромуфте.

На рис. 13 приведена типичная конструктивная группа жидкостного насоса и вентилятора двигателей ВАЗ.

Вал 2 (рис. 13,а) с напрессованной на него чугунной крыльчаткой 4 насоса и стальной ступицей 8 вращается в двухрядном шариковом

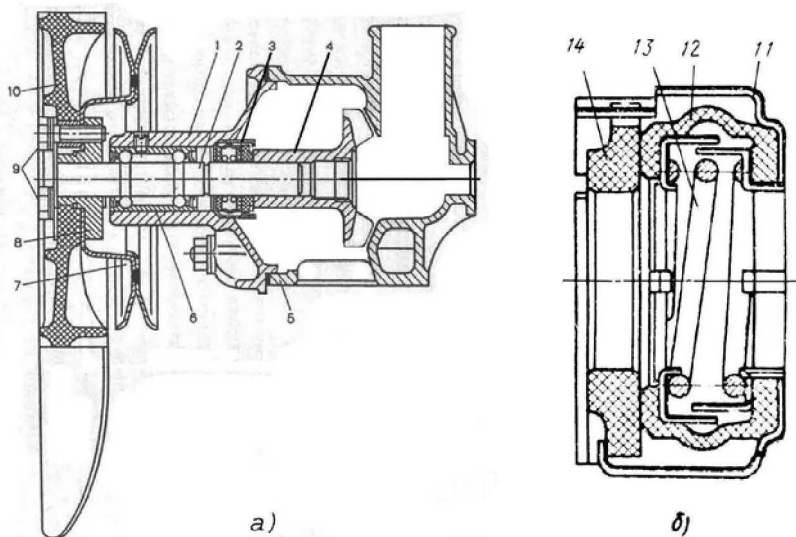


Рис. 13. Конструкция насоса и вентилятора двигателей ВАЗ:
а - насос и вентилятор; б - уплотнитель жидкостного насоса

подшипнике 6, установленном в крышке 1 насоса 5. Крышка и корпус отлиты из алюминиевых сплавов. Полость нагнетания насоса уплотнена сальником 3, состоящим из латунного корпуса, запрессованного в крышку 1, и резиновой манжеты, прижимаемой пружиной к торцу корпуса сальника и графитовому кольцу, которое уплотняет торец крыльчатки. Подшипник заполнен смазочным материалом, удерживаемым сальниками. На ступице 8 винтами 9 закреплены штампованный из стали шкив 7 клинового ремня привода и пластмассовый вентилятор 10.

Уплотнитель (рис. 13,б), герметизирующий подшипник, состоит из корпуса 11, резиновой уплотнительной манжеты 12, разжимной пружины 13 и графитового кольца 14. Неподвижное графитовое кольцо уплотнителя, усилием пружины, находящейся в резиновой манжете, постоянно прижимается к вращающемуся торцу крыльчатки.

Методика подбора, расчета и конструирования насосов рассматривается в 6 главе настоящего пособия.

4.3. Термостаты

Необходимую температуру жидкости в системе охлаждения автоматически поддерживает термостат, принципиальная схема и конструкция, а также работа которого при разном тепловом состоянии двигателя представлены на рис. 14,А,Б. В системе жидкостного охлаждения автомобильных двигателей применяют термостаты с жидкостным и твердым наполнителями. В жидкостные термостаты заправляют легкоиспаряющуюся жидкость (смесь 70% этилового спирта и 30% воды). В качестве твердого наполнителя используют церезин с медной стружкой, обладающий большим коэффициентом объемного расширения. Жидкостный термостат (рис.14,Б) состоит из корпусной части насоса 1, гофрированного баллона 2, клапана 5, закрепленного на штоке 3, который припаян к верхней части баллона, прокладки 4 между корпусом насоса и патрубком отвода горячей жидкости 6 и собственно корпуса 7. Шток может перемещаться в направляющей корпуса. Иногда на клапане термостата делают небольшое отверстие или выдавку на крышке для выхода воздуха при заливке жидкости в систему охлаждения. В запаянном гофрированном баллоне находится жидкость, занимающая примерно половину внутреннего объема баллона. Воздух из баллона откачан, и при нормальных условиях баллон сжат, а клапан закрыт.

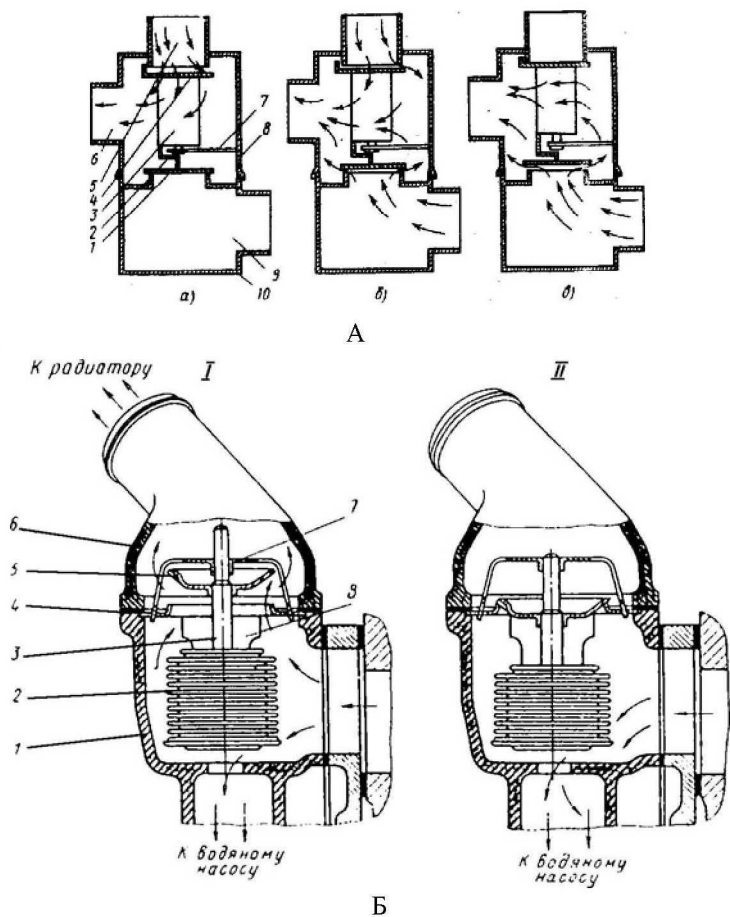


Рис. 14. Принципиальная схема и конструкция термостата:

А. Принципиальная схема термостата: а – при холодном двигателе, б – при не полностью прогретом двигателе, в – при полностью прогретом двигателе; 1 – клапан впуска жидкости из радиатора, 2 – шток, 3 – корпус тепло-чувствительного элемента, 4 – клапан впуска жидкости из головки блока, 5 – патрубок для подачи жидкости из головки блока, 6 – патрубок для подачи жидкости в жидкостный насос, 7 – кронштейн, 8 – корпус термостата, 9 – патрубок для отвода жидкости из радиатора, 10 – крышка термостата.

Б. Конструкция жидкостного термостата: в позиции I – термостат открыт; в позиции II – термостат закрыт

Жидкостный термостат (рис. 14,Б) работает следующим образом. Если температура жидкости в системе охлаждения не превышает 73°C , то баллон сжат и клапан закрыт. Охлаждающая жидкость по перепускному клапану поступает к насосу, минуя радиатор. По мере прогрева двигателя жидкость в системе охлаждения нагревается. При увеличении температуры свыше $73 \dots 83^{\circ}\text{C}$ жидкость, находящаяся в баллоне, начинает испаряться, давление в баллоне повышается и клапан открывается. Охлаждающая жидкость поступает в радиатор. При температуре $88 \dots 94^{\circ}\text{C}$ клапан термостата открыт полностью.

Термостат с твердым наполнителем (см. рис.41 парагр. 7.1.1.) расположен между впускным трубопроводом и отводящим патрубком. К корпусу 13 постоянно прижимается пружиной 6 клапан 7, шарнирно соединенный со штоком 5. Последний опирается на резиновую мембрану 3, которая сжата между баллоном 1 и направляющей втулкой 4. Внутреннее пространство баллона заполнено твердым наполнителем 2. Пока двигатель не прогреет, наполнитель (церезин) находится в твердом состоянии и клапан термостата закрыт. При повышении температуры жидкости в системе охлаждения до 70°C и более объем наполнителя увеличивается, так как церезин плавится и нажимает на мембрану. Она выгибается вверх, давит через буфер 11 на шток, который поворачивает клапан 7, вследствие чего охлаждающая жидкость поступает в радиатор. При снижении температуры охлаждающей жидкости объем наполнителя уменьшается, и клапан термостата под действием возвратной пружины 6 закрывается.

В главе 7 рассматриваются конструкции других видов термостатов.

4.4. Вентиляторы

Для создания воздушного потока, охлаждающего жидкость, протекающую по трубам радиатора, служит вентилятор, состоящий из крыльчатки и ступицы со шкивом. Иногда к каркасу радиатора для более интенсивного охлаждения в нем жидкости присоединяют направляющий кожух (диффузор), внутри которого вращаются лопасти вентилятора (двигатели автомобилей ГАЗ-53А, ГАЗ-53-12, ЗИЛ-130, КамАЗ-5320 и др.)

Вентиляторы жидкостных систем охлаждения устанавливаются на двигателях непосредственно около радиаторов, а при воздушном охлаждении – на двигателях или около входных или выходных отверстий моторных отделений воздушного тракта.

Большей частью в системах охлаждения применяются осевые вентиляторы, так как они обладают высоким КПД и подачей, а кроме того, значительно упрощается компоновка силовой установки и форма воздушных потоков.

В осевых вентиляторах сжатие воздуха осуществляется за счет аэродинамических сил, возникающих при обтекании им лопаточных профилей рабочего колеса.

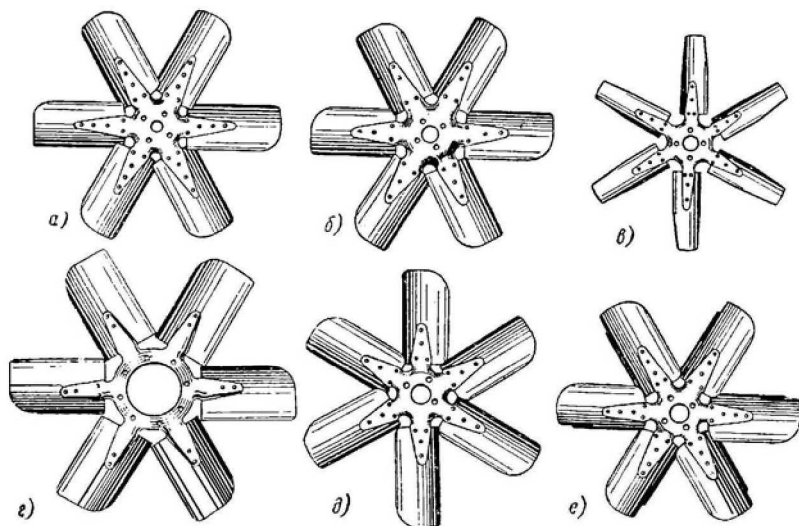


Рис. 15. Крыльчатки вентиляторов двигателей: а – ЯАЗ-204; б – УАЗ-69; в – СМД-14; г – КДМ-100; д – Урал-375; е – ЗИЛ-164

В центробежных вентиляторах сжатие воздуха осуществляется за счет центробежных сил, возникающих в закручиваемом лопатками рабочего колеса потоке, а также за счет адиабатного гашения высокой окружной скорости после выхода воздуха из рабочей части в безлопаточный диффузор.

Лопастей вентиляторов (в количестве 2...12 при жидкостном охлаждении и 5...32 при воздушном) делают вогнутыми, штампованными из стали (см. рис. 15) или с профилем авиационного крыла из пластмассы и литыми из легких сплавов. Лопастей могут быть поворотными.

Применение авиационного профиля для изготовления лопастей вентиляторов даёт возможность использовать при расчётах теорию крыла. Это в значительной мере улучшает качество и эффективность вентиляторов в системах жидкостного охлаждения двигателей.

В системах воздушного охлаждения, где к вентиляторам предъявляются особенно высокие требования, применение авиационного профиля лопаток является основным условием их проектирования. Здесь используются соответствующие каталоги и справочники авиационных профилей.

Особенно высокую эффективность в системах охлаждения имеют вентиляторы с автоматическим поворотом лопастей в соответствии с режимами работы двигателя.

Изготовление вентиляторов из высокопрочных пластмасс в настоящее время гарантирует точную форму профиля лопаток, гладкую поверхность и малую шумность. При высоких частотах вращения вентилятора такие лопатки деформируются, снижая тем самым расход воздуха, что является на этих режимах целесообразным, так как недопускается переохлаждение двигателя.

Методика выбора и расчета вентиляторов рассматривается в парагр. 6.3. и гл. 9.

5. ОХЛАЖДАЮЩИЕ ЖИДКОСТИ

К основным параметрам охлаждающей жидкости, условиям ее работы в системах охлаждения относятся следующие:

- высокая теплоёмкость, позволяющая при небольшом количестве циркулирующей в системе охлаждения жидкости поддерживать установленный температурный режим поршневого двигателя;

- оптимальная вязкость, не требующая значительных затрат мощности на прокачку охлаждающей жидкости через систему охлаждения и исключая потери её через уплотнения и соединения;

- температура кипения, превышающая на 25...30° максимально допустимую температуру в системе охлаждения, что препятствует образованию паровоздушных пробок в системе охлаждения и уменьшает потери жидкости при её испарении;

- температура замерзания ниже температуры окружающего воздуха, что облегчает пуск и эксплуатацию двигателя.

Для обеспечения надёжной работы системы охлаждения охлаждающая жидкость не должна быть токсичной, образовывать на омываемых поверхностях отложений, уменьшающих площади проходных сечений каналов и затрудняющих отвод тепла, а также вызывать коррозию деталей системы. Кроме того, стоимость её должна быть невысокой.

Основными охлаждающими жидкостями в системе жидкостного охлаждения являются вода и антифризы.

5.1. Вода

Вода, обладающая значительной теплоёмкостью, равной 4,186 кДж/кг·К, является наиболее распространённой охлаждающей жидкостью. Температура кипения воды, при нормальных условиях равная 100°С, уменьшается с увеличением высоты над уровнем моря. Так, на высоте 2500 м над уровнем моря атмосферное давление составляет 74,7 кПа, а температура кипения воды 91°С. Следовательно для работы двигателя в высокогорных условиях допустимая температура воды в системе должна быть около 70°С. Для компенсации этого недостатка прибегают к герметизации системы жидкостного охлаждения и увеличению расчетного давления в ней.

При повышении давления в системе жидкостного охлаждения до 200000 Па (1500 ммНг) температура возрастает до 119°С.

Применение герметизированной системы жидкостного охлаждения позволяет увеличить температурный перепад и повысить благодаря этому эффективность теплообменных процессов. Практически это ведет к снижению количества охлаждающей жидкости, уменьшению потребной поверхности радиатора и сокращению теплопотерь в системе охлаждения.

Относительно высокая температура замерзания воды (0°C) затрудняет эксплуатацию поршневых двигателей в условиях низких температур окружающего воздуха. Увеличение объема воды при её замерзании (примерно на 10%) может привести к разрушению (“размораживанию”) двигателя и радиатора.

Максимально допустимая температура воды в системе охлаждения зависит от концентрации растворенных в ней минеральных солей, т.е. от её жесткости.

За единицу жесткости воды принимают молекулярную массу, которая соответствует содержанию в 1л воды 20,04 мг иона кальция или 12,16 мг иона магния. Вода с жесткостью 4...8 мг/моль – средней жесткости; с жесткостью более 8 мг/моль – жесткая.

При использовании морской или жесткой пресной воды максимальная температура её в системе не должна превышать 55°C во избежание интенсивного образования накипи вследствие выделения солей и отложения их на нагретых поверхностях системы охлаждения. Накипь – это связанный с поверхностью металла трудноудаляемый слой отложений, в состав которого входят содержащиеся в охлаждающей жидкости соли кальция, магния и т.д. Слой накипи имеет малую теплопроводность, что ухудшает теплоотвод в окружающую среду (охлаждающую жидкость). Коэффициент теплопроводности накипи $\lambda = 1,812...2,552$ Вт/м·К.

В целях предупреждения образования накипи для охлаждения обычно используют мягкую воду или в жесткую воду добавляют специальные присадки, предупреждающие образование накипи. Для смягчения жесткую воду кипятят или обрабатывают специальными смягчителями.

5.2. Антифризы

Высокая температура замерзания воды и её свойство в значительной мере увеличивать при этом объём создаёт большие

эксплуатационные неудобства. Поэтому в современных авто-тракторных поршневых двигателях применяют низкотемпературные (низкозамерзающие) охлаждающие жидкости – антифризы.

В качестве антифризов можно использовать некоторые углеводороды, водные растворы солей, спиртоглицериновые смеси и др. Наибольшее применение получили антифризы на основе водных растворов этиленгликоля, представляющего собой жидкость, температура кипения которой равна 198°C, а температура плавления минус 11,5°C.

Теплоёмкость этиленгликоля составляет 2,93 кДж/кг·К. Будучи добавленным к воде, этиленгликоль образует смесь, имеющую температуру замерзания ниже температуры замерзания воды. В зависимости от содержания этиленгликоля температура смеси этиленгликоль – вода изменяется в пределах от 0 до минус 75°C. Наибольшее распространение для охлаждения поршневых двигателей автомобилей получили смеси с температурой замерзания минус 40°C и минус 65°C.

На основе этиленгликоля выпускаются также охлаждающие жидкости, используемые как в зимнее, так и в летнее время, так называемые ТОСОЛы. Обладая более высокой, чем у воды, температурой кипения, ТОСОЛ позволяет повышать допустимую температуру в системе охлаждения.

При уменьшении перепада температур между газами и стенками цилиндра понижается теплоотдача от стенок цилиндров к жидкости, кипящей при высокой температуре, вследствие чего повышаются эффективные показатели работы поршневого двигателя и снижаются масса и габаритные размеры теплообменных устройств.

Водные растворы этиленгликоля изменяют температуру замерзания $t_{\text{зам}}$ в зависимости от содержания воды, т.е. плотности раствора $\rho \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ (см. табл. 3) или массовой доли этиленгликоля в растворе.

Понижение $t_{\text{зам}}$ водоэтиленгликолиевых растворов объясняется образованием гидрата этиленгликоля, обладающего низкой $t_{\text{зам}}$. Минимальная $t_{\text{зам}}$ при содержании воды $\approx 33\%$ и равна минус 73°C. Дальнейшее увеличение доли воды ведёт к росту $t_{\text{зам}}$, так же как и уменьшение доли воды.

Таблица 3

Марка антифриза	$t_{\text{зам}}$, не выше °С	Плотность ρ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ при +20°С	Цвет	Этиленгликоль, %	Присадки	C_p , Дж/кг·К
40	-40	1,0675-1,0725	-	53	есть	3850
65	-65	1,085-1,090	-	66	есть	2650
ТОСОЛ А-40	-40	1,078-1,085	голубой	53,7	противопенные	3850
ТОСОЛ А-65	-65	1,085-1,095	красный	62,4	есть	2950

Этиленгликоль является коррозионно-агрессивным веществом, поэтому в антифризы добавляют антикоррозионные присадки:

- декстрин 1 г/л – защита Al, Cu, Pb_xSn_y (припой);
- динатрийфосфат 2,5...3,5 г/л – защита стали, чугуна, латуни, меди;
- молибденово-кислый натрий – 7...8 г/л – защита цинка, хрома.

Для предотвращения вспенивания при попадании в раствор нефтепродуктов вводят антипенные вещества. Этиленгликолевые антифризы, таким образом, имеют следующие характерные особенности:

1. Большой коэффициент объёмного расширения. При рабочей температуре объём увеличивается на 6...8%.
2. Теплоемкость и теплопроводность антифриза ниже, чем воды, что сказывается на эффективности охлаждения.
3. При его эксплуатации испаряется только вода. Поэтому при уменьшении количества его в системе можно доливать дистиллированную воду (в небольших количествах).
4. Высокая подвижность, проницаемость, что требует хорошей герметичности системы охлаждения.
5. При замерзании образует рыхлую массу, объём которой увеличивается незначительно (при содержании 60% воды изменение объёма 0,25%). Это свойство благоприятно при $t_{\text{окр.ср}} < t_{\text{зам}}$.
6. Разрушающее действие на детали системы жидкостного охлаждения из резины некоторых сортов.

К недостаткам этиленгликоля как охлаждающей жидкости в основном относятся его токсичность и низкая температура вспышки (122°C), т.е. возможность воспламенения при появлении течи в системе охлаждения. Некоторые данные по свойствам антифризов приведены в табл. 3.

Для охлаждения головок поршней тронковых дизелей в качестве охлаждающей жидкости обычно, если можно, используют масло из циркуляционной системы смазки. Теплоёмкость смазочных масел примерно в 2,5 раза ниже теплоёмкости воды, но конструкция системы получается сравнительно простой.

Для охлаждения форсунок обычно применяют дизельное топливо, а в высокофорсированных судовых дизелях для охлаждения поршней, форсунок и турбокомпрессоров – дистиллированную воду.

5.3. Высокотемпературные охлаждающие жидкости

Для охлаждения форсированных двигателей используют жидкости с $t_{кип}$ выше 100°C – высокотемпературные жидкости. Такие жидкости состоят из смеси высокомолекулярных спиртов гликолей и эфиров, выкипающих при температуре 77...207°C.

Некоторые свойства этих охлаждающих жидкостей приведены в табл. 4.

Таблица 4

Свойства жидкости	Жидкости с температурой $t_{зам}$ не выше	
	-40°C	-60°C
Внешний вид	Бесцветная или желтоватая	Бесцветная или желтоватая
Плотность при 20°C, кг/м ³	1100	1050
Температура начала кипения, °C	130...145	130...145
Температура конца кипения, °C	--	195...210
Вязкость кинематическая, м ² /с при -30°C	Не более 500	Не более 320

Применение таких жидкостей обеспечивает:

- уменьшение теплотерь в системе жидкостного охлаждения;
- интенсификацию процесса теплопередачи;
- уменьшение поверхности радиатора;
- уменьшение мощности на привод насоса системы жидкостного охлаждения.

5.4. Влияние рода теплоносителя на тепловой баланс двигателя

Комплексные исследования по определению теплового баланса и температурного уровня деталей, образующих рабочий объём цилиндра, выявили заметное влияние рода теплоносителя в системе охлаждения двигателя на перераспределение составляющих теплового баланса и изменение температуры деталей.

При замене воды в системе охлаждения двигателя на антифриз топливно-экономические показатели практически не меняются. Следовательно, интенсивность теплообмена со стороны охлаждения оказывает незначительное влияние на параметры рабочего процесса. Поэтому замена теплоносителя прежде всего сказывается на интенсивности теплообмена от охлаждаемых поверхностей деталей и, как следствие, на их температурном состоянии. Отличия теплофизических параметров антифриза и воды приводят к уменьшению количества теплоты, отводимой в систему охлаждения, и к росту температуры деталей.

Уменьшение тепловой нагрузки деталей одновременно с ростом их температуры свидетельствует о том, что термическое сопротивление потоку теплоты от рабочего тела в охлаждающую среду увеличивается более значительно, чем уменьшается плотность теплового потока.

Например, количественные зависимости изменения составляющих теплового баланса от нагрузки двигателя при охлаждении его водой и антифризом ТОСОЛ-А40 приведены на рис. 16. С увеличением нагрузки двигателя при $P_e = 0,2 \dots 0,63$ МПа переход на охлаждение антифризом позволяет уменьшить долю отводимой в систему охлаждения теплоты с 1,8 до 1,5 %, что составляет соответственно 5,5 и 6,7 % абсолютного количества отведённой в систему охлаждения теплоты. Относительный теплоотвод в смазочную систему при переходе на охлаждение антифризом возрастает на 1,5 %, что составляет 30 % абсолютного количества теплоты, отведённой в смазочную систему при $P_e = 0,63$ МПа, а при нагрузке двигателя, соответствующей $P_e = 0,02$ МПа, - 16 %.

Значительное увеличение теплоотвода в смазочную систему при переходе на охлаждение двигателя антифризом обусловлено ростом температуры деталей, что приводит к соответствующему увеличению температуры плёнки масла между поверхностями трения. При этом

теплосодержание сбрасываемых маслосъёмными кольцами излишков масла со стенок гильзы увеличивается.

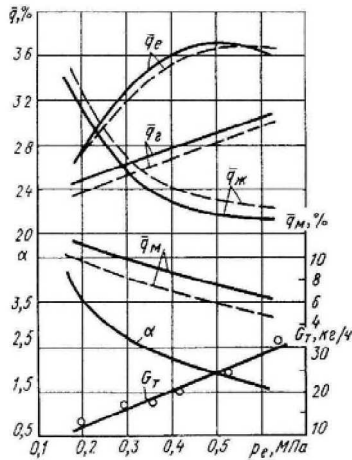


Рис. 16. Влияние теплоносителя на тепловой баланс двигателя при его работе по нагрузочной характеристике ($n=2800$ об/мин): α - коэффициент избытка воздуха; G_T - часовой расход топлива; _____ - антифриз; - - - - - вода

Изменение относительного теплоотода в систему охлаждения при замене воды на антифриз зависит от температуры охлаждающей жидкости (рис.17). Влияние рода теплоносителя при повышении температуры возрастает, при температуре 95°C разница в относительном теплоотводе в воду и антифриз достигает 4 %, а абсолютном – 20,4 %.

Изменение нагрузки двигателя оказывает незначительное влияние на изменение относительного теплоотода при замене воды на антифриз (см. рис. 16). При форсировании двигателя по P_e введением турбонаддува замена теплоносителя обуславливает такие же изменения составляющих теплового баланса, как и на двигателе без турбонаддува (рис.18), скоростной режим работы двигателя практически не оказывает влияния на соотношение теплоотводов при замене воды на антифриз.

В приложении В приведены табл. П1, П2, П3, П4, где указаны основные свойства и характеристики охлаждающих жидкостей

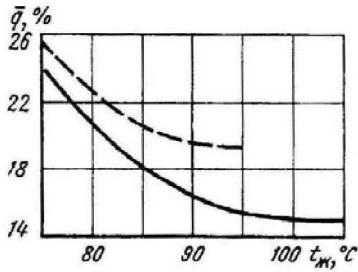


Рис. 17. Влияние температуры и химического состава теплоносителя на тепловод в систему охлаждения ($n = 2800$ об/мин 100 % Ne):
 _____ - антифриз; - - - - - вода

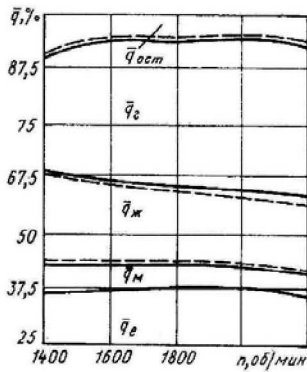


Рис. 18. Влияние химического состава теплоносителя на тепловой баланс дизеля при его работе по внешней скоростной характеристике:
 _____ - антифриз; - - - - - вода

(этиленгликоля и его водных растворов) в зависимости от их температуры, а также физико-химические показатели незамерзающих жидкостей. Этими данными следует руководствоваться при выполнении расчётов по курсовой работе “Расчёт элементов системы жидкостного охлаждения поршневого двигателя” [11].

6. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

6.1. Конструкция и расчёт радиаторов

6.1.1. Основные особенности конструкции

Радиаторы, как отмечалось выше, это компактные теплообменники, используемые для рассеяния непосредственно в атмосферный воздух теплоты, образующейся в различных функциональных системах поршневого двигателя и его агрегатов, отводимой теплоносителем, не меняющим своего фазового состояния (вода, антифриз, смазочное масло и т.д.).

Как теплообменники радиаторы имеют следующие основные особенности, характеризующие их конструкцию и рабочий процесс:

1. По способу действия радиаторы относятся к рекуперативным теплообменникам, где тепло передаётся через разделяющую теплоносители стенку.

2. По направлению потоков теплоносителей радиаторы, как правило, - теплообменники перекрестного тока.

3. Для сложного процесса теплопередачи в радиаторах характерными являются: теплопроводность, конвективный теплообмен и, в незначительной мере, лучистый теплообмен.

4. Определяющими краевыми условиями теплопередачи в радиаторах всегда являются условия на стороне атмосферного воздуха.

5. Радиаторы имеют высокую компактность ($\Psi > 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$) поверхности охлаждения; малые диаметры трубок, малую толщину материалов, сложную форму элементов. Живое сечение с воздушной стороны во много раз больше живого сечения со стороны жидкости.

6. Радиаторы испытывают переменные тепловые нагрузки и скорости движения (расходы) теплоносителей, работая в условиях часто меняющихся параметров воздуха.

7. В сложной цепи передачи тепла: “агрегат - охлаждающая жидкость - радиатор” именно радиатор обычно самое слабое звено, т.к. коэффициент теплоотдачи к воздуху является наименьшим.

6.1.2. Классификация радиаторов как теплообменных аппаратов

Исходя из сформулированных выше особенностей, радиаторы классифицируются по стандарту РД 37.001.645-98 (см. приложение Б, табл. П1):

а) по назначению:

- для систем жидкостного охлаждения двигателей,
- для охлаждения смазочного масла двигателя,
- для охлаждения агрегатов и узлов трансмиссии,
- для охлаждения масла узлов систем двигателя,
- для охлаждения наддувочного воздуха,
- для систем отопления кабин, салонов, кузовов машин;

б) по виду второго теплоносителя:

- радиаторы жидкостные,
- радиаторы масляные,
- радиаторы наддувочного воздуха (воздушные),
- радиаторы комбинированные (охлаждение двух и более не перемешивающихся теплоносителей);

в) по общему конструктивному выполнению:

- по геометрической форме остова (а часто и всего радиатора) - прямоугольные, кольцеобразные, зигзагообразные,
- по характеру взаимодействия остова с каркасными деталями радиатора - неподвижные, роторные (вращающиеся),
- по принципу сборки - с опорными пластинами, беспакетные (секционные), змеевиковые,
- по степени разборности конструкции - неразборные, полуразборные, разборные,
- по используемым материалам - медные (из сплавов), алюминиевые (из сплавов), стальные (иногда из нержавеющей стали), комбинированные (в автомобилях серии ВАЗ - медные трубки и стальные охлаждающие пластины или алюминиевый остов, пластмассовые бачки, стальные опорные пластины).

Часто проводится классификация поверхностей охлаждения радиаторов для удобства построения расчётных схем. Здесь основным классификационным принципом принято считать отнесение условий, при которых происходит рабочий процесс на воздушной (определяющей) стороне радиатора, к условиям *внешней* или

внутренней задачи. Условия внешней задачи обычно связываются с поперечным обтеканием потоком теплоносителя пучка трубок. Наиболее характерным случаем внутренней задачи является движение потока теплоносителя в трубе или в узком щелевом канале между двумя плоскими пластинами.

Таким образом, рассматриваются два главных класса поверхностей, базирующихся на основных элементах простой геометрической формы: *трубчатые* и *пластинчатые* (см. приложение А, рис. П1, П2, П3, П4; приложение Б, табл. П1).

В каждом классе комбинированием основных элементов с разнообразными устройствами, интенсифицирующими теплообмен, получают более сложные, но и более эффективные типы поверхностей охлаждения. Вместе с тем стандарт РД 37.001.645-98 накладывает ограничительные условия:

а) трубки имеют соотношение сторон сечения $t_{\text{фр}}/d = 1 \dots 10$, а пластины - $t_{\text{фр}}/d > 10$, причем длина сечения пластины обычно соответствует глубине остова радиатора, где $t_{\text{фр}}$ - шаг по фронту и глубине остова, d - диаметр трубок;

б) трубки несут оребрение по всему наружному периметру, а пластины - только на наружных поверхностях, параллельных основному направлению движения потока воздуха.

6.1.3. Основные показатели оценки поверхностей охлаждения

Для оценки конструкции и геометрических связей между элементами поверхностей охлаждения радиаторов используются три группы показателей согласно РД 37.001.646-98.

1. По остову радиатора:

а) фронтальная поверхность $F_{\text{фр}} = L_{\Gamma} L_{\text{х}}$ (или отдельно высота L_{Γ} и ширина $L_{\text{х}}$ остова), м^2 ;

б) глубина L , м;

в) общая площадь поверхности охлаждения, омываемая воздухом H , м^2 ;

г) внешняя поверхность охлаждения трубки, несущая оребрение и омываемая воздухом $H_{\text{ГП}}$, м^2 ;

д) объём остова $V_{\text{ост}}$, м^3 и его масса $M_{\text{ост}}$, кг.

Эти параметры определяют компоновочные особенности радиатора, необходимые для получения окончательных размеров, при его расчете.

2. По геометрическим размерам элементов поверхности охлаждения:

- а) размеры и форма жидкостных каналов;
- б) расположение каналов (шахматный, корридорный);
- в) шаг каналов по фронту радиатора и его глубине, $t_{\text{фр}}$, S_2 , м;
- г) высота, форма и шаг ребер;
- д) толщина стенок каналов и ребер.

Эти параметры являются конструктивными показателями, характеризующими поверхность охлаждения. Они служат основой для получения относительных размеров, например, отношения шага каналов к их эквивалентному условному диаметру, определяемому из равенства:

$$d_{\text{э}} = 4 F_{\text{ж}} / U,$$

где $F_{\text{ж}}$ - живое сечение канала, м^2 ; U - смоченный периметр, м.

3. По относительным параметрам или коэффициентам, определяющим комплексные конструктивные параметры поверхности охлаждения:

- а) коэффициент объёмной компактности, $\text{м}^2 / \text{м}^3$:

$$\Psi_V = H / V_{\text{ост}};$$

- б) коэффициент оребрения:

$$f_{\text{ор}} = H / H_{\text{гл}};$$

- в) коэффициент массовой компактности, $\text{м}^2 / \text{кг}$:

$$\Psi_m = H / M_{\text{ост}};$$

- г) коэффициент фронтальной компактности, $1 / \text{м}^2$:

$$\Psi_{\text{фр}} = \Psi_V / L;$$

- д) коэффициент использования единицы объёма остова, $\text{Вт} / \text{м}^3 \cdot \text{К}$

$$K_V = K \cdot H / V_{\text{ост}} = K \cdot \Psi_V,$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$;

е) коэффициент использования единицы массы остова, Вт/кг·К:

$$K_m = K \cdot H / M_{\text{ост}} = K \cdot \psi_m.$$

6.1.4. Гидравлические тракты радиаторов

Гидравлический тракт радиатора является вторым по важности конструктивным элементом радиатора. Тракт включает в себя каналы поверхности охлаждения, коллекторы (бачки) и расширительные бачки. В очень компактном радиаторе объем коллекторов может быть равен объему остова. Чтобы получить малое гидравлическое сопротивление и равномерное распределение жидкости по остову, приходится увеличивать проходное сечение (объем) коллекторов, а это ведет к увеличению массы и габаритов радиатора.

Гидравлические тракты классифицируют:

а) по направлению жидкостного потока в каналах остова: вертикальным (нисходящим), горизонтальным и круговым потоком жидкости;

б) по наличию и конструкции коллекторов: бесколлекторные, коллекторные (основной вид радиаторов);

в) по схемам циркуляции жидкости в тракте: простые, сложные и комбинированные. Простые схемы имеют торцовый или боковой вход и выход жидкости (см. приложение Б, табл. ПЗ), который может быть односторонним (обозначение П), разносторонним (обозначение Z). Например, схема Z1 характерна для радиаторов ВАЗ.

Сложные схемы циркуляции получаются путем соединения (сочетания) простых схем: последовательно Z3; Z4; Z6 и П6 (многоходовые схемы) или параллельно Z5; П3; П4 и П5 (симметричные схемы). Число простых соединяемых схем может быть равно двум (Z3; Z5; П3; П5 и П6), трём (Z4), четырем (П4) и более (Z6).

Для сложных схем циркуляции расход жидкости и гидросопротивление определяются по соотношениям:

при последовательном соединении скорости потоков одинаковы:

$$w_1 = w_2 = \dots = w_n = w_w,$$

а гидравлическое сопротивление суммируется

$$\Delta P_{\omega 1} + \Delta P_{\omega 2} + \dots + \Delta P_{\omega n} = \Delta P_{\omega \Sigma};$$

при параллельном соединении скорости потоков суммируются, а гидравлические сопротивления одинаковы:

$$\omega_1 + \omega_2 + \dots + \omega_n = \omega_\Sigma$$

и
$$\Delta P_{\omega 1} = \Delta P_{\omega 2} = \dots = \Delta P_{\omega n} = \Delta P_{\omega}.$$

Комбинированные схемы циркуляции образуются путем сочетания простых разноименных схем. Например, комбинированная схема ЗП1 состоит из одной П-образной и одной Z-образной схем циркуляции.

При создании особо компактных радиаторов могут использоваться иные методы соединения простых схем циркуляции в сложные и комбинированные.

С конструкцией радиаторов систем охлаждения поршневых двигателей обычно связывается ряд устройств, обеспечивающих необходимый запас охлаждающей жидкости, компенсации малых утечек, допускающих расширение жидкости при нагревании, отделение газов от жидкости. Эти устройства чаще всего объединяются в специальных бачках, которые называются компенсационными бачками системы жидкостного охлаждения, включаемых в цепь циркуляции охлаждающей жидкости (см. парагр. 3.2).

1. По назначению бачки подразделяют на следующие типы:

а) расширительные - содержащие дополнительный объем, заполняемый охлаждающей жидкостью при её расширении от нагрева;

б) конденсационные (резервные), обеспечивающие конденсацию паров жидкости и сводящие к минимуму её через паровой клапан;

в) деаэрационные, служащие для отделения от потока жидкости паров, воздуха и отработавших газов;

г) компенсационные (статические), обеспечивающие повышение статического напора на входе и предотвращающие кавитацию при рабочих режимах системы охлаждения.

Чаще бачки на автомобилях выполняют несколько вышеперечисленных функций и их упрощенно называют *расширительными*.

2. По размещению и конструкции бачки бывают:

а) совмещенные с входными или выходным коллектором радиатора;

б) совмещенные с радиатором;

в) отдельные - размещенные отдельно от радиатора в подкапотном пространстве.

3. По месту включения бачков в цепь циркуляции системы охлаждения:

а) последовательное с радиатором включение в основной контур циркуляции или его атмосферную часть (дренажную ветвь);

б) параллельное с радиатором включение в основной контур циркуляции, причем через параллельный контур циркулирует около 5% общего расхода охлаждающей жидкости.

Варианты включения бачков в схему циркуляции показаны в табл. П2 приложения Б.

6.1.5. Тепловая эффективность радиаторов

При рассмотрении характеристик тепловой эффективности автомобильных радиаторов различают две группы параметров:

1. Выходные параметры рабочего процесса радиатора как отдельно взятого теплообменного аппарата, т.е. внутренние факторы, определяющие его потенциальные возможности: теплоотдача, коэффициент теплопередачи, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление. После расчетов и изготовления радиатора эти параметры уточняются экспериментально.

2. Выходные параметры радиатора как элемента системы охлаждения поршневого двигателя данного автомобиля. В этом случае к внутренним факторам добавляются сложные взаимосвязи конструктивных особенностей радиатора с условиями его установки на автомобиле, взаимодействие с вентилятором и водяным насосом, степень загрязнения, нагрузка автомобиля (масса, скорость), атмосферно-климатические условия и состояние дороги.

Единственным показателем, который учитывает в общей форме влияние факторов второй группы и может быть замерен в процессе движения автомобиля, является температура охлаждающей жидкости $t_{ж}$ на входе в радиатор (или весьма близкая ей температура на выходе из двигателя). Стабилизация этой температуры на заданном уровне означает, что количество тепла, отводимого охлаждающей жидкостью от двигателя, равно количеству тепла, отдаваемого радиатором окружающей среде:

$$Q_{дв} = Q_{рад} \quad (1)$$

Специфичность рабочего процесса радиатора состоит в том, что он не может самостоятельно поддерживать оптимальную температуру $t_{ж}$ при переменных внешних условиях и нагрузках двигателя. Предельное рабочее состояние системы жидкостного охлаждения, отказ ее выражаются в перегреве или кипении охлаждающей жидкости. Эти предельные состояния наступают при тяжелых условиях эксплуатации двигателя (автомобиля).

Исследования показали, что влияние температуры окружающего воздуха на температуру $t_{ж}$ незначительно. Обычно начальный температурный напор $\Delta t_{нач}$ называют *постоянной радиатора*

$$\Delta t_{нач} = t_{ж} - t_{атм} = \text{idem},$$

которая на каждые 10°C изменения температуры воздуха $t_{воз}$ составляет изменение на 11°C , т.е. допускаемая ошибка в расчетах незначительна.

Вводя значение $\Delta t_{нач}$ в (1), получим:

$$Q_{дв} = Q_p = Q_{рн} \Delta t_{нач},$$

где $Q_{рн}$ – удельная теплоотдача радиатора, равноценная расходной теплоемкости теплоносителя, Вт/К.

Эту величину можно рассчитать по соотношению:

$$Q_{рн} = \frac{c_{рвозд} \cdot G_{возд} (1 - e^{-B})}{1 + \frac{c_{рвозд} \cdot G_{возд}}{2c_{рж} \cdot G_{ж}} (1 - e^{-B})}. \quad (2)$$

Здесь $c_{рвозд}$ и $c_{рж}$ – теплоемкости воздуха и жидкости, Дж/кг·К;

$G_{возд}$ и $G_{ж}$ – массовые расходы воздуха и жидкости, кг/с

$$\text{и } B = \frac{\alpha_{возд} \cdot H_{гл}}{c_{рвозд} \cdot G_{возд}} = \frac{C}{3600 \cdot c_{рвозд}} \cdot \psi_{фр} \cdot (\rho_{возд} \cdot \omega_{возд})^{n-1},$$

где $\alpha_{возд}$ – коэффициент теплоотдачи радиатора с воздушной стороны, Вт/м²·К; $H_{гл}$ – поверхность охлаждения радиатора с воздушной стороны, м²; C и n – коэффициенты; $\psi_{фр}$ – коэффициент фронтальной компактности радиатора, м/м³; $\rho_{возд}$ – плотность, кг/м³; $\omega_{возд}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, м/с.

6.1.6. Теплопередача в радиаторе

Рассматривая радиатор системы жидкостного охлаждения двигателя как рекуперативный теплообменник необходимо отметить, что практически все количество теплоты, переданной поршневым двигателем в охлаждающую жидкость, рассеивается им в окружающую среду.

Направление потоков в этом теплообменнике в основном перекрестное, т.е. векторы скорости охлаждающей жидкости и воздуха перекрещиваются под прямым углом.

Особенностью процесса теплопередачи в теплопередающих поверхностях остова радиатора любой конструкции (трубчато-пластинчатой или трубчато-ленточной) является изменение температуры теплоносителей в двух направлениях, совпадающих с направлением течения теплоносителей. Температура теплоотдающих поверхностей трубок и ребер изменяется по трем направлениям, что обусловлено тепловым сопротивлением материала сердцевины.

Ввиду сложности исследования процесса теплопередачи изменение температуры поверхностей принято учитывать в суммарном термическом сопротивлении от охлаждающей жидкости к воздуху.

Количество теплоты, рассеиваемое радиатором, является функцией многих переменных:

$$Q = f(K; F; t'_в; t'_{ж}; W'_в; W_{ж}),$$

где K - коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К;

$F, (H)$ - поверхность теплообмена, м²;

$t'_в$ - температура воздуха на входе в радиатор, °С;

$t'_{ж}$ - температура охлаждающей жидкости на входе в радиатор, °С;

$W'_в = c'_в \cdot G'_в$ - расходная теплоемкость воздуха, Дж/К·с;

$W_{ж} = c_{ж} \cdot G_{ж}$ - расходная теплоемкость охлаждающей жидкости, Дж/К·с.

Принимают, что $t'_в$ - соответствует средней температуре воздушного потока перед его входом в радиатор, равная в расчетах 40°С, т.е. не всегда равная температуре окружающей среды.

В расчетах также принимают, что $t'_{ж}$ соответствует температуре охлаждающей жидкости, входящей в подводящий патрубок радиатора,

равной 90°C , при которой она выходит из охлаждаемого двигателя. Тогда количество теплоты, рассеянное радиатором, можно представить в безразмерном виде:

$$\varepsilon = f\left(\frac{K \cdot F}{W_{\min}}; \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right),$$

где $\varepsilon = \frac{Q}{W_{\min} \cdot (t'_{\text{ж}} - t'_{\text{в}})}$ - тепловая эффективность теплообменника;

W_{\min} и W_{\max} -наименьшая и наибольшая расходные теплоемкости теплоносителей.

При перекрестном токе соотношение между ε и $\left(\frac{K \cdot F}{W_{\min}}\right)$ зави-

сит от возможности перемешивания каждого из теплоносителей при прохождении через радиатор. Однако однозначно ответить на вопрос о наличии перемешивания затруднительно даже для охлаждающей жидкости, несмотря на относительно небольшой общий перепад температуры теплоносителей в радиаторе порядка $6 \dots 12^{\circ}\text{C}$ и относительно небольшие размеры жидкостных каналов в радиаторе. Поэтому для случая, когда при тепловом расчете радиатора отношения

$$(W_{\min} / W_{\max}) \leq 0,5 \text{ и } \left(\frac{K \cdot F}{W_{\min}}\right) \leq 2,$$

различия в величине ε в случае перемешивания или неперемешивания потоков теплоносителей не превышают 2 %. С учетом этого обстоятельства принимают, что поток охлаждающей жидкости перемешивается, а поток воздуха не перемешивается. Таким образом, при $W_{\max} = W_{\text{ж}}$

$$\varepsilon = \frac{W_{\max}}{W_{\min}} \cdot [1 - \exp(-\Gamma' \cdot W_{\min} / W_{\max})], \quad (3)$$

где $\Gamma' = 1 - \exp(-K \cdot F / W_{\min})$.

Для удобства расчетов эти характеристики задаются графиками (см. приложение Г, рис. П1).

6.1.7. Методика расчета коэффициента теплопередачи

При определении полного термического сопротивления или коэффициента теплопередачи в основу принимается методика расчета процесса теплопередачи через оребренную стенку. Применительно к радиаторам метод состоит в следующем. Остов радиатора условно разделяют на конечное число элементов (рис. 19), представляющих собой часть стенки с примыкающей к ней частью ребра, полагая, что на “стыках” этих элементов тепловые потоки отсутствуют в направлении, перпендикулярном границе стыка в силу идентичности элементов.

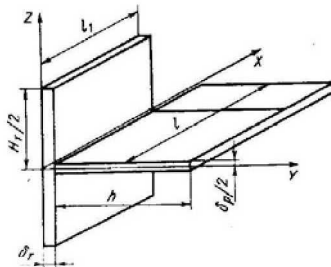


Рис. 19. Элемент радиатора

С одной стороны, элемент толщиной δ_T (см. рис.19) омывается охлаждающей жидкостью с температурой $t_{ж}$ и коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{ж}$. Со стороны оребрения стенка омывается воздухом с температурой $t_{в}$ и постоянным коэффициентом теплоотдачи $\alpha_{в}$ при теплопроводности стенки λ_T .

На основании решения дифференциальных уравнений теплового баланса в стенке и ребре с соответствующими граничными условиями получено значение термического сопротивления теплопередачи:

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{\varepsilon}{\alpha_{ж}}(1 + \Delta),$$

и

$$\alpha_p = \alpha_{в} \left[\frac{(f-1)\eta_p + 1}{f} \right] = \alpha_{в} \cdot \eta_{op},$$

где $f = (F_T + F_{II}) / F_T$ - коэффициент оребрения,

F_T - теплопередающая поверхность стенки (трубок), m^2 ;

F_{II} - теплопередающая поверхность ребра (пластин), m^2 ;

$\eta_{ор}$ - коэффициент эффективности оребрения, равный 0.9;

η_P - коэффициент эффективности ребра;

$$\Delta = \left(1 - \frac{1}{f \cdot \eta_{ор}}\right) \frac{1 - [\text{th}(0.5 \cdot m_{ж} H_T) / (0.5 \cdot m_{ж} H_T)]}{[\text{th}(0.5 \cdot m_{ж} H_T) / (0.5 \cdot m_{ж} H_T)]},$$

где $m_{ж} = \sqrt{\alpha_{ж} / \lambda_T \delta_T}$, $\eta_P = \text{th}(mh) / (mh)$.

Тепловые и гидравлические процессы, протекающие в радиаторах в соответствии со значением R , полученным ранее, и равным сумме термических сопротивлений теплоотдаче $1/\alpha_{ж}$ и $1/\alpha_B$, могут быть рассчитаны при известных краевых условиях и характере течения жидкостей (турбулентном или ламинарном).

Для воздуха используется критериальное уравнение вида

$$Nu = c Re^n,$$

в котором за гидравлический диаметр принимают гидравлический диаметр воздушного канала, а за определяющую температуру – среднюю температуру воздуха в пределах $\Delta T = 50 \dots 52^\circ C$.

Критериальные зависимости принимаются

$$Nu_{ж} = 0.0316 Re_{ж}^{0.8} \quad \text{для } Re_{ж} > 5000;$$

$$Nu_{ж} = 0.0000219 Re_{ж}^{1.65} \quad \text{для } 3400 < Re_{ж} < 5000;$$

$$Nu_{ж} = 0.00105 Re_{ж}^{1.18} \quad \text{для } Re_{ж} < 3400,$$

где $Nu_{ж} = \alpha_{ж} d_{ж} / \lambda_{ж}$ и $Re_{ж} = \frac{\omega_{ж} d_{ж}}{\nu_{ж}}$.

Здесь $d_{ж}$ - гидравлический диаметр трубки радиатора ($d_{эКВ}$), м;

$\lambda_{ж}$ - теплопроводность жидкости, Вт/м·К;

$\omega_{\text{ж}}$ - скорость жидкости, м/с;

$\nu_{\text{ж}}$ - коэффициент кинематической вязкости жидкости, м²/с.

Необходимо отметить, что коэффициент теплоотдачи к воздуху зависит не только от скоростей течения воздуха, но и от геометрии воздушных каналов и определяется, как правило, экспериментальным путём. Статистика аэродинамических и гидравлических характеристик радиаторов позволяет принимать в расчётах (по опытным данным):

а) для радиаторов системы жидкостного охлаждения легковых автомобилей $K = 140 \dots 180 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

б) для радиаторов системы жидкостного охлаждения грузовых автомобилей и тракторов $K = 80 \dots 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Например, коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$, полученные в ходе экспериментов с радиаторами двигателей грузовых автомобилей, у которых величина коэффициента теплоотдачи по воздушной стороне была в пределах $\alpha_{\text{в}} = 115 \dots 120 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, в зависимости от режимов работы двигателя находятся в пределах $465 \dots 3500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Приведённые цифры характеризуют диапазон изменения коэффициента теплопередачи $K = 90 \dots 113 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, т.е. всегда меньшего, чем значение $\alpha_{\text{в}}$.

6.1.8. Определение удельной массы радиатора

Одной из основных задач конструирования радиаторов, которые изготавливаются из дефицитных и дорогостоящих цветных металлов, является снижение их металлоёмкости. В табл. III приложения Г даны основные физико-механические свойства материалов, используемых для изготовления охлаждающих трубок и пластин радиаторов.

Удельная масса теплопередающей поверхности радиатора рассчитывается следующим образом.

Для предварительного расчёта принимают:

$$M_T = F_T \rho_T \delta_T, \quad (4)$$

$$M_{II} = \frac{1}{2} F_{II} \rho_{II} \delta_{II}, \quad (5)$$

где M_T и M_{II} - масса охлаждающих трубок и пластин, кг;

F_T и F_{II} - поверхность теплообмена трубок и пластин, m^2 ;

ρ_T и ρ_{II} - плотность материала трубок и пластин, kg/m^3 ;

δ_T и δ_{II} - толщина материала теплопередающей поверхности, м.

С учётом соотношений (4) и (5) масса радиатора равна

$$M_{ост} = M_T + M_{II} = F_T \rho_T \delta_T + \frac{1}{2} F_{II} \rho_{II} \delta_{II}. \quad (6)$$

С учётом выражения для коэффициента оребрения f поверхность теплообмена радиатора, m^2

$$H = F_T + F_{II} = f F_T. \quad (7)$$

Используя выражения (6) и (7), получим отношение, kg/m^2 :

$$\frac{M_{ост}}{H} = \frac{1}{f} \left[\delta_T \rho_T + \frac{(f-1) \delta_{II} \rho_{II}}{2} \right]. \quad (8)$$

Отношение $M_{ост}/H$, характеризующее массу $1 m^2$ теплопередающей поверхности радиаторов - *удельная масса радиатора*. Из формулы (8) видно, что удельная масса радиатора зависит не только от плотности и толщины используемых материалов, но и от коэффициента оребрения. Очевидно, что повышение коэффициента оребрения при уменьшении расстояния между рёбрами даёт возможность снизить массу теплопередающей поверхности радиатора. Для трубчато-пластинчатых радиаторов средние значения удельной массы радиатора составляют:

а) для трубчато-пластинчатых $\rho_T \delta_T = 1,08...1,32 kg/m^2$;

б) для трубчато-ленточных $\rho_T \delta_T = 0,54...0,71 kg/m^2$.

6.1.9. Основные методы исследования характеристик радиаторов

Несмотря на преимущества трубчато–ленточных радиаторов по указанному параметру, в каждом конкретном случае проводят дополнительные исследования для обоснованного выбора конструктивных параметров охлаждающих пластин согласно РД 37.001.646-98.

Наиболее распространённым методом исследования радиаторов является экспериментальное определение теплотехнических характеристик в виде зависимости количества рассеянной теплоты от расходов теплоносителей:

$$Q_P = f(G_B; G_{ж}).$$

В ходе экспериментов, проводимых с радиаторами различных конструктивных схем, получены зависимости, связывающие значение коэффициента теплоотдачи K , гидравлических потерь ΔP_p воздушного тракта и массовой скорости воздуха $W_{B\rho_B}$ (рис. 20).

Аэродинамическое и гидравлическое сопротивления оцениваются также в зависимости от массовых расходов теплоносителей

$$\Delta P_p = f(G_B)$$

и

$$\Delta P_{ж} = f(G_{ж}).$$

На рис. 21 представлен график изменения коэффициента теплопередачи K от скорости движения охлаждающей жидкости в трубках радиатора и изменения при этом гидравлических потерь $\Delta P_{ж}$ в системе.

Изменение коэффициента теплопередачи K и гидравлического сопротивления ΔP_p от скорости охлаждающего воздуха перед фронтом радиатора показано на рис. 22.

Оценивается, как отмечалось ранее, значение тепловой эффективности радиатора

$$\frac{Q_P}{t'_{ж} - t'_B} = f(G_B; G_{ж}).$$

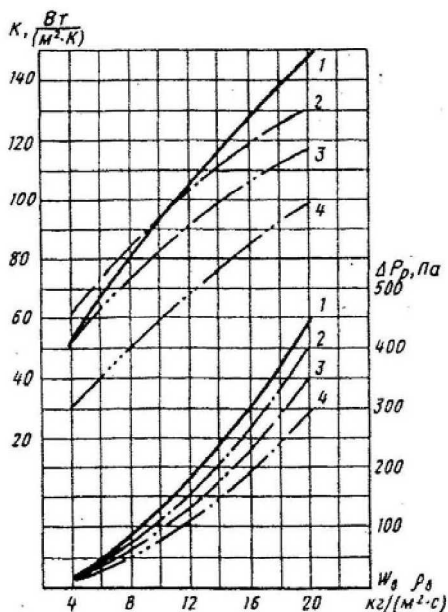


Рис. 20. Коэффициент теплопередачи K и аэродинамическое сопротивление радиаторов P_p в зависимости от массовой скорости воздуха: 1 – шахматное расположение трубок под углом к воздушному потоку, 2 – шахматное расположение трубок, 3 – рядное расположение трубок, 4 – трубчато – ленточные радиаторы

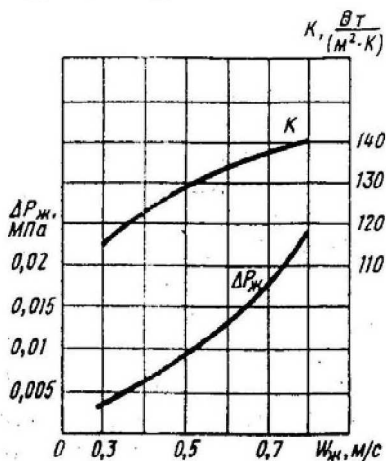


Рис. 21. Влияние скорости охлаждающей жидкости на величины K и $\Delta P_{ж}$ радиатора

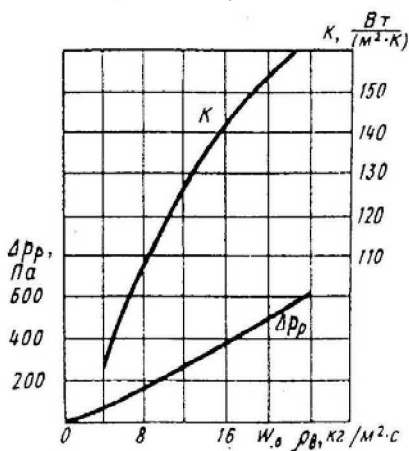


Рис. 22. Влияние скорости охлаждающего воздуха на величины K и ΔP_p радиатора

На основании этих характеристик и с учётом известных соотношений (1, 2, 3, 4 и др.) уточняют значения коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи к воздуху, суммарного аэродинамического сопротивления и сопротивления, распределённого по длине воздушного канала.

Часто используется математическое моделирование, основанное на расчёте теплотехнических характеристик радиатора по заданным конструктивным параметрам. Этот метод более удобен не только потому, что сокращает затраты времени и материальных ресурсов, но и потому, что позволяет провести сравнение более достоверно, с более высокой точностью получаемых результатов. Допустимое отклонение от рассчитанного значения теплопередачи радиатора составляет обычно не более 7 %, а его аэродинамического сопротивления - не более 5 %.

Следует учесть, что высокая неравномерность потока воздуха по фронту радиатора, установленного на автомобиле, неизбежно ведет к увеличению его аэродинамического сопротивления, а значит, к снижению расхода воздуха через него, поскольку доля радиатора в сопротивлении всего воздушного тракта на современном легковом автомобиле составляет 70 %.

Не допустить или снизить потери в расходе воздуха можно за счет увеличения производительности вентилятора с постоянным приводом или времени работы вентилятора с электроприводом.

В ходе исследований была установлена также связь между неравномерностью распределения потока воздуха по фронтальной поверхности радиатора и скоростью движения автомобиля. В частности, доказано, что при скорости менее 80 км/ч неравномерность потока влияет на аэродинамическое сопротивление радиатора довольно сильно, а затем - все меньше и меньше. Причины тому три. Во-первых, как сказано выше, чем меньше средняя скорость воздуха, тем больше это сопротивление увеличивается. Во-вторых, чем меньше скорость автомобиля, тем больше неравномерность потока. В-третьих, общее аэродинамическое сопротивление пропорционально квадрату скорости, поэтому после 80 км/ч данный фактор начинает играть большую, чем неравномерность потока, роль.

Это хорошо видно из рис. 23, на котором приведены данные по дорожным испытаниям автомобиля ВАЗ-2108 при снятых вентиляторе и кожухе. При уменьшении скорости автомобиля средняя скорость воздуха, протекающего через радиатор, снижается, а коэффициент v неравномерности воздушного потока (коэффициент вариации), наоборот, заметно увеличивается. При установленных же вентиляторе и кожухе неравномерность потока еще значительнее. Неравномерность обусловлена, главным образом, относительно небольшими размерами воздухозаборных отверстий в передней части кузова и асимметричным их расположением. Радиатор, конечно, выравнивает поток, но стоящие за ним вентилятор и кожух снова его искажают, особенно если вентилятор выключен.

Данный вывод иллюстрирует рис.24, где изображена эпюра поля разностей (ΔV) реальных скоростей потока по фронтальной поверхности радиатора и скоростей набегающего равномерного потока в двух случаях - при отсутствии и наличии кожуха и вентилятора. (На этом рисунке l - ширина радиатора, h - его высота.) По эпюре легко устанавливается, что ступица вентилятора тормозит поток воздуха сильнее (нижняя точка), чем кожух. Причина понятна: ступица имеет значительные размеры и располагается очень близко к поверхности радиатора, а кожух захватывает лишь 80 % этой поверхности, поэтому на участке, не закрытом кожухом, поток ускоряется (самая правая часть эпюры).

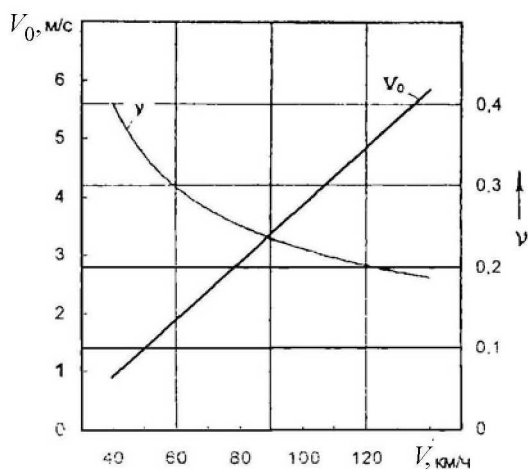


Рис. 23. Зависимость средней скорости воздуха и коэффициента неравномерности скоростей на входе в радиатор от скорости движения автомобиля

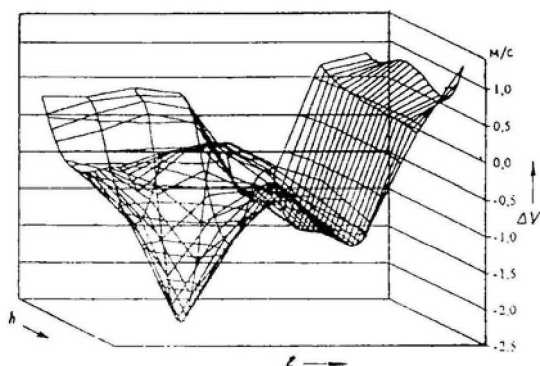


Рис. 24. Эпюра поля разностей скоростей при снятых и установленных вентиляторе и кожухе

Оценивая в целом результаты исследований, можно сказать: неработающий вентилятор с кожухом, по сравнению со случаем, когда вентилятора и кожуха нет, увеличивает потери давления потока приблизительно на 30 %. Причем если подсчитать, то оказывается, что это больше, чем сумма потерь давления на отдельно взятых радиаторе, вентиляторе и кожухе.

Все дело в том, что кожух и вентилятор создают неравномерный поток, приводящий к увеличению сопротивления самого радиатора.

Таким образом, во-первых, распространенные сейчас на легковых автомобилях электровентиляторы полезны лишь для тех режимов движения автомобиля, когда набегающего потока для охлаждения двигателя недостаточно. В остальных же случаях они, наоборот, мешают движению этого потока, хотя должны бы способствовать его максимальному использованию.

Во-вторых, хорошая организация набегающего потока в предрадиаторной камере - одно из условий рационального использования его энергии.

6.1.10. Методика ориентировочного расчёта радиатора системы жидкостного охлаждения

Ориентировочный расчёт радиатора системы жидкостного охлаждения выполняется на стадии проектной разработки системы охлаждения на основе теплового расчёта проектируемого двигателя – теплового баланса и предполагаемого назначения двигателя, условий (режимов) его эксплуатации.

Расчёт проводится в следующем порядке:

1. Оценивается поверхность охлаждения остова радиатора, m^2 :

$$H = \frac{Q_{\text{ж}}}{K(T_{\text{ср.вод}} - T_{\text{ср.возд}})},$$

где $Q_{\text{ж}}$ - количество тепла отводимого охлаждающей жидкостью (вода, антифриз) тепла, Дж/с;

K - коэффициент теплопередачи, принимаемый по статистическим данным, $Вт/м^2 \cdot К$;

$T_{\text{ср.вод}}$ - средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе, К;

$T_{\text{ср.возд}}$ - средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, К.

2. Определяется расход охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор, кг/с

$$G_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{ж}}}{c_{\text{ж}}(T_{\text{вод.вх}} - T_{\text{вод.вых}})},$$

где $c_{\text{ж}}$ - теплоёмкость охлаждающей жидкости, Дж/кг·К;

$(T_{\text{вод.вх}} - T_{\text{вод.вых}}) = \Delta T$ - температурный напор при принудительной циркуляции жидкости, К;

$T_{\text{вод.вх}}$ - оптимальное значение температуры системы жидкостного охлаждения, принимаемое в интервале 353...368 К (80...95 °С).

3. Определяется средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе:

$$T_{\text{ср.вод}} = \frac{(T_{\text{вод.вх}} + T_{\text{вод.вых}})}{2} = \frac{(T_{\text{вод.вх}} - \Delta T_{\text{вод.вых}})}{2}.$$

Обычно $T_{\text{ср.вод}}$ для автомобильных и тракторных двигателей находятся в пределах $T_{\text{ср.вод}} = 358...365 \text{ К}$ (85...92°С).

4. Количество воздуха (кг/с), проходящего через радиатор, при условии, что всё тепло $Q_{\text{ж}}$ передаётся воздуху $Q_{\text{ж}} = Q_{\text{возд}}$:

$$G'_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{c_{\text{возд}}(T_{\text{возд.вых}} - T_{\text{возд.вх}})},$$

где $(T_{\text{возд.вых}} - T_{\text{возд.вх}}) = \Delta T_{\text{возд}}$ - температурный перепад в остове радиатора, составляющий в среднем 20...30°С. При расчётной температуре $T_{\text{возд.вх}} = 313 \text{ К}$ (40°С).

5. Определяется средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + T_{\text{возд.вых}}}{2} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} - \Delta T_{\text{возд}})}{2}.$$

Обычно для автомобильных и тракторных двигателей $T_{\text{ср.возд}}$ находятся в пределах $T_{\text{ср.возд}} = 323 \dots 328 \text{ К}$ ($50 \dots 55^\circ \text{С}$).

6. По значениям параметров, найденных по формуле (1), (2), (3) и статистических величин коэффициента K находят поверхность охлаждения радиатора, м^2

$$H = \frac{Q_{\text{ж}}}{\left\{ K \left[\left(\frac{T_{\text{вод.вх}} + T_{\text{вод}}}{2} \right) - \left(\frac{T_{\text{возд.вх}} + T_{\text{возд}}}{2} \right) \right] \right\}}.$$

На основе нескольких вариантов расчёта охлаждающей поверхности радиатора переходят к уточнённому расчёту конкретной величины, положенной в основу конструкции радиатора. Этот расчет включает в себя все элементы расчета, изложенные ранее в парагр. 6.1.3... 6.1.10.

Ориентировочный и уточнённый расчет радиатора приводится при выполнении студентами курсовой работы [10].

6.1.11. Испытания радиаторов

Цель испытаний состоит в определении соответствия характеристик и показателей надежности радиаторов требованиям действующей нормативно – технической документации.

В ходе испытаний головных образцов вновь спроектированных и изготовленных радиаторов оценивается их технический уровень и возможные пути повышения тепловой эффективности, снижения металлоёмкости, повышения надежности и других параметров.

Испытание радиаторов производится на специальных стендах в соответствии с требованиями РД 37.001.646-98, по которым измеряются:

- расходы холодного и горячего теплоносителей:

$$G_{\text{х}}; G_{\text{г}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

- температуры горячего и холодного теплоносителей на входе и выходе из радиатора, а также перепад температур:

$$t_{x_1}; t_{x_2}; t_{\Gamma_1}; t_{\Gamma_2}; \Delta t_x; \Delta t_{\Gamma}.$$

По найденным величинам вычисляется:

- приведённая теплоотдача радиатора $Q_{\text{пр}}$, кВт:

$$Q_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot (t_{\Gamma_{\text{прив}}} - t_{x_{\text{прив}}})}{t_{\Gamma_1} - t_{x_1}},$$

где $t_{x_{\text{прив}}} = 20^{\circ}\text{C}$; $t_{\Gamma_{\text{прив}}} = 80 \pm 2^{\circ}\text{C}$, тогда $Q_{\text{пр}}$ равно

$$Q_{\text{пр}} = \frac{60 Q_{\text{в}}}{t_{\Gamma_1} - t_{x_1}};$$

- гидравлические сопротивления со стороны холодного и горячего теплоносителей: ΔP_x ; ΔP_{Γ} , Па.

Полученные результаты оформляют в виде графиков для различных режимов работы радиатора. При этом температура атмосферного воздуха принимается в пределах от 15 до 30°C, температура охлаждающей жидкости $80 \pm 2^{\circ}\text{C}$. Стационарность теплового режима выдерживается в пределах отклонений $\Delta t = 0,5^{\circ}\text{C}$ за 10 минут и $\Delta G_{\text{ж}}$ не более 2 % для установленного при измерениях значения.

Испытания проводятся на стенде “Тепловая аэрогидравлическая труба” (рис. 25), в котором от горячего теплоносителя, циркулирующего через радиатор с расходом G_{Γ} , с определённой начальной температурой t_{Γ_1} , поддерживаемой за счёт подвода тепла $Q_{\text{в}}$ от постороннего источника (электроподогревателей), отводится такое же количество тепла с постоянным расходом G_{Γ} и постоянной температурой t_{Γ_1} . По измеренным составляющим теплового баланса расчётным путём определяются теплоотдача, массовый расход, потери давления и другие функциональные характеристики.

Показатели надёжности радиатора определяются при следующих испытаниях на специальных стендах:

- герметичность (при $p = 0,1$ МПа в течение 5 минут);
- качество паяных соединений (разрушением);

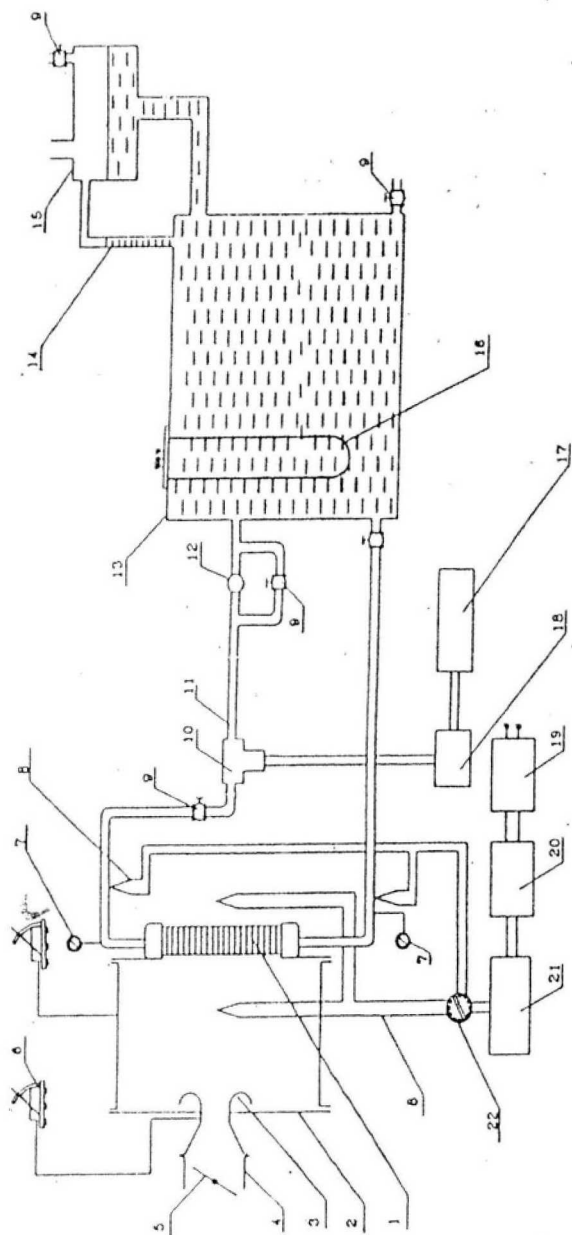


Рис. 25. Схема стенда "Тепловая аэродинамическая труба":

- 1 – радиатор (радиатор отопителя); 2 – камера; 3 – коллектор; 4 – входной патрубок вентилятора; 5 – заслонка с дистанционным управлением; 6 – микроманометр; 7 – датчик давления воды; 8 – термометр; 9 – вентиль; 10 – турбинный датчик расхода; 11 – измерительный участок; 12 – водяной насос; 13 – бак подогрева воды; 14 – паровоздушная труба; 15 – компенсационный бак; 16 – электронагреватель; 17 – частотомер; 18 – усилитель УД1; 19 – усилитель Ф305; 20 – переключатель; 21 – погнениометр; 22 – переключатель термометр

- стойкость к циклическим изменениям внутреннего давления (0...0,18 МПа, 10^4 циклов);
- стойкость к внешнему вибрационному воздействию (10^6 циклов);
- стойкость к высокотемпературному (+130°C) и низкотемпературному (-40°C) воздействиям;
- стойкость к циклическому воздействию температуры (100...120°C, 10^4 циклов);
- стойкость к скручиванию ($50 \cdot 10^3$ циклов);
- стойкость к коррозионному воздействию (72 часа в атмосфере NaCl).

Масса радиаторов оценивается взвешиванием с точностью 0,005 кг. Масса остова определяется расчётом по номинальным размерам, приведённым в конструкторской документации.

Перед стендовыми испытаниями производятся замеры установочных, присоединительных и габаритных размеров радиаторов и их конструктивных элементов (остова, трубок, лент и др.), а также массы в соответствии с требованиями конструкторской документации. Полученные результаты заносят в таблицу (табл. 5).

Пример заполнения таблицы по результатам замеров радиатора системы охлаждения двигателя представлен ниже (согласно РД 37.001.646-98) для объектов испытаний, принятых службой технического контроля.

6.2. Конструкция и методы расчёта жидкостных насосов

В главе 4 было кратко рассмотрено устройство жидкостных насосов, применяемых в системах жидкостного охлаждения поршневых двигателей. Это, как правило, центробежные насосы. Принципиально любой из них может быть рассмотрен как агрегат, состоящий из трёх частей (рис. 26): полости нагнетания (спиральный корпус), присоединительного фланца и выпускной полости (патрубок). Основными деталями являются рабочее колесо (крыльчатка) 4 и спиральный корпус 1.

Из выпускного патрубка этих насосов охлаждающая жидкость поступает в рабочее колесо. При этом в каналах рабочего колеса отмечается замедление течения. Из рабочего колеса жидкость, получившая приращение энергии, поступает в отводящее устройство, предназначенное для отвода и направления жидкости с минималь-

Таблица 5

Результаты замера радиатора

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Величина
1	Структура /соединение /число ходов	-	-	ТЛ/Па/2
2	Габариты остова в направлении:			
	- движения горячего теплоносителя	L_T	мм	435
	- перпендикулярном L_T	L	мм	375
	- движения холодного теплоносителя	L_X	мм	30
3	Материал трубок			Латунь
4	Число рядов трубок по глубине	-	-	1
5	Наружные размеры сечения трубок	$a \times b$	мм	2,2x25
6	Шаг трубок по фронту	$t_{фр}$	мм	9,2
7	Число трубок по фронту	-	-	40
8	Общее количество трубок	-	-	40
9	Материал оребряющих лент (пластин)	-	-	Медь
10	Способ интенсификации теплообмена на поверхностях оребряющих лент	-	-	Жал
11	Высота гофр лент	h_x	мм	7,0
12	Шаг гофр оребряющих лент (пластин)	$t_{п}$	мм	3,3
13	Количество оребряющих лент (пластин)	-	-	41
14	Толщина:			
	- стенок трубок	δ_T	мм	0,15
	- оребряющих лент (пластинок)	$\delta_{п}$	мм	0,07
15	Площадь фронта остова	$F_x = L \cdot L_T$	м ²	0,163
16	Объём остова радиатора	V	дм ³	4,9
17	Поверхность теплообмена общая	H_p	м ²	5,39
18	Масса:			
	- остова (расчётная)	$M_{ост}$	кг	3,4
	- радиатора	M_p	кг	4,43
Примечание: ТЛ – трубчато-ленточная; Па – паяная; Жал – жалюзийные просечки				

ными потерями и преобразования кинетической энергии в энергию давления.

В жидкостных насосах автомобильных двигателей отводящие устройства выполняют также в виде спирального корпуса, из которого жидкость поступает в охлаждающие полости двигателя. В двухрядных

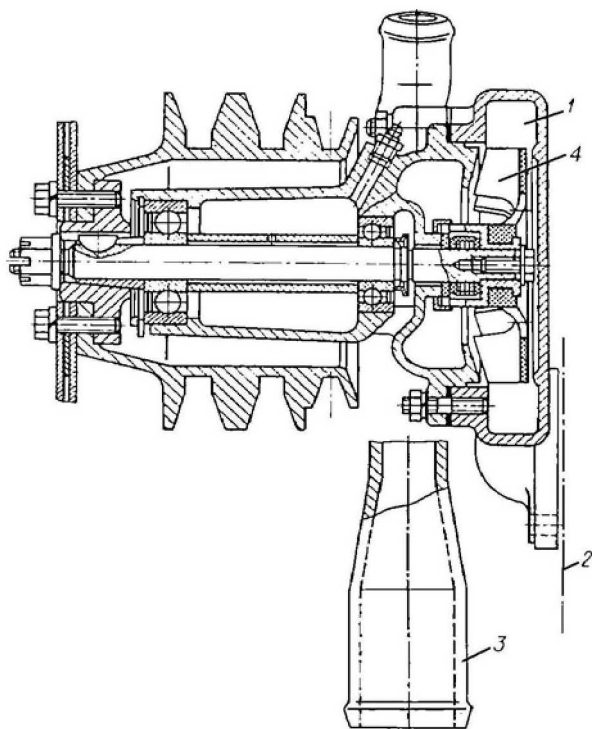


Рис. 26. Жидкостный насос системы охлаждения:
 1 – полость нагнетания; 2 – место расположения переднего
 торца блока; 3 – выпускной патрубок; 4 – крыльчатка

двигателях иногда предусмотрены два отвода из спирального корпуса для получения более равномерного распределения потока (причём наиболее благоприятным является симметричное расположение отводов).

Основными характеристиками насоса являются подача $G_{\text{ж}}$ (кг/с, $\text{м}^3/\text{с}$), напор P ($\text{Н}/\text{м}^2$), мощность, потребляемая насосом $N_{\text{н}}$ (Вт), КПД насоса $\eta_{\text{н}}$. Все характеристики насоса соответствуют определённой частоте вращения рабочего колеса $n_{\text{н}}$.

КПД насоса при объемной подаче определяется по формуле:

$$\eta_{\text{н}} = \rho \cdot G_{\text{ж}} \cdot P / 1000 N_{\text{н}} .$$

Обычно характеристики жидкостных насосов представляют в виде универсальных характеристик (рис.27), которые показывают изменение напора и мощности, потребляемой насосом, в зависимости от подачи при различной частоте вращения рабочего колеса, а также линии равного КПД [12].

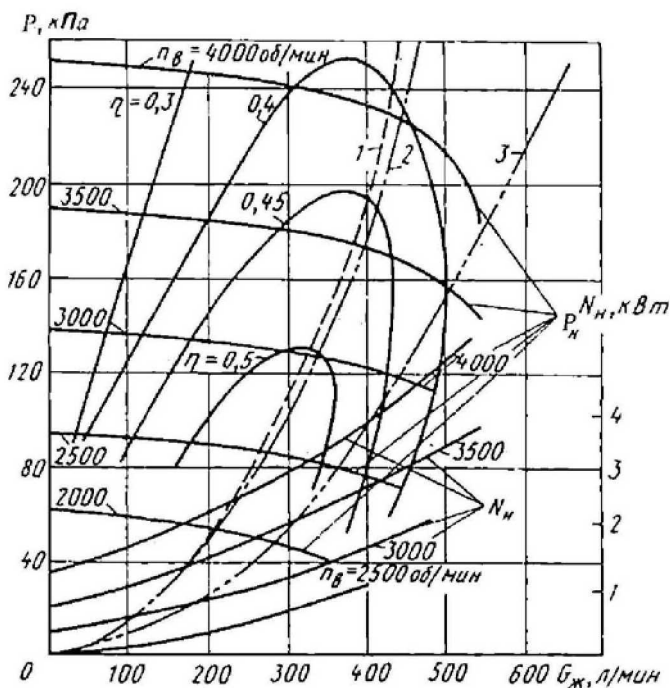


Рис. 27. Универсальная характеристика жидкостного насоса: 1-3 – сопротивления гидравлического контура системы охлаждения соответственно расчётное, экспериментальное и суммарное с перепускным каналом

В процессе экспериментального определения характеристик насоса на специальном оборудовании его рабочее колесо соединяют с приводом, позволяющим изменить частоту вращения и измерить подводимую к насосу мощность. Изменение подачи насоса при постоянной частоте вращения осуществляется при изменении

гидравлического сопротивления замкнутой системы, в которую включен насос, путём дросселирования потока в нагнетающей магистрали.

Исследуемые параметры насоса определяют путём изменения частоты вращения рабочего колеса, подведённой мощности, подачи насоса, разности давлений на выходе и входе в насос. Обычно характеристики насоса устанавливаются при работе на воде; причём температура воды и давление в баке стенда поддерживаются постоянными.

Одной из особенностей работы жидкостных насосов является образование паровоздушных пузырьков на линии всасывания насоса, когда статическое давление меньше давления парообразования. Образование паровоздушных пузырьков в лопаточном канале изменяет характер течения жидкости в нём и оказывает влияние на напорную характеристику насоса. Перемещение пузырьков в зону повышенного давления приводит к его “захлопыванию”, сопровождающемуся шумом, и разрушению материала деталей насоса (явление кавитации).

Давление, при котором возникает явление кавитации, определяется экспериментально и является одной из важных эксплуатационных характеристик насоса. При работе насоса в системе охлаждения необходимо обеспечить поддержание статического давления на входе в насос больше экспериментально определённого давления начала кавитации.

6.2.1. Расчёт размеров рабочего колеса (крыльчатки) и спирального корпуса на основе универсальных характеристик насоса

Исходными данными для расчёта являются необходимая подача насоса и развиваемый им напор.

Подача насоса определяется из уровня обеспечения заданного теплоотвода от деталей двигателя и обеспечения необходимой теплоотдачи радиатора.

В зависимости от выбранной подачи насоса вычисляется создаваемый напор, определяемый величиной гидравлического сопротивления системы охлаждения.

На основании обобщённых данных по системам охлаждения двигателей автомобилей рекомендуется зависимость:

$$P = 2,3 \cdot V_h^{0,335} \cdot G_{\text{ж}}^2, \quad (9)$$

где P – напор в кПа; V_h – рабочий объём двигателя внутреннего сгорания, л; $G_{\text{ж}}$ – расход охлаждающей жидкости, л/мин.

Уравнение (9) определяет гидравлическое сопротивление радиаторного контура без учёта трения жидкости во вспомогательных ветвях.

Обычно определение геометрических параметров насоса осуществляется на основании хорошо зарекомендовавшей себя его конструкции, для D_2 - наружного диаметра крыльчатки.

В этом случае используются безразмерные характеристики насоса:

$$\bar{P} = P / \rho \omega^2 D_2^2; \quad (10)$$

$$\bar{G}_{\text{ж}} = G_{\text{ж}} / \omega^2 D_2^3; \quad (11)$$

$$\bar{N}_{\text{H}} = N_{\text{H}} / \rho \omega^3 D_2^5. \quad (12)$$

Из выражений (10) и (11) с учётом формулы (9) можно записать:

$$P = c \cdot G_{\text{ж}}^2 \cdot D_2^4, \quad (13)$$

где c – коэффициент пропорциональности для рассматриваемого двигателя.

После построения на безразмерной характеристике насоса характеристики гидравлической сети по уравнению (13) для выбранного значения D_2 находят точку её пересечения с кривой напора, а затем определяют значения \bar{P} и $\bar{G}_{\text{ж}}$. По этим значениям, по уравнению (10) или (11) рассчитывают D_2 и ω . Остальные размеры рабочего колеса и спирального корпуса пересчитывают пропорционально диаметру рабочего колеса.

Жидкостный насос обеспечивает циркуляцию охлаждающей жидкости не только через полости охлаждения двигателя и охлаждающие трубки, но и через дополнительные перепускные каналы, а также агрегаты, в которых охлаждающая жидкость двигателя используется в качестве теплоносителя.

6.2.2 Расчёт насоса по расходной характеристике

6.2.2.1. Определение основных параметров жидкостного насоса

Расчётная производительность насоса определяется с учётом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую, м³/с:

$$G_{\text{ж.п}} = G_{\text{ж}} / \eta ,$$

где $\eta = 0.8 \dots 0.9$ - коэффициент подачи.

Циркуляционный расход жидкости в системе охлаждения двигателя:

$$G_{\text{ж}} = Q_{\text{в}} / (c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}}) ,$$

где $\Delta T_{\text{ж}}$ - температурный перепад жидкости в радиаторе, равный 6...12 К.

Входное отверстие насоса должно обеспечить подвод расчётного количества жидкости. Это достигается при выполнении условия:

$$G_{\text{ж.п}} / c_1 = \pi (r_1^2 - r_0^2) , \quad (14)$$

где $c_1 = 1 \dots 2$ - скорость жидкости на входе, м/с;

r_1 и r_0 - радиус входного отверстия и ступицы крыльчатки, м.

Из равенства (14) определяют радиус входного отверстия крыльчатки:

$$r_1 = \sqrt{G_{\text{ж.п}} / \pi c_1 + r_0^2} .$$

Окружная скорость схода жидкости:

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{P_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} \cdot \eta_{\text{h}})} ,$$

где α_2 и β_2 - углы между направлениями скоростей c_2 , u_2 и ω_2 (рис.28,б);

$P_{\text{ж}} = (5 \dots 15) \cdot 10^4$ - напор, создаваемый насосом, Па;

$\eta_{\text{h}} = 0,6 \dots 0,7$ - гидравлический КПД.

При построении профиля лопатки крыльчатки принимают угол $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$, а угол $\beta_2 = 12 \dots 50^\circ$. С увеличением β_2 растёт напор,

создаваемый насосом, поэтому иногда этот угол берут равным 90° (радиальные лопатки). Однако увеличение β_2 приводит к уменьшению КПД насоса.

Радиус крыльчатки на выходе, м:

$$r_2 = 30u_2 / (\pi n_{в.н}) = u_2 / \omega_{в.н} ,$$

где $n_{в.н}$ - частота вращения крыльчатки в минуту, об/мин;

$\omega_{в.н}$ - угловая скорость крыльчатки, 1/с.

Окружная скорость определяется из равенства:

$$u_1 / r_1 = u_2 / r_2 ,$$

откуда $u_1 = u_2 r_1 / r_2$, м/с.

Если угол α_1 между скоростями c_1 и u_1 равен 90° , то угол β_1 находится из соотношения:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 / u_1 .$$

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (рис.28,а) определяется из выражений:

$$b_1 = \frac{G_{ж.п}}{(2\pi r_1 - z\delta_1 / \sin \beta_1) c_1} ;$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.п}}{(2\pi r_2 - z\delta_2 / \sin \beta_2) c_r} ,$$

где $z = 3 \dots 8$ - число лопаток на крыльчатке;

δ_1 и δ_2 - толщина лопатки у входа и выхода, м;

c_r - радиальная скорость схода, м/с:

$$c_r = P_{ж} \operatorname{tg} \alpha_2 / (\eta_h \rho_{ж} u_2) .$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток жидкостного насоса изменяется в пределах $b_1 = 0,010 \dots 0,035$ м, а на выходе -

$$b_2 = 0,004 \dots 0,025 \text{ м.}$$

6.2.2.2. Построение профиля лопатки рабочего колеса

Построение лопатки насоса приведено на рис. 28,б и заключается в следующем. Из центра O радиусом r_2 проводят внешнюю окружность и радиусом r_1 - внутреннюю. На внешней окружности в произвольной точке B строят угол β_2 . От диаметра, проходящего через точку B , откладывают угол $\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна из сторон этого угла пересекает внутреннюю окружность в точке K . Через точки B и K проводят линию BK до вторичного пересечения с внутренней окружностью (точка A). Из точки L , которая является серединой отрезка AB , восстанавливают перпендикуляр до пересечения его с линией BE в точке E . Из точки E через точки A и B проводят дугу, представляющую собой искомое очертание лопатки.

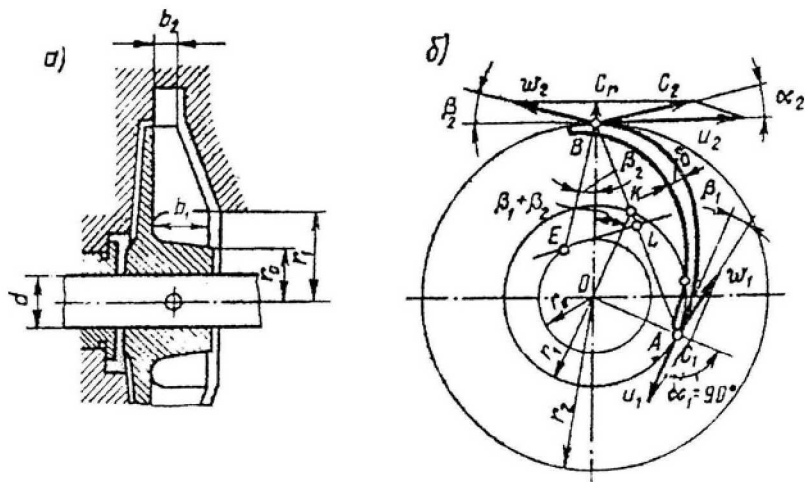


Рис. 28. Схема построения профиля лопатки водяного насоса

Мощность, потребляемая насосом, находится по формуле:

$$N_{\text{н}} = G_{\text{ж.р}} \cdot \rho_{\text{ж}} P_{\text{ж}} / (1000 \eta_{\text{м}}),$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,7 \dots 0,9$ - механический КПД жидкостного насоса.

Величина $N_{\text{н}}$ составляет обычно $0,5 \dots 1,0$ % от номинальной мощности двигателя.

6.3. Расчёт вентилятора жидкостной системы охлаждения

6.3.1. Условия работы вентиляторов

Внешним теплоносителем, отбирающим теплоту от охлаждающей жидкости в системах охлаждения автомобильных двигателей, является воздух. Магистраль, по которой воздух подводится к радиатору и отводится от него, называется *воздушным трактом* системы охлаждения. Одной из основных особенностей автомобильных систем охлаждения является отсутствие специальных изолированных каналов подвода и отвода воздуха в воздушном тракте. Не анализируя подробно всё многообразие конструктивных схем выполнения воздушного тракта жидкостных систем охлаждения автомобильных двигателей, можно выделить основные признаки компоновки воздушного тракта.

Радиатор и двигатель по направлению течения воздуха могут располагаться *последовательно* (когда воздушный поток, прошедший через радиатор, обдувает двигатель, причем двигатель может быть расположен за радиатором по потоку воздуха и перед ним) и *параллельно* (когда воздушный поток, прошедший через радиатор, не обдувает двигатель или является частью воздушного потока, обдувающего двигатель).

Направление воздушного потока через остов радиатора может быть *параллельным* продольной оси автомобиля *перпендикулярным* продольной оси автомобиля или направленным к продольной оси автомобиля *под углом*. В первом случае радиатор может быть расположен не только в передней части автомобиля.

Циркуляция воздуха через радиатор осуществляется за счет скоростного давления воздуха при движении автомобиля и от специального нагнетателя системы охлаждения (например, вентилятора). Вентилятор системы охлаждения может приводиться во вращение непосредственно от двигателя через механические передачи и соединительные муфты, а также посредством специальных передач (например, электрических или гидравлических).

Наибольшее распространение получили схемы с последовательным расположением радиатора и двигателя, при которых воздух проходит через остов радиатора (установленного в передней части автомобиля) параллельно продольной оси автомобиля, и схемы с размещением радиатора в передней части автомобиля.

Расход воздуха через остов радиатора определяется условием равновесия давления воздуха (рис.29), при котором сумма давлений, развиваемых вентилятором и движением автомобиля, равна потере давления в воздушном тракте при этом расходе $\Delta P_{в.тр}$, Па:

$$P_B + c \frac{\rho_B V_a^2}{2} = \Delta P_{в.тр} , \quad (15)$$

где P_B - давление, развиваемое вентилятором, Па;

c - коэффициент использования скоростного давления автомобиля;

ρ_B - плотность воздуха, кг/м³;

V_a - скорость движения автомобиля, м/с.

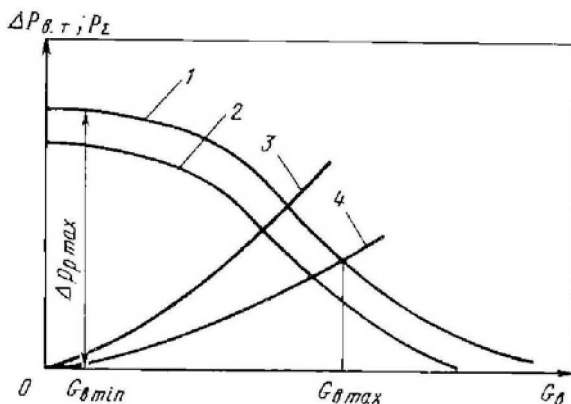


Рис. 29. Зависимость давления вентилятора и потери давления в воздушном тракте от расхода воздуха: 1 – суммарное давление, развиваемое вентилятором и автомобилем; 2 – давление, развиваемое вентилятором; 3 и 4 – потери давления соответственно в воздушном тракте и воздушной магистрали

Коэффициент c зависит от расположения радиатора и от конструктивного исполнения воздухозаборных отверстий. При расположении радиатора в передней части автомобиля, когда воздушный поток параллелен продольной оси автомобиля, и при $F_{л} \ll F_a$ считаем, что $c \approx 1$, где F_a - площадь поперечного сечения

передней части автомобиля, где расположен радиатор, $F_{л}$ - суммарная площадь отверстий.

В жидкостных системах охлаждения автомобильных двигателей используются практически только осевые вентиляторы. Осевые вентиляторы - это гидравлические машины с рабочим лопаточным колесом, при вращении которого воздух перемещается между лопатками в осевом направлении, давление воздуха за лопатками увеличивается. Рабочие колеса осевых вентиляторов (рис. 30) состоят из втулок и прикрепленных к ним лопаток либо формируются из пластмассы. Обычно рабочие колеса осевых вентиляторов расположены в корпусе - кожухе вентилятора, который ограждает наружные концы лопастей и соединяет проходное сечение вентилятора с воздушной магистралью. Обычно кожух крепится к остову радиатора.

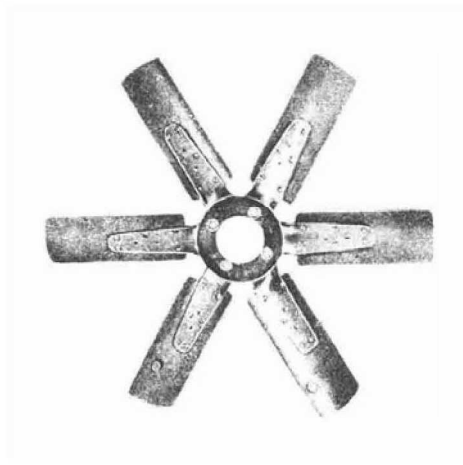


Рис. 30. Вентилятор системы охлаждения

Стенки, ограждающие лопасти, оказывают двойное воздействие на течение жидкости в рабочем колесе. Трение о стенку вызывает искажение поля скоростей (вблизи неё скорости уменьшаются до нуля). Кроме того, разность давления между лицевой стороной профиля лопатки и тыльной стороной соседнего профиля создает движение воздуха вблизи стенки от лицевой стороны к тыльной стороне соседнего профиля. Это вторичное течение происходит вблизи торцовых стенок, где скорости малы, поэтому перепад

давления не может быть уравновешен действием центробежных сил. В результате такого вторичного движения вблизи торцовых стенок образуется вихревое движение. Так как на образование этих парных вихрей расходуется часть энергии потока, то КПД вентилятора снижается.

На основании экспериментальных данных можно принять

$$\eta_l = \eta_\infty (1 - 1/l) , \quad (16)$$

где l – высота лопадки, мм;

η_∞ - КПД вентилятора с учётом только профильных потерь;

η_l - КПД с учётом концевых потерь.

Наличие радиального зазора между рабочими лопастями и корпусом обуславливает перетекание жидкости через зазор от лицевой стороны профиля к тыльной.

КПД вентилятора при возрастании зазора δ до 1 % высоты лопастей остается практически неизменным.

Для $\delta/l \geq 0,01$

$$\eta_{\delta,l} = \eta_\infty [1 - 1/l - K_\delta (\delta/l - 0,01)] , \quad (17)$$

где $K_\delta \approx 3\sqrt{\theta}$, θ - степень реверсивности:

$$\theta = 1 - (c_2^2 - c_1^2) / 2(\omega_1^2 - \omega_2^2) .$$

В этом случае давление вентилятора:

$$P_{\delta,l} = P_T [1 - (1,5 + K'_\delta \delta) / l] , \quad (18)$$

где $K'_\delta = 1,5K_\delta$ и $P_T = \rho(\omega_1^2 - \omega_2^2) / 2$.

Вентиляторы систем жидкостного охлаждения обычно расположены вблизи объектов, возмущающих воздушный поток (как перед вентилятором, так и непосредственно за ним). Турбулентность втекающего воздуха вызывает местные пульсации угла атаки на лопастях и связанные с ними нестационарные подъемные силы. Турбулентные пограничные слои на поверхности лопасти также оказывают влияние на циркуляцию вокруг лопасти вентилятора и подъемную силу. Для осевых вентиляторов радиальный зазор может составить 25 мм. Из формул (17) и (18) получим $P_{\delta,l} / P_T \approx 0,3$ и $\eta_{\delta,l} / \eta_\infty \approx 0,5$.

С учетом влияния возмущения и неравномерности воздушного потока эти величины могут быть еще меньше. Использовать классические методы расчета осевых вентиляторов с учетом влияния многообразных условий установки на рабочие характеристики вентилятора затруднительно. Поэтому характеристики автомобильных вентиляторов определяют экспериментально.

Характеристики вентилятора представляют собой зависимость развиваемого давления, потребляемой мощности и КПД от расхода воздуха для одного или нескольких фиксированных значений частоты вращения рабочего колеса (рис.31).

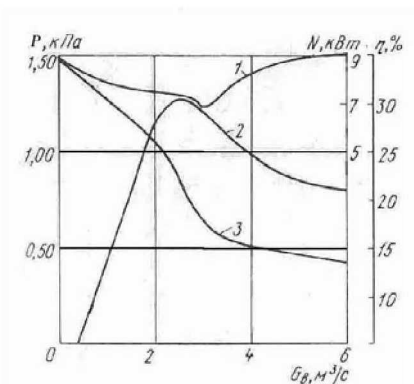


Рис. 31. Характеристика вентиляторов при $n_v = 3500$ об/мин, $D_v = 0,525$ м: 1-3 – соответственно мощность N , КПД η и давление P , развиваемое вентилятором

Характеристики определяются на специальной установке, которая состоит из камеры давления, вентилятора наддува и входного мерного патрубка. Исследуемый вентилятор устанавливают на фланец приводного вала, соединенного с балансирным электродвигателем.

При фиксированной частоте вращения исследуемого вентилятора путем дросселирования отверстия на входе в вентилятор наддува изменяют режим его работы и измеряют установившийся расход воздуха, статическое давление вентилятора, частоту вращения и крутящий момент. Полное давление вентилятора находят как сумму статического и динамического давлений, Па:

$$P = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} = P_{\text{ст}} + 8\rho \frac{G_{\text{в}}^2}{\pi^2 D_{\text{в}}^4},$$

где $D_{\text{в}}$ - наружный диаметр лопастей вентилятора, м.

Для упрощения обработки экспериментальных данных и пересчёта характеристик на разные значения частот вращения используют безразмерные характеристики. В соответствии с ГОСТ 10616-88*:

коэффициент производительности

$$\varphi = 4G_{\text{в}} / \pi D_{\text{в}}^2 u; \quad (19)$$

коэффициент давления

$$\psi = 2P / \rho u; \quad (20)$$

коэффициент мощности

$$\lambda = 4000N / \rho \pi D_{\text{в}}^2 u^3, \quad (21)$$

где $u = \pi D_{\text{в}} n / 60$ - окружная скорость концов лопастей, м/с;

$G_{\text{в}}$ - производительность вентилятора, м³/с;

P - полное давление вентилятора, Па;

N - мощность, потребляемая вентилятором, кВт.

Из равенств (19), (20) и (21) следует, что

$$\eta = \varphi \psi / \lambda.$$

Пример безразмерной характеристики показан на рис.32.

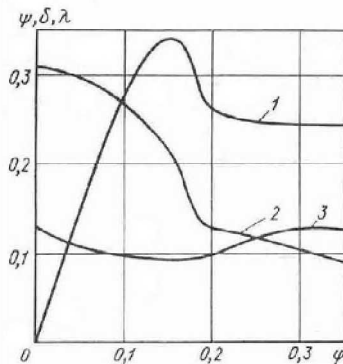


Рис. 32. Безразмерная характеристика вентилятора:

1-3 – соответственно η , ψ и λ

Обычно характеристики вентилятора определяют при его установке в кожух аналогично установке на автомобиле. Возмущения воздушного потока перед и за вентилятором не воспроизводятся.

Найденные в этих условиях характеристики служат для оценки влияния на них конструктивных параметров вентилятора и установления мощности, потребляемой вентилятором. На рис.33 показаны безразмерные характеристики вентиляторов, отличающихся углом установки лопастей β_X . Увеличение угла установки вызывает повышение давления вентилятора, однако при этом уменьшается его КПД, т.е. непропорционально увеличивается потребляемая мощность. На рис. 34 представлены безразмерные характеристики вентилятора, устанавливаемого в кожухе с различными, радиальными зазорами $\bar{\delta} = \delta/l$. В этом случае уменьшение радиального зазора приводит к повышению статического давления без изменения значения максимального КПД, так как значение $\bar{\delta}$ не достигает оптимального значения 0,01. Кроме того, исследованные вентиляторы имели лопасти с постоянным по радиусу углом установки, что вызвало нарушение постоянства циркуляции вокруг лопасти и появление радиального течения. При уменьшении потерь в кольцевом зазоре возрастают потери, вызванные указанными выше причинами. Следует отметить, что для вентиляторов, конструктивно отличающихся от исследованных, представленные зависимости носят качественный характер.

Для оценки влияния возмущений воздушного потока на характеристики вентилятора их определяют в условиях, имитирующих установку вентилятора на автомобиле. Если между вентилятором и камерой давления установлен какой-либо элемент (например, радиатор), то давление в камере отличается от давления вентилятора на величину аэродинамического сопротивления этого элемента. Поэтому измеренное значение давления в камере суммируется с заранее определенной величиной падения давления на элементе, расположенном между камерой и вентилятором (рис. 35).

Для элементов, расположенных за вентилятором по потоку воздуха, падение давления, вызванное их аэродинамическим сопротивлением, нельзя просто суммировать с измеренным давлением вентилятора, так как при определении сопротивления

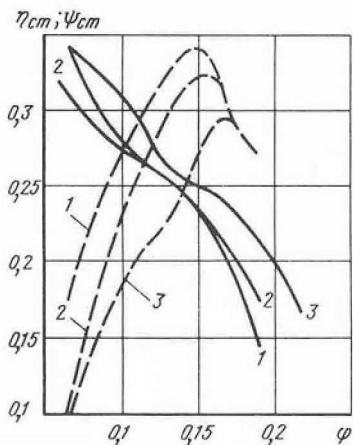


Рис. 33. Характеристики вентиляторов при различных углах установки лопастей: 1 - $\beta=250$; 2 - 300; 3 - 350; _____ - коэффициент давления

$\psi_{ст}$; - - - - - КПД $\eta_{ст}$

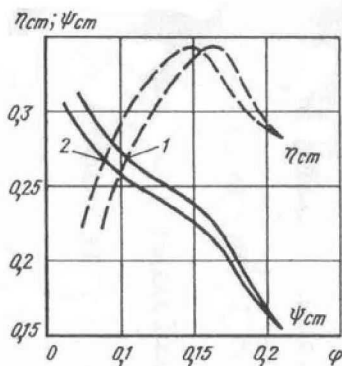


Рис. 34. Характеристики вентиляторов с различным радиальным зазором: 1 - $\bar{\delta}=0,15$; 2 - 0,03; обозначения те же, что и на рис. 32

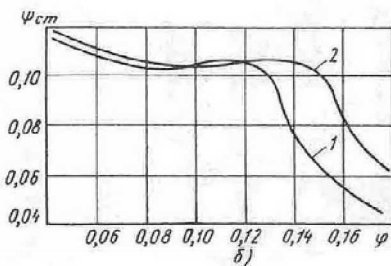
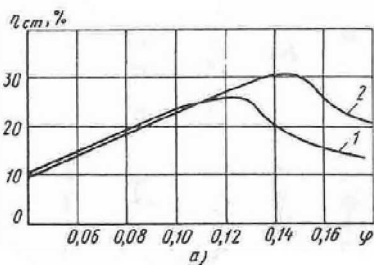


Рис. 35. Характеристики вентилятора при различном расположении радиатора:

а - $\eta=f(\varphi)$;

б - $\psi_{ст}=f(\varphi)$.

1 и 2 при расстоянии между вентилятором и радиатором, равном соответственно 32 и 52 мм

внешнему обтеканию невозможно воссоздать картину аэродинамического потока за вентилятором. Поэтому при исследовании вентилятора с установленными за ним элементами характеристики не корректируются, а принимаются за характеристики вентиляторной установки. Однако при этом возникают трудности с оценкой сопротивления воздушного тракта системы охлаждения. Аэродинамическое сопротивление элементов, вошедших в вентиляторную установку, необходимо вычесть из сопротивления всей сети. Методически это достаточно сложно.

6.3.2. Сопротивление воздушного тракта

Не менее сложной задачей является определение сопротивления воздушного тракта системы охлаждения. Воздушный тракт не имеет четко обозначенных стенок, ограничивающих воздушный поток, что затрудняет определение площади проходных сечений. Кроме того, воздушный поток в некоторых элементах воздушного тракта не имеет явно выраженного направленного течения. Особенно это характерно для моторного отсека, который имеет достаточно много произвольно ориентированных в пространстве отверстий для выхода, а иногда и для входа воздуха. Очень близкое взаимное расположение элементов воздушного тракта лишает возможности использовать имеющиеся данные по коэффициентам аэродинамического сопротивления для тех элементов, для которых такие данные имеются. Поэтому большое внимание уделяется развитию методов экспериментального определения аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта определяет рабочую точку на характеристике вентилятора, что позволяет установить расход воздуха, проходящего через радиатор. Количественная оценка аэродинамического сопротивления воздушной магистрали дает возможность дифференцировать влияние конструктивного исполнения отдельных элементов и схемы в целом на величину расхода воздуха. Кроме того, такая оценка позволяет подойти к оптимизации конструкции воздушного тракта системы охлаждения, используя в качестве оценки энергетические затраты.

Уравнение (15) с учетом формулы (21) и гидравлического сопротивления можно записать:

$$k \cdot \psi \cdot n_B^2 \frac{\rho_2}{2} + c \frac{\rho_1 V_a^2}{2} = \xi_{\text{в.тр}} \frac{\rho_1 \cdot \omega_{\text{возд}}^2}{2}, \quad (22)$$

где k - коэффициент пересчета давления, $k = 27,4 \cdot 10^{-4} D_B^2$;

$\xi_{\text{в.тр}}$ - коэффициент аэродинамического сопротивления воздушного тракта;

$\omega_{\text{возд}}$ - скорость воздуха перед фронтом радиатора,

$$\omega_{\text{возд}} = G_{\text{в}} / F_{\text{фр}};$$

$F_{\text{фр}}$ - фронтальная поверхность остова радиатора, м².

Следует отметить, что значения плотности воздуха перед радиатором ρ_1 и перед вентилятором ρ_2 могут отличаться из-за нагрева воздуха в радиаторе и скоростного напора.

В этом случае

$$\rho_2 = \rho_1 (T_1 / T_2), \quad (23)$$

где T_1 - температура окружающего воздуха, К;

T_2 - температура воздуха на выходе из радиатора, К.

Массовый расход воздуха

$$G_{\text{в.м}} = \rho_2 G_{\text{в}}. \quad (24)$$

Предварительно примем $\rho_2 \approx \rho_1$ и обозначив

$$\omega_{\text{возд}} / V_a = a, \quad (25)$$

из выражений (22) и (25) коэффициент напора

$$a = \sqrt{\frac{k \cdot \psi \cdot n_B^3}{V_a^2 \cdot c} + 1} \cdot \sqrt{\frac{c}{\xi_{\text{в.тр}}}}. \quad (26)$$

Следует отметить, что значительную долю сопротивления воздушной магистрали составляет сопротивление кожуха вентилятора, которое зависит от соотношения площадей входного F_1 и выходного F_2 отверстий и глубины кожуха $K_{\text{к}}$. Так как часто входное отверстие кожуха равно проходному сечению остова радиатора,

коэффициент сопротивления воздушного тракта с учётом a и сопротивления кожуха описывается функцией:

$$\xi_K = f\left(\frac{F_K}{F_{\text{ОМ.ВЕНТ}}}; K_K\right),$$

где F_K – площадь сечения кожуха, м^2 ;

$F_{\text{ОМ.ВЕНТ}}$ – площадь, ометаемая вентилятором, м^2 .

При автономном приводе вентилятора расход воздуха через радиатор не зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Зависимость расхода воздуха от скорости автомобиля представлена на рис. 36 и имеет вид кривой 2.

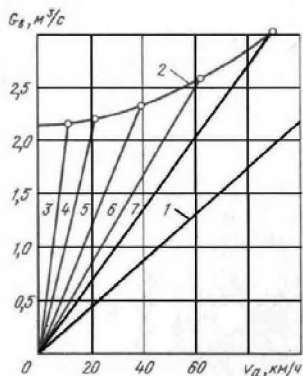


Рис. 36. Зависимость расхода воздуха через радиатор от скорости автомобиля:

1 – без вентилятора; 2 – при постоянной частоте вращения вентилятора; 3-7 – при частоте вентилятора, соответствующей включению первой – пятой передач

В опытах при установке вентилятора без кожуха коэффициент сопротивления воздушного тракта равен 15 (при наличии кожуха он равен 23), т.е. сопротивление кожуха вентилятора составляет 35 % общего сопротивления (рис. 37). Соотношение площадей входного и выходного отверстий кожуха равно 1,55 при расстоянии до вентилятора 72 мм.

При отсутствии у вентилятора кожуха коэффициент давления вентилятора снижается в 2,6 раза по сравнению с коэффициентом

давления при наличии кожуха. Исследования на стенде с замером мощности вентилятора показали, что снижение давления происходит без снижения потребляемой мощности, т.е. за счет снижения КПД. Это объясняется значительным перетеканием воздуха с напорной стороны вентилятора на сторону всасывания.

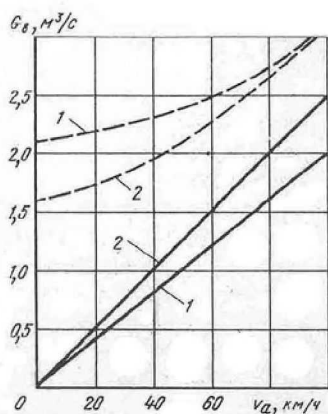


Рис. 37. Зависимость расхода воздуха от скорости автомобиля:

1 – вентилятор с кожухом; 2 – вентилятор без кожуха;
 _____ - без вентилятора; - - - - - при постоянной частоте
 вращения вентилятора

По мере увеличения скоростного давления перетекание уменьшается, однако коэффициент давления вентилятора, работающего вне кожуха, имеет низкое значение. Можно считать, что в тех случаях, когда невозможно отказаться от вентилятора, необходимо стремиться к увеличению его диаметра. При увеличении диаметра вентилятора, соответствующем уменьшению соотношения площадей входного и выходного отверстий кожуха с 1,4 до 1,32, снизится коэффициент аэродинамического сопротивления системы с 22 до 18, т.е. на 18 %.

Изменение коэффициента сопротивления воздушного тракта системы охлаждения при увеличении расстояния между радиатором и вентилятором и соответствующем углублении кожуха вентилятора носит линейный характер. Коэффициент сопротивления воздушного тракта уменьшается с 22 до 18,2 при увеличении указанного

расстояния на 120 мм. Координатой 1 обозначено увеличение расстояния между радиатором и вентилятором против исходного (показано штриховой линией), равного 57 мм. Коэффициент аэродинамического сопротивления, соответствующий расстоянию между радиатором и двигателем, составляющему 120 мм, при размещении вентилятора на расстоянии 57 мм от радиатора равен 19,8. Схема установки вентилятора и кожуха показана на рис.38.

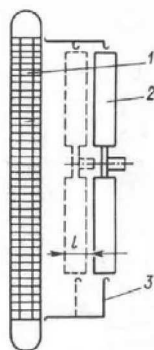


Рис. 38. Схема установки вентилятора и кожуха:
1 – остов радиатора; 2 – вентилятор; 3 – стенка кожуха

Представленные зависимости показывают, что уменьшение соотношения площадей входного и выходного отверстий кожуха вентилятора и увеличение его глубины позволяют снизить сопротивление воздушного тракта. Это справедливо для кожуха коробчатого сечения, у которого отверстие под вентилятор выполнено в стенке, практически параллельной плоскости остова радиатора, а проходное сечение от остова до задней стенки не меняется. Переход от стенки к отверстию осуществляется торроидальной поверхностью радиусом 10 мм.

На работу вентилятора влияет его расположение в кожухе по глубине. Однако оптимальное соотношение выступающей из кожуха части хорды лопасти ко всей хорде существенно зависит от остальных условий компоновки моторного отсека. Необходимо при этом определить оптимальное заглубление вентилятора в кожух для конкретных условий работы. Увеличение расхода воздуха при оптимальном заглублении может составлять 10 %.

При увеличении диаметра вентилятора для обеспечения неизменной величины потребляемой вентилятором мощности частоту его вращения следует корректировать в соответствии с уравнением (21), считая коэффициент мощности постоянным.

Большое влияние на расход воздуха через радиатор оказывает наличие отверстий, позволяющих направлять воздух параллельно потоку, проходящему через радиатор. Сопротивление воздушного тракта в этом случае небольшое, однако оно соответствует суммарному расходу воздуха, протекающему через радиатор и мимо него.

Необходимо учесть, что при исследовании указанные неплотности устранялись, поэтому представленные ранее зависимости характеризуют сопротивление воздушного тракта относительно расхода воздуха через радиатор. Наличие воздушных потоков вне радиатора при использовании скоростного давления повышает сопротивление движению автомобиля и снижает расход воздуха через радиатор.

Кроме того, при создании воздушного потока вентилятором наличие отверстий для прохода воздуха параллельно потоку, проходящему через радиатор, приводит к проникновению горячего воздуха со стороны повышенного давления в зону перед радиатором, увеличивая тем самым среднюю температуру воздуха в этой зоне и снижая разность температур теплоносителей на входе в радиатор.

При проектировании воздушного тракта системы жидкостного охлаждения проводят тщательные экспериментальные исследования его аэродинамики, которые позволяют оптимизировать конструкцию радиаторов, вентиляторов, кожухов, учитывая их взаимное влияние (см. парагр. 6.1.9.), а главное, накапливать экспериментальные данные для создания достоверной математической модели для автоматизированного проектирования системы.

6.3.3. Ориентировочный расчёт основных характеристик вентилятора

Расчёт выполняется на этапе эскизного проектирования системы жидкостного охлаждения двигателя в следующей последовательности.

6.3.3.1. Производительность вентилятора

Производительность вентилятора определяется по соотношению, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$G_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}},$$

где $Q_{\text{возд}}$ - количество тепла, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом, Дж/с;

$\rho_{\text{возд}}$ - плотность воздуха при его средней температуре в радиаторе, кг/м³;

$c_{\text{возд}}$ - теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К);

$\Delta T_{\text{возд}}$ - температурный перепад воздуха в радиаторе, К.

Для подбора вентилятора кроме его производительности надо знать аэродинамическое сопротивление воздушной сети. В охлаждающей системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями (см. парагр. 6.3.2.). Для автомобильных и тракторных двигателей сопротивление воздушного тракта предварительно принимается равным $\Delta P_{\text{тр}} = 600 \dots 1000$ Па.

По заданной производительности вентилятора и величине $\Delta P_{\text{тр}}$ находят потребляемую вентилятором мощность и его основные размеры.

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт:

$$N_{\text{вент}} = \frac{G_{\text{возд}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{в}}},$$

где $\eta_{\text{в}}$ - КПД вентилятора (для осевых клёпаных вентиляторов $\eta_{\text{в}} = 0,32 \dots 0,40$, а для литых $\eta_{\text{в}} = 0,55 \dots 0,65$) (см. приложение Е).

6.3.3.2. Определение конструктивных размеров вентилятора

При определении основных конструктивных параметров вентилятора, коэффициент обдува K_L стремятся получить равным единице, т.е. выполнить условие

$$K_L = \frac{F_{\text{ом.вент}}}{F_{\text{фр}}} = 1 .$$

Для этого фронтную площадь решётки радиатора оформляют в виде квадрата.

Диаметр вентилятора, м:

$$D_{\text{вент}} = 2\sqrt{F_{\text{фр}}/\pi} ,$$

где $F_{\text{фр}} = G_{\text{возд}}/\omega_{\text{возд}}$;

$G_{\text{возд}}$ - производительность вентилятора, м³/с;

$\omega_{\text{возд}} = 6...24$ - скорость воздуха, принимаемая перед фронтом радиатора, м/с.

Частоту вращения вентилятора $n_{\text{вент}}$ принимают, исходя из предельного значения окружной скорости $u = 70...100$ м/с.

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$u = \psi_{\text{л}}\sqrt{\Delta P_{\text{тр}}/\rho_{\text{возд}}} ,$$

где $\psi_{\text{л}}$ - коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{\text{л}} = 2,2...2,9$);

$\rho_{\text{возд}}$ - плотность воздуха, определяемая по средним параметрам, кг/м³,

$\Delta P_{\text{тр}}$ - напор вентилятора, Н/м².

Частота вращения вентилятора при известной окружной скорости, об/мин:

$$n_{\text{вент}} = 60u/(\pi D_{\text{вент}}) .$$

Должно выполняться условие: равенство $n_{\text{вент}} = n_{\text{в.н}}$, если вентилятор и жидкостный насос имеют общий привод.

Уточнённый расчёт вентилятора выполняется в соответствии с условиями, изложенными в парагр. 6.3.1. и 6.3.2. Ориентировочный расчёт положен в основу курсовой работы по системам жидкостного охлаждения поршневых двигателей [11].

7. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

7.1. Основные конструктивные схемы регулирования температуры

Выше отмечалось, что определяющие размеры агрегатов системы охлаждения выбирают на основании требования обеспечения работы двигателя в условиях, наименее благоприятных для тепловода в окружающую среду. Как правило, режим работы, выбираемый в качестве расчетного, составляет незначительную часть времени работы в процессе эксплуатации. В остальное время работы двигателя система охлаждения должна поддерживать температуру охлаждающей жидкости ниже верхнего допустимого уровня.

Температура охлаждающей жидкости и взаимосвязанная с ней температура масла оказывает значительное влияние на топливную экономичность и срок службы двигателей. Поэтому в конструкции систем охлаждения автомобильных двигателей предусмотрены специальные устройства для регулирования теплорассеивания радиатора для поддержания температуры охлаждающей жидкости в рекомендуемых пределах, которые указываются в технических условиях на двигатель.

Достижение определенного значения температуры охлаждающей жидкости оценивается тепловым балансом (см. гл. 1).

Количество теплоты, отдаваемой двигателем, а также температура окружающего воздуха зависят от режима работы двигателя и являются внешними воздействиями. Следовательно, величиной, на которую можно воздействовать для поддержания температуры охлаждающей жидкости, является только теплоотдача радиатора. Изменяя расходы охлаждающей жидкости и воздуха, циркулирующих через радиатор, можно менять его теплоотдачу. Именно на этом принципе основаны способы регулирования температуры охлаждающей жидкости, применяемые в системах охлаждения поршневых двигателей. На рис. 39, 40 показана классификация способов и схем регулирования температуры охлаждающей жидкости.

Очевидно, что показанные способы регулирования обеспечивают снижение расходов теплоносителей.

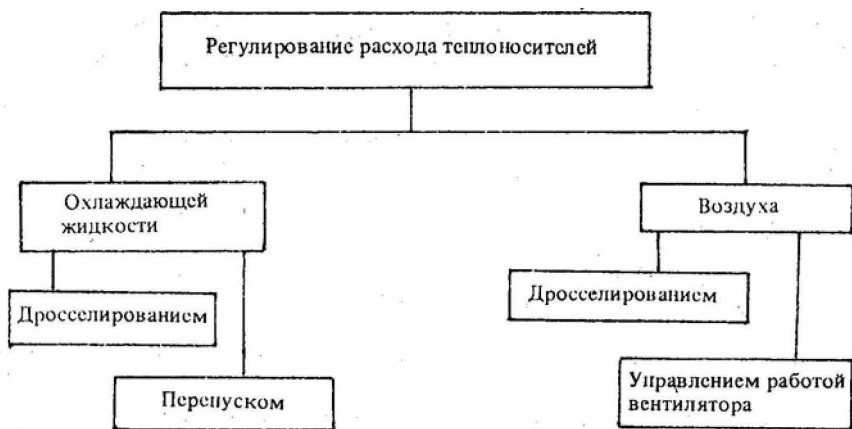


Рис. 39. Классификация способов регулирования температуры охлаждающей жидкости

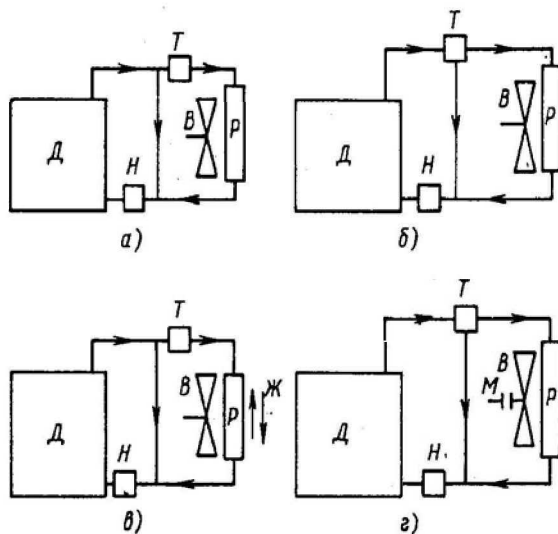


Рис. 40. Схемы регулирования температуры охлаждающей жидкости: а – дросселированием тракта охлаждающей жидкости; б – перепуском охлаждающей жидкости; в – дросселированием тракта охлаждающей жидкости и воздуха; г – перепуском охлаждающей жидкости и управлением вентилятора; Д – двигатель; Т – термостат; Р – радиатор; Н – жидкостный насос; Ж – жалюзи; М – муфта управления вентилятором

7.1.1. Регулирование температуры охлаждающей жидкости с помощью термостатов

В главе 4, парагр. 4.3 рассмотрены некоторые конструктивные схемы термостатов (рис.14). Из рисунков и описания было видно, что термостат состоит из термосилового элемента, регулирующего органа - клапана и исполнительного механизма - кинематического соединения датчика и клапана.

Напомним, что температура начала перемещения клапана называется *температурой начала открытия* и для каждого типа термостата приводится в технических условиях.

Схема работы термостата (рис.41) соответствует способу регулирования дросселированием охлаждающей жидкости. Изменение общего сопротивления гидравлического тракта таким способом приводит к изменению давления охлаждающей жидкости на выходе из насоса и по всей магистрали, что может привести иногда к повреждению шлангов и других элементов гидравлического тракта.

Регулирование расхода методом перепуска охлаждающей жидкости при правильном выборе диаметров основного и перепускного патрубков корпуса термостата лишено указанного выше недостатка.

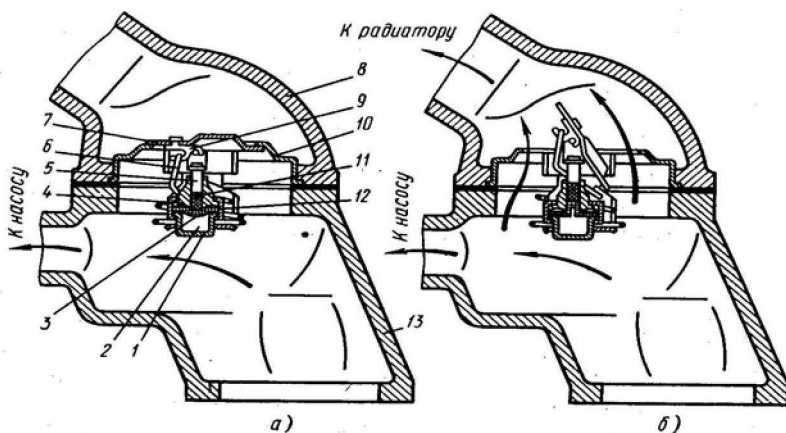


Рис. 41. Схема работы термостата: а – клапан закрыт; б – клапан открыт; 1 – термосиловой элемент; 2 – наполнитель; 3 – мембрана; 4 – втулка; 5 – шток; 6 – возвратная пружина; 7 – клапан термостата; 8 – верхний патрубок корпуса; 9 – коромысло клапана; 10 – фланец термостата; 11 – буфер; 12 – рант; 13 – корпус термостата

На рисунках (41а; 43) представлены конструкции термостатов, где клапаны выполнены в виде поворотной заслонки или золотника. Это позволяет разгрузить клапан от давления жидкости.

В термостатах с основным клапаном тарельчатой формы, который перемещается термосиловым элементом (см. рис.42) действуют усилия этого элемента и разности давлений жидкости с обеих сторон. При значительных давлениях с обеих сторон закрытого основного клапана начало его перемещения происходит при более высокой, чем указана в технических условиях, температуре. Термостаты с симметричной поворотной заслонкой или золотниковым клапаном лишены этого недостатка.

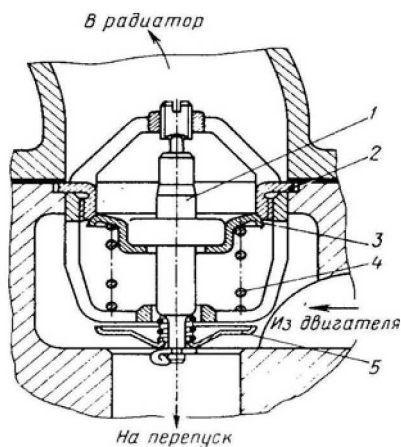


Рис. 42. Термостат с поступательным ходом клапана:

- 1 – термосиловой датчик; 2 – фланец термостата;
- 3 и 5 – клапаны соответственно основной и перепускной;
- 4 – возвратная пружина

Техническими характеристиками термостатов являются:

- а) присоединительные размеры;
- б) проходные сечения клапанов;
- в) температура начала открытия;
- г) перемещение клапанов (мм);
- д) инерционность срабатывания;
- е) герметичность основного клапана в закрытом состоянии.

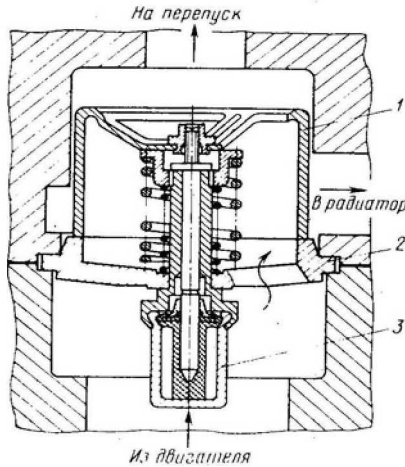


Рис. 43. Термостат с золотниковым клапаном:
 1 – золотниковый клапан; 2 – фланец термостата;
 3 – термосиловой элемент

Использование термостата с герметичным основным клапаном обеспечивает удовлетворительное поддержание температуры охлаждающей жидкости на уровне нижней допустимой границы. Следует иметь в виду, что температура охлаждающей жидкости на выходе из радиатора может быть ниже 0°C . Поэтому, если охлаждающая жидкость вода, то термостат практически как регулятор температуры не пригоден.

7.1.2. Регулирование температуры охлаждающей жидкости путем изменения расхода воздуха через радиатор

Наиболее простым способом регулирования расхода воздуха через радиатор является дросселирование, осуществляемое дополнительными устройствами для изменения проходного сечения воздушного тракта на входе потока в радиатор. Для этого используются жалюзи 16 (см. рис. 44 или рис.11,а) ручного или автоматического управления в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. Это позволяет поддерживать температурный режим двигателя в достаточно узких пределах, обеспечивающих его экономичную работу.

Конструктивно автоматическое управление жалюзи осуществляется с использованием (аналогичного термостатному) термосилового элемента с наполнителем церезином, такой элемент является одновременно термопреобразователем и силовым узлом.

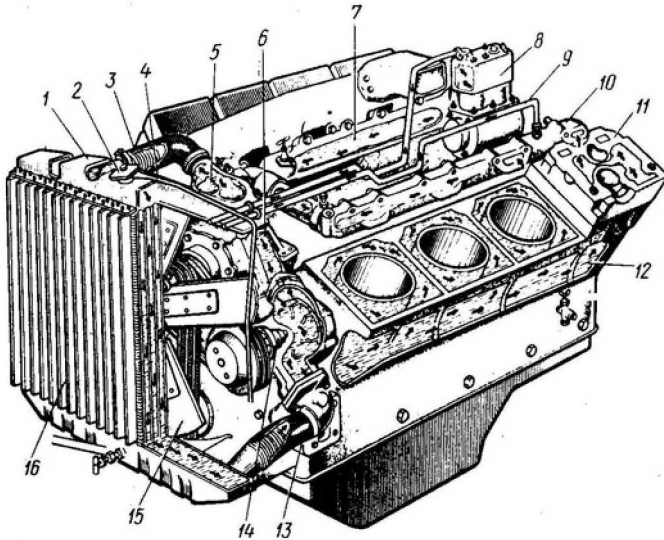


Рис. 44. Система охлаждения дизеля:

1 – радиатор; 2 – крышка наливной горловины; 3 и 13 – патрубки радиатора; 4 – пароводящая трубка; 5 – коробка термостатов; 6 – перепускной канал; 7 и 9 – отводящие трубки соответственно правая и левая; 8 – компрессор; 9 – дренажная трубка; 11 – головка цилиндра; 12 – блок цилиндров; 14 – жидкостный насос; 15 – вентилятор; 16 – жалюзи

Иногда используется электропривод или пневмопривод. Исполнительный механизм системы осуществляет прикрытие или открытие створок. Вместе с тем для радиаторов, расположенных фронтально, как это имеет место на большинстве автомобильных двигателей, использование дросселирования нецелесообразно, т. к. ухудшаются аэродинамические характеристики воздушного тракта, растут затраты мощности на гидравлическое сопротивление. Наиболее рациональным является установка вентилятора, число

оборотов которого может быть изменено в зависимости от режима работы системы охлаждения. Как правило, вентиляторы имеют кинематическую связь с коленчатым валом двигателя с автоматическим изменением частоты вращения рабочего колеса, поворотом его лопастей вплоть до полного выключения при воздействии термодатчика, устанавливаемого в радиаторе.

На рисунке 45 показана классификация устройств управления работой вентилятора за счет изменения частоты вращения.

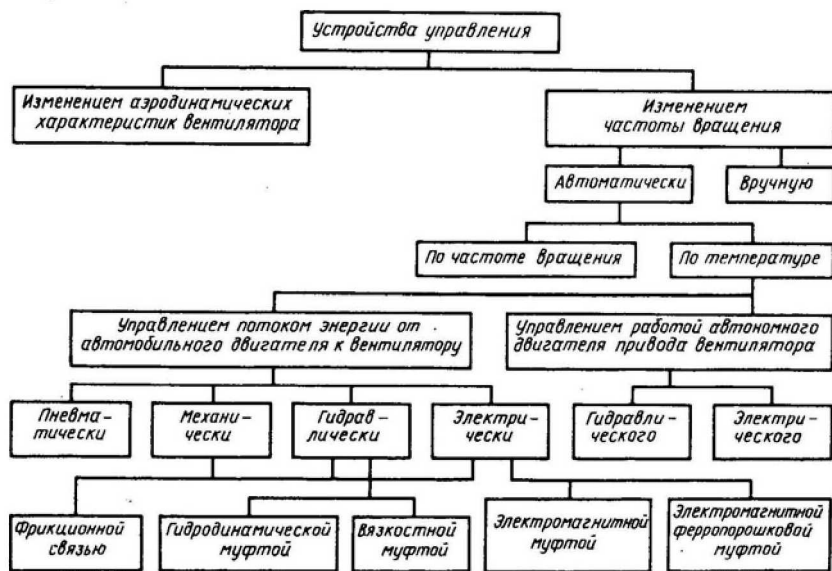


Рис. 45. Классификация устройств управления вентилятором

На грузовых автомобилях автономный привод вентилятора требует больших затрат мощности, что ведет к увеличению размеров рабочего колеса и массы привода вентилятора, генератора или насоса. В настоящее время используются гидравлические муфты для привода вентилятора, принцип работы которых был описан ранее (см. гл. 2). Получили распространение гидромуфты, работающие на принципе изменения вязкости рабочей среды. Они имеют ряд конструктивных вариантов - плоские и соосные цилиндрические и др. Более подробно устройства, принцип работы и основы расчета

гидравлических муфт изложены в специальной литературе, в частности в [1].

В целом регулирование работы вентилятора даёт большую экономию энергии, но способы, показанные на рис. 45, неравноценны и их выбор, как видно, определяется многими факторами. Способ регулирования дросселированием потока жидкости (рис.39) через радиатор недостаточно эффективен, так как мощность, потребляемая вентилятором, при этом практически не меняется и с энергетической точки зрения это не приносит выгоды. Например, для охлаждения двигателя мощностью 50 кВт при температуре 30°C расходуется 2,5 кВт, а при температуре 0°C потребовалось бы только 0,23 кВт, но фактически потребляемая мощность вентилятора не меняется.

Регулирование частоты вращения вентилятора по схеме на рисунке 45 с помощью электромагнитных или гидравлических муфт (см. парагр.3.2) характерно тем, что расход воздуха не растёт пропорционально частоте вращения вала двигателя и, кроме того, с повышением скорости движения автомобиля сохраняется рост скоростного напора воздуха, содействующего охлаждению двигателя. Современные типы гидромуфт с термостатом позволяют получить экономию топлива до 1 л на 100 км.

Таким образом, учитывая ранее рассмотренное разделение значений температуры охлаждающей жидкости на минимально доступные и рекомендуемые, комплект приборов регулирования температуры определяется следующим составом:

термостат - температура начала открытия выше минимально допустимой, но несколько ниже границы рекомендуемой;

автоматические жалюзи - температура открытия и закрытия примерно соответствует верхней и нижней границам рекомендуемой температуры.

автоматический вентилятор – включающийся после полного открытия жалюзи.

Выбор используемых средств терморегулирования осуществляется из условий обеспечения точности поддержания температуры охлаждающей жидкости, которые определяются характеристикой двигателя и, в частности, изменением его топливной экономичности в зависимости от температуры.

8. СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

8.1. Особенности системы и область применения

Вследствие простоты обслуживания, обеспечения меньшего отвода теплоты от газов внешней среде и большей компактности поршневых двигателей с воздушным охлаждением их применяют в качестве стационарных и транспортных силовых установок малой мощности. Основными причинами, сдерживающими применение поршневых двигателей с системой воздушного охлаждения, являются повышенный шум при работе и трудность охлаждения головок цилиндров поршней двигателя при форсировании их наддувом (см. гл.2.).

Авиационные, мотоциклетные и даже лодочные поршневые двигатели удовлетворительно охлаждаются набегавшим потоком воздуха при наличии специальной ребристой поверхности охлаждаемых элементов.

Стационарные и автомобильные поршневые двигатели охлаждаются с помощью вентилятора, создающего поток охлаждающего воздуха в межрёберных каналах цилиндрической группы. Для уменьшения расхода воздуха на охлаждение и мощности вентилятора, приводимого в действие от вала двигателя, движение охлаждающего воздуха организуется часто специальными отражающими щитками-дефлекторами из стали или алюминиевых сплавов, которые образуют каналы и распределяют воздух равномерно по цилиндрам и вдоль них, обеспечивая более интенсивное охлаждение головок и верхней части цилиндров.

Интенсивность охлаждения в зависимости от режимов работы поршневого двигателя и температуры охлаждающего воздуха регулируются с помощью специальных устройств (шторок), увеличивающих или уменьшающих сечение тракта на выходе нагретого воздуха или на входе его в подкапотное пространство. Для этой же цели устанавливаются вентиляторы переменной производительности (путём изменения частоты вращения или положения его лопастей). Кроме автоматизированных систем воздушного охлаждения эти устройства управляются датчиками теплового состояния поршневого двигателя, как правило, в головке одного из цилиндров в наиболее нагретой зоне (выпускной канал, форсунка,

свеча зажигания). Реже такие датчики устанавливаются в потоке охлаждающего воздуха.

Охлаждение масла такого поршневого двигателя осуществляется также обдувом воздухом отлитого из легких сплавов и оребренных поддонов картера. В форсированных поршневых двигателях масло охлаждается в масляном радиаторе, омываемом потоком воздуха, набегавшем при движении мотоцикла, самолёта, автомобиля или создаваемом вентилятором. В таком случае радиатор устанавливается между вентилятором и двигателем.

В некоторых силовых установках нагретый воздух системы охлаждения используется для подогрева кабин, кают и др.

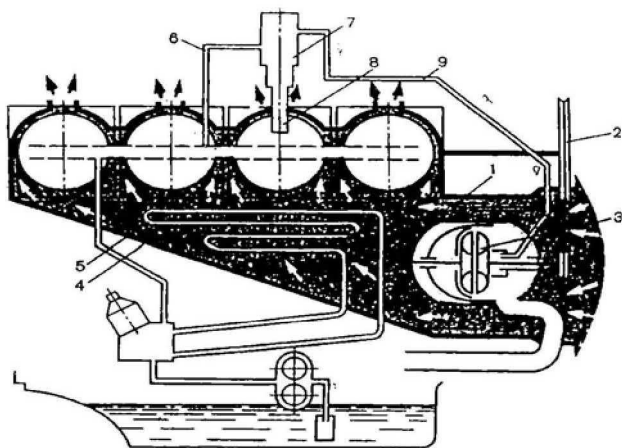


Рис. 46. Схема воздушного охлаждения с автоматическим регулированием дизелей Волгоградского тракторного завода:

1 – вентилятор; 2 – ремённая передача; 3 – гидромуфта; 4 – капот;
5 – масляный радиатор; 6 и 9 – маслопроводы; 7 – термоклапан; 8 – датчик

На рисунке 46 приведена типичная автоматизированная система воздушного охлаждения тракторных двигателей Волгоградского тракторного завода. Вентилятор 1, приводимый в движение от коленчатого вала ремённой передачей 2 и гидромуфтой 3, подаёт воздух под капот 4, где он охлаждает масляный радиатор 5, а затем направляется дефлекторами в межрёберные каналы головок

цилиндров и цилиндров. Тепловой датчик 8, расположенный на головке второго цилиндра, с помощью термоклапана 7 изменяет заполнение полости гидромуфты маслом, поступающим к термоклапану по маслопроводу 6 из магистрали дизеля, а из термоклапана по маслопроводу 9 - к гидромуфте.

8.2. Обзор конструктивных схем двигателей с воздушным охлаждением и их воздушных трактов

Под конструктивной схемой двигателя понимается расположение его цилиндров в пространстве и относительно коленчатого вала: рядное, вертикальное, горизонтальное противоположное (оппозитное) и промежуточное, с расположением цилиндров (или их рядов) под углом друг к другу меньше 180° , т. е. так называемое V - образное расположение.

Двигатели с воздушным охлаждением выполняются по всем конструктивным схемам. Имеются также двигатели, выполненные по редко встречающимся схемам, например, с горизонтальным односторонним расположением цилиндров, с наклоненным однорядным расположением цилиндров и др. При выборе конструктивной схемы двигателя в первую очередь исходят из его назначения. Так, при проектировании автомобильного двигателя основным размером является его длина, поэтому чаще всего двигатель делают V - образным. Двигатели для автобусов, монтируемые под полом, и двигатели для легковых автомобилей, устанавливаемые в задней части автомобиля, целесообразнее делать с противоположащими цилиндрами. При проектировании тракторных двигателей определяющим размером является их ширина, она должна быть минимальной для обеспечения лучшей обзорности.

Указанные соображения одинаково справедливы для двигателей с водяным и воздушным охлаждением. Но применительно к последним имеются дополнительные требования, вытекающие из особенности их конструкции, в частности, из необходимости размещения основного агрегата системы воздушного охлаждения - вентилятора с присоединенным к нему воздушным трактом. Следовательно, исходными моментами при выборе конструктивной схемы двигателя с воздушным охлаждением являются назначение двигателя и принятая схема воздушного тракта.

Наибольшее число двигателей с воздушным охлаждением имеет вертикальное рядное расположение цилиндров. Это расположение в большей мере, чем любое другое, обеспечивает универсальность использования двигателя, удобство обслуживания его в целом, а также удобство монтажа и демонтажа его агрегатов. Упрощается задача размещения вспомогательных механизмов. Ширина двигателя меньше, чем при других схемах. Конструкция картера двигателя получается более технологичной. Недостатком данной схемы следует считать увеличение высоты и длины двигателя.

На рис.47, а,б приведены основные схемы воздушного тракта, применяемые в рядных двигателях с вертикальным расположением цилиндров [8].

Схема 1-В применяется в одноцилиндровых двигателях. Охлаждающий воздух входит в вентилятор и выходит из межреберных каналов в одной плоскости. Вследствие отсутствия поворотов воздушного потока (не считая изменения направления в кожухе вентилятора) аэродинамическое сопротивление воздушного тракта сравнительно невелико. При использовании данной схемы для двигателя с несколькими цилиндрами исключается возможность установки дефлекторов за цилиндрами, а следовательно, и возможность равномерного охлаждения последних. В этом случае трудно осуществимо также удовлетворительное охлаждение головок цилиндров. Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта несколько возрастает из-за последовательного расположения цилиндров. При этой схеме применяется центробежный вентилятор, соединенный (или сделанный как одно целое) с маховиком. Этот вентилятор имеет большие преимущества, так как для его установки не требуется дополнительного места, отсутствуют потери на трение в опорах вентилятора и в его приводном механизме. Благодаря отсутствию трущихся частей рассматриваемый вентилятор обладает, по существу, неограниченной долговечностью. Стоимость изготовления и эксплуатации такого вентилятора минимальны.

Наиболее эффективно применение данной схемы в двигателях с малым рабочим объемом цилиндра и большим числом оборотов коленчатого вала. При малом числе оборотов или большом рабочем объеме цилиндра вентилятор должен иметь большие размеры, что приведет к увеличению общих габаритов двигателя. К недостаткам следует также отнести невозможность регулирования воздушного

потока изменением числа оборотов вентилятора. Последнее имеет значение при использовании двигателя в различных климатических районах, в разное время года, а также при необходимости повышения (при ухудшении работы двигателя) или восстановления (при повреждении или загрязнении теплоотдающих поверхностей) теплоотдающей способности системы. Регулирование воздушного потока возможно лишь путем дросселирования, при котором уменьшается теплоотдающая способность системы.

Необходимо отметить, что при схеме 1-В вентилятор может быть установлен также и отдельно от маховика на переднем конце коленчатого вала. В этом случае вентилятор хотя и существует как самостоятельный агрегат, но не имеет привода, поэтому по своей конструкции несколько проще приводного вентилятора. В то же время ему присущи все недостатки вентилятора, выполненного как одно целое с маховиком.

Схема 2-В отличается от рассмотренной выше тем, что охлаждающий воздух выходит из вентилятора в направлении, перпендикулярном к оси двигателя. На всем пути воздух совершает два поворота на 90° , на что затрачивается большая, чем в предыдущей схеме, доля суммарного давления, развиваемого вентилятором. Преимущества данной схемы, кроме указанных для схемы 1-В с вентилятором на переднем конце коленчатого вала, заключается в том, что она может быть использована и для многоцилиндровых двигателей. На современных двигателях рабочее колесо вентилятора изготавливается обычно как одно целое с маховиком или соединяется непосредственно с ним.

Недостатком рассматриваемой схемы по сравнению со схемой 1-В является наличие дополнительного поворота охлаждающего воздуха. При использовании схемы 2-В для многоцилиндрового двигателя труднее добиться равномерного распределения воздушного потока по цилиндрам, ввиду чего и тепловое состояние отдельных цилиндров может получиться несколько различным. Необходимо отметить, что при вентиляторе, сделанном как одно целое с маховиком, в случае установки двигателя на самоходную машину (например, трактор) возможно попадание в сцепление двигателя пыли, содержащейся в охлаждающем воздухе.

Схема 3-В отличается от схемы 2-В тем, что включает независимый вентилятор, установленный на передней стороне

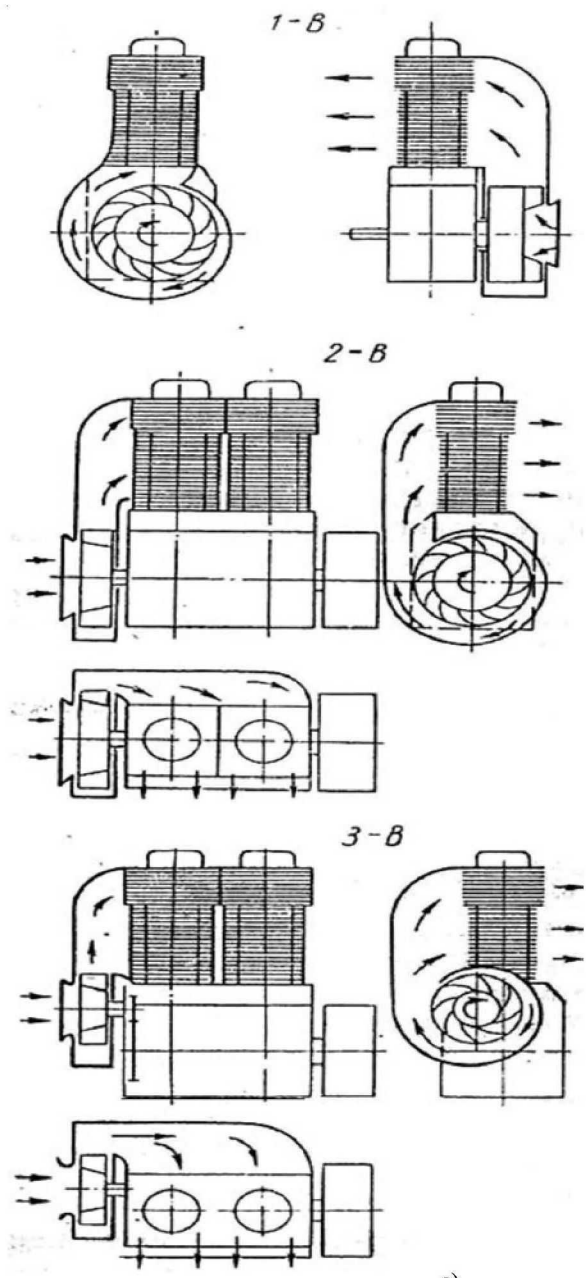


Рис. 47, (начало).
Схемы воздушного тракта рядных двигателей с вертикальным расположением цилиндров

а)

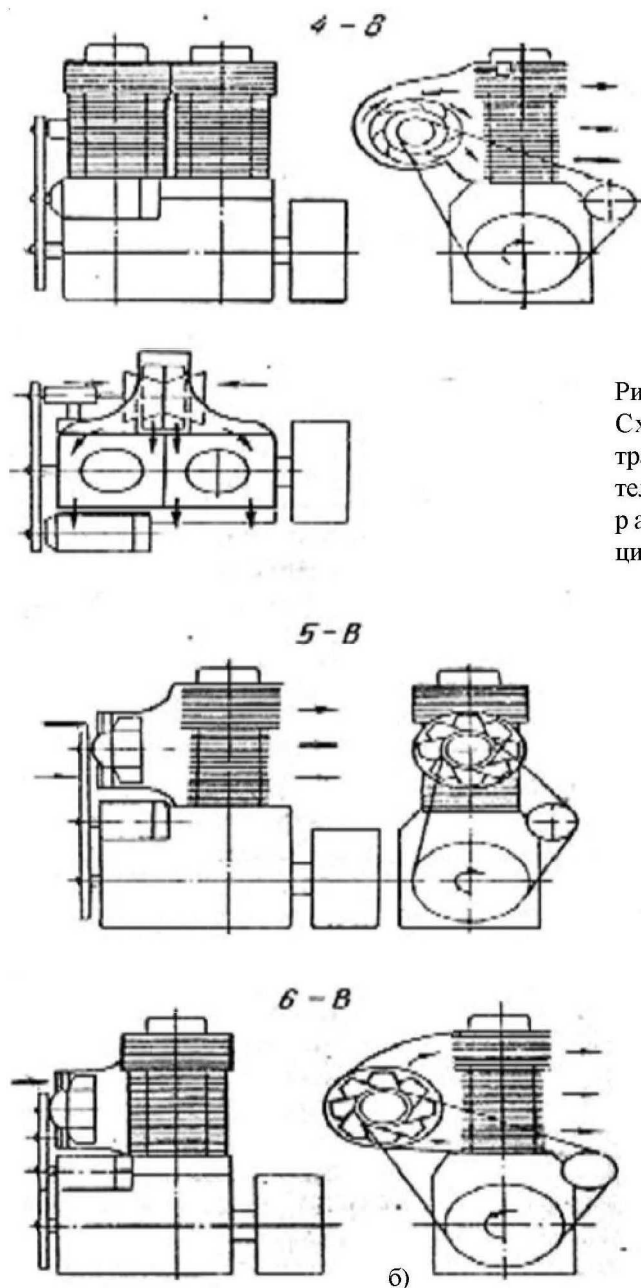


Рис. 47, (окончание).
 Схемы воздушного
 тракта рядных двига-
 телей с вертикальным
 расположением
 цилиндров

двигателя и приводимый в движение зубчатой передачей от шестерни коленчатого вала. В аэродинамическом отношении эта схема аналогична схеме 2-В, в схеме 3-В также отсутствует возможность регулирования воздушного потока изменением числа оборотов вентилятора, так как для получения такой возможности пришлось бы заменять пару шестерен, что в условиях эксплуатации трудно осуществимо.

Схема 4-В (рис.47,б) включает независимый вентилятор, приводимый во вращение клиноременной (как правило) или цепной (как исключение) передачей. Охлаждающий воздух входит в направлении продольной оси двигателя (совпадающий с осью рабочего колеса вентилятора) и выходит в перпендикулярном направлении, совершая один поворот на 90° . При достаточном расстоянии от вентилятора до обдуваемых поверхностей головок и цилиндров и наличии кожуха в виде диффузора, данная схема обеспечивает уменьшение потерь давления воздуха и, следовательно, расхода мощности на привод вентилятора. Однако условия компоновки вентилятора на двигателе практически исключают возможность получения этих преимуществ. Для уменьшения ширины двигателя вентилятор обычно так близко располагают от двигателя, что не остается места для установки специального диффузора. Кожух вентилятора в большинстве случаев не охватывает более $1/3$ окружности рабочего колеса, а его выходное отверстие имеет нерациональную форму. Все это уменьшает использование кинетической энергии воздушного потока для увеличения его давления, вследствие чего КПД установки вентилятора получается невысоким, несмотря на небольшое аэродинамическое сопротивление воздушного тракта.

КПД установки в целом может быть несколько улучшен снижением скорости входящего в вентилятор воздуха путем применения двухстороннего входа, при этом угол раскрытия выходного отверстия вентилятора уменьшится (в 2 раза). Для увеличения доли статического давления в общем давлении применяют рабочее колесо с радиально выходящими или с загнутыми назад лопатками. Расстояния между ребрами цилиндров делаются увеличенными, чтобы обеспечить возможность непосредственного использования для охлаждения части динамического давления.

Необходимо отметить, что хотя только часть динамического давления может быть преобразована в статическое, определенная доля кинетической энергии потока при выходе из вентилятора используется на охлаждение головок и цилиндров вследствие удара воздуха об их поверхность.

В схеме 4-В, включающей вентилятор с двусторонним входом воздуха, т.е. вентилятор со спаренным рабочим колесом, обеспечивается более равномерное распределение охлаждающего воздуха по отдельным цилиндрам при сравнительно одинаковой степени нагретости последних, что трудно достижимо при других схемах воздушного тракта. Наличие независимого вентилятора, позволяющее наиболее просто осуществить регулирование его числа оборотов, создает возможность изменения теплоотдающей способности системы охлаждения. При этом изменяется также и затрата мощности на подачу охлаждающего воздуха. При указанной схеме одно рабочее колесо обычно обслуживает не более двух цилиндров (а при двухстороннем входе воздуха - только один цилиндр), поэтому для четырехцилиндрового двигателя необходимо иметь два самостоятельных вентилятора, а для шестицилиндрового - три. В результате этого конструкция вентилятора значительно усложняется, хотя габариты его в радиальном направлении остаются неизменными.

Схема 5-В включает независимый вентилятор осевого типа, приводимый в движение клиноременной передачей от коленчатого вала. Охлаждающий воздух на всем пути от входа в вентилятор и до выхода из межреберных каналов течет по прямой линии. Потери кинетической энергии воздуха на поворот при этой схеме, по существу, отсутствуют. Потери же на удар о поверхности оребрения головок и цилиндров несколько при данной схеме выше, чем при других схемах. Схему 5-В рационально применять лишь для одноцилиндровых двигателей, так как при наличии нескольких цилиндров все они, за исключением первого, будут заслонены первым цилиндром, поэтому их охлаждение будет менее интенсивным, а неравномерность температур по окружности цилиндра будет наибольшей. Данная схема применяется тогда, когда малые сечения проходов для воздуха между цилиндрами не позволяют осуществить поперечную (по отношению к оси двигателя) подачу охлаждающего воздуха.

Схема 6-В так же, как и схема 5-В, включает независимый осевой вентилятор, но отличается от последней тем, что охлаждающий

воздух после выхода из вентилятора совершает поворот на 90° , что повышает потери кинетической энергии воздуха при сохранении потерь на удар ввиду малого расстояния между вентилятором и стенкой направляющего кожуха. Данная схема рациональна при числе цилиндров более двух; использование ее для одноцилиндровой установки объясняется в основном соображениями унификации деталей вентилятора и его привода для семейства однотипных двигателей.

Основное преимущество схемы 6-В с одним вентилятором на все цилиндры заключается в простоте конструкции. Однако применение одного вентилятора на несколько цилиндров не лишено недостатков. Во-первых, труднее обеспечить равномерный обдув всех цилиндров. При этом в худшем положении оказываются передние цилиндры, так как для их обдува почти не используется кинетическая энергия воздуха, выходящего из вентилятора. Для улучшения охлаждения первого цилиндра ширина его выходного канала делается несколько большей или вентилятор выдвигается вперед. Следует отметить, что указанные недостатки заметно уменьшаются с повышением статического давления под кожухом.

В случае применения одного вентилятора на несколько цилиндров требуется высокое число оборотов его вала для получения необходимой производительности, что сопряжено с повышением шума при работе вентилятора и требует дополнительных затрат на более точное его изготовление.

На рисунке 48, а,б,в изображены основные схемы воздушного тракта, применяемые в двигателе с горизонтальными противолежащими цилиндрами. Три схемы включают центробежный вентилятор и три - осевой. [8].

Схема 1-Г включает центробежный вентилятор, установленный на одном из концов коленчатого вала. Кожух вентилятора состоит из двух полуспиралей, каждая из которых направляет охлаждающий воздух на цилиндры, расположенные по одну сторону от оси коленчатого вала. Охлаждающий воздух, выходящий из вентилятора, совершает на своем пути поворот на 90° , а от входа в вентилятор до выхода из межреберных каналов - два поворота под углом 90° . Потери кинетической энергии воздуха на поворот в данном случае невелики. Эта схема аналогична схеме 1-В с той лишь разницей, что здесь спиральный кожух разделен на две части, соответственно чему и

охлаждающий воздух делится на два равных потока. Поэтому преимущества и недостатки данной схемы те же, что и схемы 1-В. Схема 1-Г применяется только в двухцилиндровых двигателях, так как при наличии, например, четырех цилиндров цилиндры, находящиеся позади (в направлении выходящего воздуха), будут недостаточно охлаждаться и, кроме того, не будет равномерного распределения температур во всех цилиндрах, так как тыльные стороны передних цилиндров будут плохо обдуваться воздухом. По данной схеме выполнено большинство двигателей с горизонтальными противоположащими цилиндрами.

Схема 2-Г также включает центробежный вентилятор, установленный на коленчатом вале, но, в отличие от схемы 1-Г, охлаждающий воздух течет в этом случае не перпендикулярно оси цилиндров, а параллельно ей. Таким образом, цилиндры и головки должны иметь продольные ребра. Охлаждающий воздух, выходящий из вентилятора, делает два поворота, каждый приблизительно под углом 90° . Если бы имелась возможность приблизить плоскость вращения вентилятора к плоскости, проходящей через оси цилиндров, то аэродинамическое сопротивление воздушного тракта было бы уменьшено, но такой возможности нет, напротив, конструкция головок цилиндров значительно затрудняет образование продольных воздушных каналов и, кроме того, усложняет подвод охлаждающего воздуха к центральной части головки (к перемычке между гнездами клапанов). Поэтому данная схема, применявшаяся ранее на некоторых двигателях, конструктивно трудноосуществима, что и явилось причиной отказа от нее.

Необходимо отметить, что в карбюраторных двигателях с верхними клапанами при полусферической или пирамидальной камере сгорания рассматриваемую схему осуществить значительно легче, чем в других двигателях.

Схема 3-Г включает независимый центробежный вентилятор, приводимый в движение от коленчатого вала. Вентилятор обслуживает два ряда горизонтально противоположащих цилиндров. При этом кожух вентилятора состоит как бы из двух частей, и охлаждающий воздух отбрасывается рабочим колесом в обе стороны от оси коленчатого вала. Для лучшего направления воздуха в левый ряд цилиндров (см. схему) между рабочим колесом и кожухом установлен рассекатель. Преимущества и недостатки этой схемы в основном те же, что и схемы 4-В.

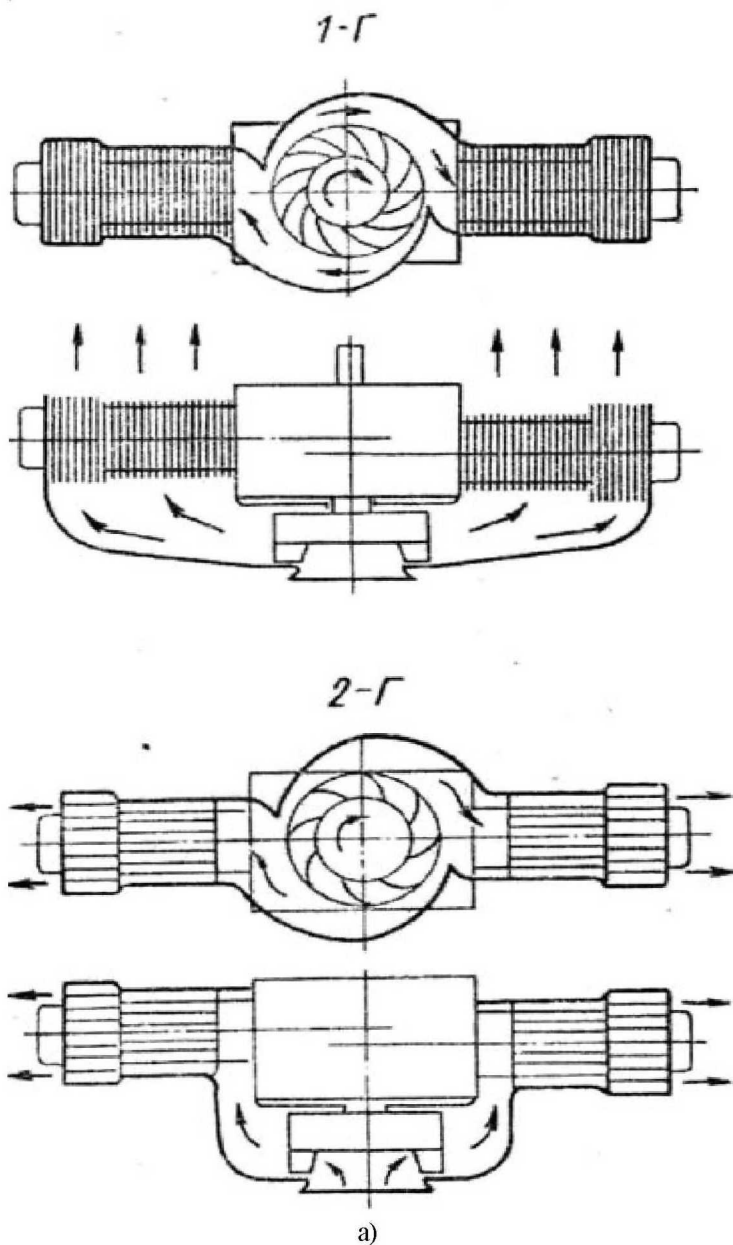


Рис. 48, (начало). Схемы воздушного тракта двигателей с горизонтальным двусторонним расположением цилиндров

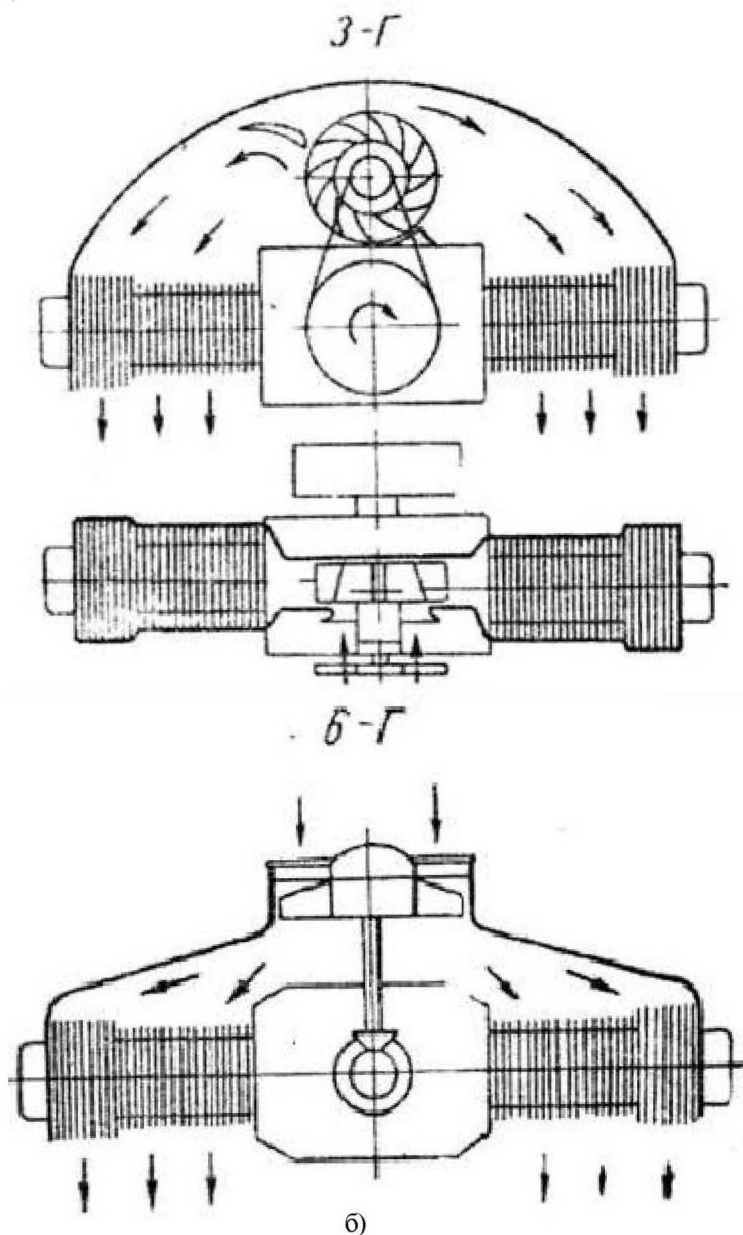


Рис. 48, (продолжение). Схемы воздушного тракта двигателей с горизонтальным двусторонним расположением цилиндров

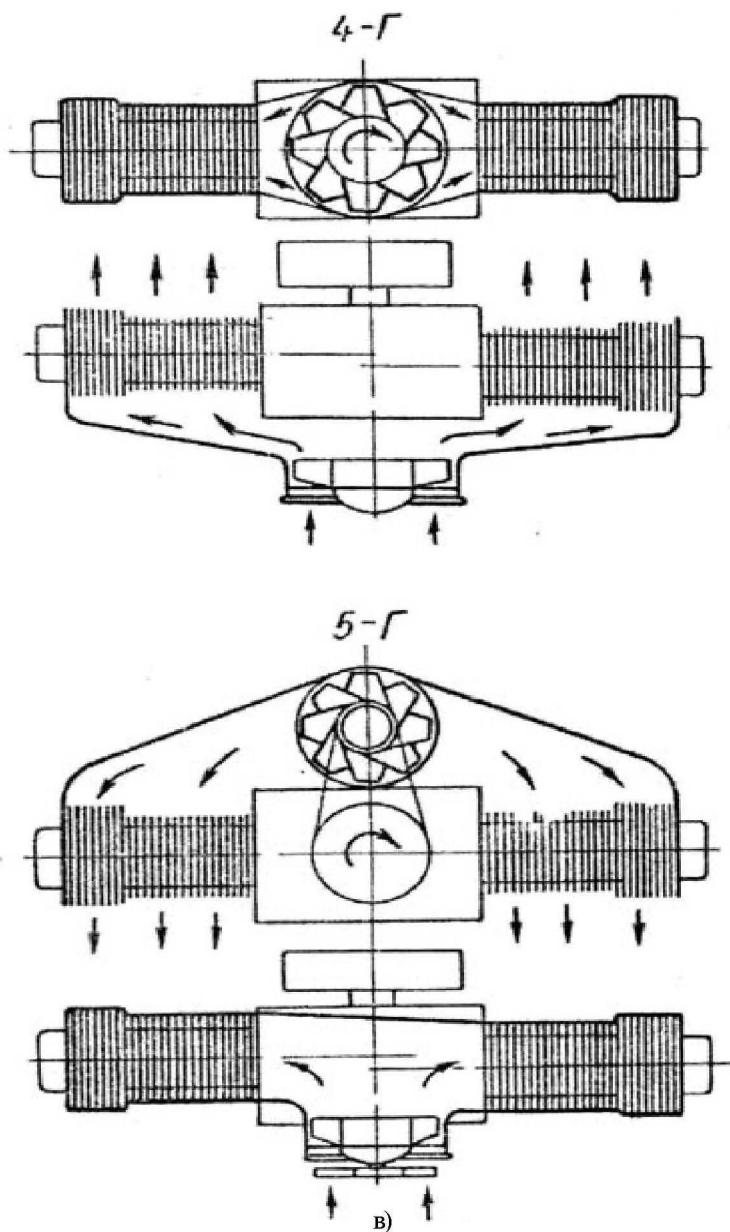


Рис. 48, (окончание). Схемы воздушного тракта двигателей с горизонтальным двусторонним расположением цилиндров

Вентилятор имеет два соединенных вместе рабочих колеса, как по схеме 4-В. При этом каждое колесо обслуживает два цилиндра, лежащих по одну сторону от оси коленчатого вала. Форма кожуха вентилятора в аэродинамическом отношении приближается к наиболее рациональной. Можно считать, что подобная схема воздушного тракта является одной из лучших для двигателей с горизонтально расположенными цилиндрами и независимым вентилятором. Смежное расположение вентиляторов превращает их, по существу в один вентилятор (с двойным рабочим колесом на четыре цилиндра), ввиду чего по компактности и простоте такой вентилятор не уступает осевому.

Схема 4-Г включает осевой вентилятор, установленный на переднем конце коленчатого вала. Направление течения охлаждающего воздуха при этой схеме, в общем, такое же, как и на схеме 1-Г, с той разницей, что поворот воздуха на 90° после выхода из вентилятора происходит вследствие лобового удара о поверхность картера двигателя. Для уменьшения потери энергии при этом ударе вентилятор целесообразно располагать как можно дальше от картера, а на последний устанавливать рассекающий воздушный поток. В общем, однако, схема 4-Г и при наличии указанных улучшений не является достаточно рациональной, поэтому применяется как исключение и только для двигателей с числом цилиндров не более двух. Преимущество данной схемы воздушного тракта - конструктивная простота и возможность использования напора встречного потока. Однако в данном случае трудно получить высокий КПД вентилятора.

Схема 5-Г включает независимый осевой вентилятор, установленный над картером двигателя и приводимый в движение клиноременной передачей. Охлаждающий воздух, проходя через вентилятор, ударяется о заднюю стенку кожуха и, отражаясь от нее, течет вниз, обдувая оба ряда головок и цилиндров. Очевидно, что применение подобной схемы для двухцилиндровых двигателей нерационально, так же как и подобной ей схемы 6-В для одноцилиндровых двигателей. Для двигателей с числом цилиндров более четырех применение данной схемы может быть оправдано. Для уменьшения потерь энергии воздуха и обеспечения равномерного обдува всех цилиндров желательно выдвигание вентилятора вперед.

Схема 6-Г (рис.48,б) включает независимый осевой или центробежный вентилятор, ось вращения которого перпендикулярна оси коленчатого вала, в то время как во всех ранее рассмотренных схемах воздушного тракта направление осей вентилятора и коленчатого вала совпадало. При этой схеме передача вращения осуществляется под прямым углом, для чего необходима зубчатая, червячная или фрикционная передача. Ведущая шестерня располагается обычно в другом месте, например, на распределительном валу, а не на коленчатом, как это показано для простоты на схеме.

Направление течения воздуха при данной схеме такое же, как и при схеме 4-Г, однако вследствие измененного расположения вентилятора относительно коленчатого вала возможен обдув нескольких цилиндров, причем, если вентилятор удален от всех цилиндров на одинаковые расстояния, эффективность обдува будет приблизительно одинакова. Если эти расстояния достаточно велики, т.е. вентилятор поднят высоко над двигателем, то к. п. д. воздушного тракта будет достаточно высоким. В данном случае также желательна установка рассекателей для устранения излишних потерь энергии воздуха на завихрения. Однако это сопряжено с увеличением высоты двигателя, что при расположении последнего в задней части автомобиля приводит к значительному ухудшению аэродинамической формы автомобиля и поэтому не применяется. Засасывание охлаждающего воздуха из верхних слоев имеет определенные преимущества. Во-первых, верхние слои воздуха менее запылены, что уменьшает опасность засорения межреберных каналов головок и цилиндров. Во-вторых, в ряде случаев подача охлаждающего воздуха сверху вниз необходима. Наконец, при установке двигателя в задней части автомобиля можно весьма эффективно использовать динамическое давление набегающего при движении автомобиля воздуха.

На рисунке 49,а,б изображены основные схемы воздушного тракта, применяемые при V-образном расположении цилиндров [8].

Схема 1-V включает центробежный вентилятор, установленный на одном из концов коленчатого вала. Отличие данной схемы воздушного тракта от схемы 2-V состоит в том, что воздух при выходе из вентилятора разделяется на два потока, каждый из которых обслуживает один ряд цилиндров. Преимущества и недостатки схемы

1-V в основном те же, что и схемы 2-B, если не считать, что при схеме 1-V длина канала, направляющего воздушный поток, меньше, а распределение охлаждающего воздуха по цилиндрам более равномерное. Конструктивное преимущество данной схемы состоит в том, что для направляющего канала используется пространство между рядами цилиндров. Наиболее рационально применение схемы 1-V для двигателей с малым диаметром цилиндров и высоким числом оборотов.

Схема 2-V также включает один центробежный вентилятор, установленный на коленчатом валу. Как и на схеме 2-Г, охлаждающий воздух течет вдоль осей цилиндров, т. е. цилиндры имеют продольные ребра. Вентилятор имеет один выход, в то время как в случае схемы 2-Г вентилятор имеет два выхода. Преимущества и недостатки данной схемы в основном те же, что и схемы 2-Г.

Схема 3-V включает независимый вентилятор, установленный таким образом, что охлаждающий воздух при выходе из него делится рассекателем на два отдельных потока к правому и левому ряду цилиндров. Вследствие этого условия охлаждения всех цилиндров становятся в значительной мере одинаковыми, КПД вентилятора и воздушного тракта в целом может быть высоким, так как с одной стороны имеются благоприятные условия для размещения кожуха вентилятора, а с другой – воздух, выходящий из вентилятора, почти не делает поворотов, и доля используемого динамического давления возрастает. Недостатком следует считать большую высоту двигателя.

Уменьшение высоты карбюраторных автомобильных двигателей, затрудняющей его установку под капотом автомобиля, достигалось соосной установкой двух вентиляторов, каждый из которых обслуживал четыре цилиндра. Затрата мощности на охлаждение в этом двигателе не превышала 4-5% от максимальной мощности двигателя. В настоящее время данная схема не применяется.

Схема 4-V (рис.49,б) включает два независимых центробежных вентилятора, каждый из которых обслуживает один ряд цилиндров. По существу, данная схема представляет собой две объединенные схемы 4-B, поэтому преимущества и недостатки последней распространяются и на рассматриваемую схему. Дополнительно к недостаткам относятся повышенные потери энергии воздуха вследствие сталкивания двух потоков на выходе из межреберных

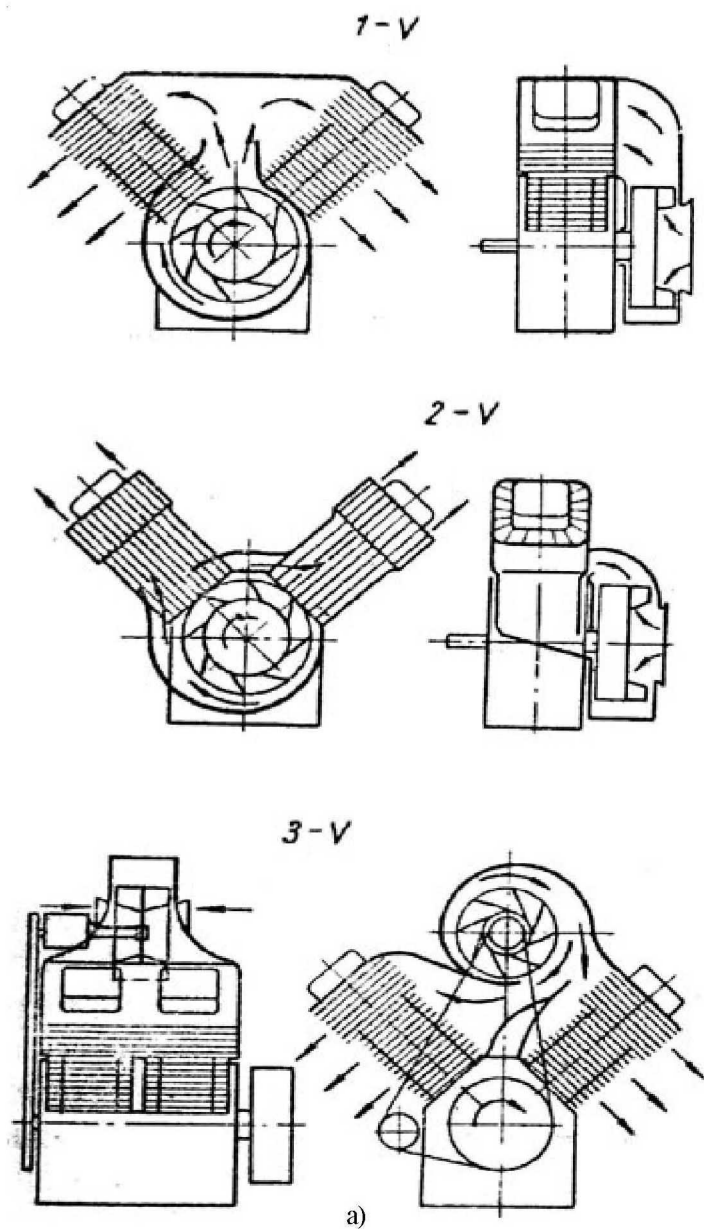
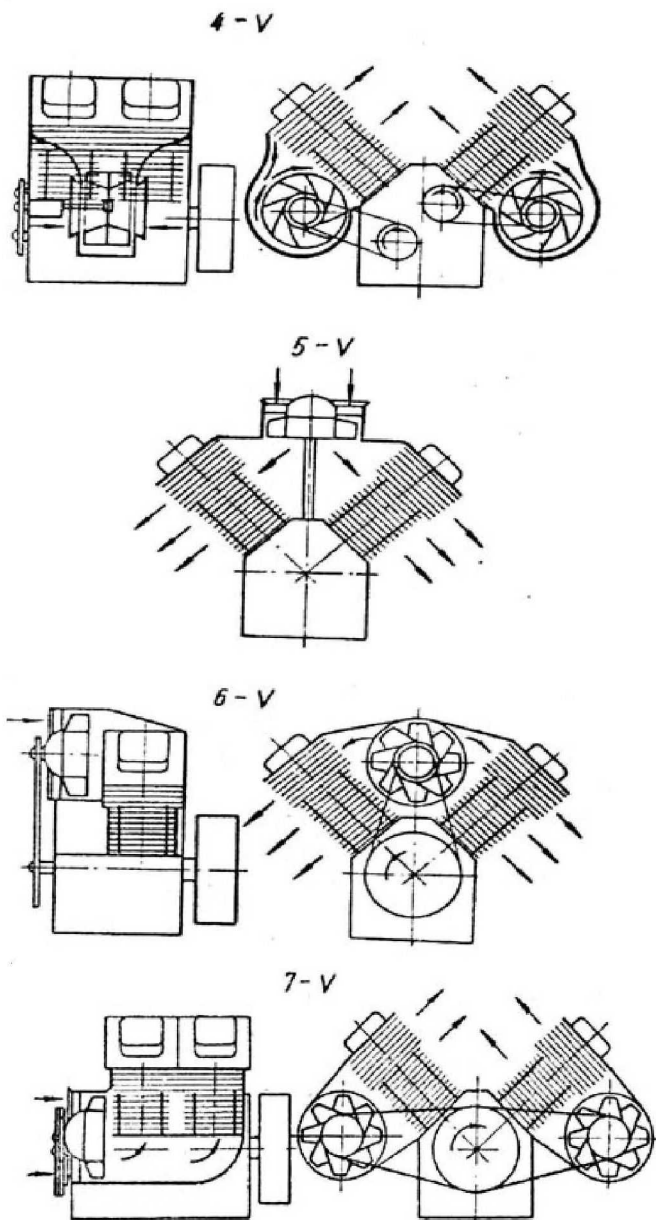


Рис. 49, (начало). Схемы воздушного тракта двигателей с V-образным расположением цилиндров



б)
Рис. 49, (окончание). Схемы воздушного тракта двигателей с V-образным расположением цилиндров

каналов головок и цилиндров. Кроме того, затрудняется использование пространства между рядами цилиндров из-за наличия потока горячего воздуха.

Схема 5-V отличается от схемы 6-Г тем, что ряды цилиндров расположены относительно друг друга под углом меньше 180° . В связи с уменьшением угла конуса выходящего из вентилятора воздуха улучшаются условия использования динамического давления, создаваемого вентилятором. Большая удаленность вентилятора от картера двигателя способствует уменьшению потерь на удар. Подача охлаждающего воздуха под небольшим углом к ребрам повышает теплоотдачу последних. Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта при данной схеме может быть значительно уменьшено.

Недостаток этой схемы состоит в более сложной передаче вращения от коленчатого вала к валу вентилятора, так как оси этих валов не параллельны.

Схема 6-V является наиболее распространенной для двигателей с V-образным расположением цилиндров. Независимый осевой вентилятор располагается перед цилиндрами, а ось его вращения совпадает с вертикальной осью симметрии двигателя. Привод вентилятора большей частью осуществляется клиноременной передачей и в некоторых случаях - зубчатой. Возможен также и цепной привод. Охлаждающий воздух нагнетается в пространство между рядами цилиндров, откуда он под давлением выходит в боковых направлениях через межреберные каналы головок и цилиндров. При использовании данной схемы в двухцилиндровом двигателе воздушный поток совершает крутые повороты, поэтому степень использования динамического давления невелика. Высокое расположение вентилятора уменьшает опасность засорения межреберных каналов пылью, содержащейся в охлаждающем воздухе. Центральное расположение вентилятора облегчает задачу привода его от коленчатого вала. Двигатель получается очень компактным, так как за счет вентилятора увеличивается лишь длина.

Схема 7-V напоминает схему 4-V, только в данном случае вместо центробежных вентиляторов применены осевые. В связи с этим охлаждающий воздух совершает поворот под прямым углом только после выхода из вентилятора под действием статического давления, в то время как при схеме 4-V поворот воздушного потока происходит

в рабочем колесе. В отношении потерь динамического давления под кожухом схема 7-V аналогична схемам 6-B и 6 -V, а в отношении потерь на выходе - схеме 4-V. Схема 7-V является, по существу, соединением двух схем 6-B, поэтому преимущества и недостатки ее аналогичны преимуществам и недостаткам последней. Удвоение числа вентиляторов вызывается обычно трудностью подачи надлежащего количества воздуха с помощью одного центрально расположенного вентилятора по типу схемы 6-V, так как в этом случае он получается либо чрезмерно большим, либо должен иметь недопустимо высокое число оборотов.

В завершении обзора необходимо обратить внимание на то, что основным элементом, обеспечивающим необходимый поток охлаждающего воздуха в большинстве автомобильных двигателей этого типа, является вентилятор. Направление воздушного потока организуется в воздушном тракте, который обеспечивает оптимальный обдув в первую очередь наиболее теплонапряжённых деталей. Регулирование интенсивности обдува обеспечивается автоматизированной системой (гидромуфты, жалюзи и др.).

В целом вышеприведённая глава имеет цель ознакомить изучающих курс “Системы охлаждения поршневых двигателей” с разделами, входящими в специальные курсы конструкции поршневых двигателей, читаемых на смежных кафедрах.

8.3. Расчет системы воздушного охлаждения

8.3.1. Общие положения

Расчет системы воздушного охлаждения двигателя внутреннего сгорания сводится к определению параметров, обуславливающих конструкцию оребрения цилиндров и их головок, а также к определению потребной мощности и размеров вентилятора с приводом.

Ввиду большого количества взаимосвязанных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, единственного решения для нахождения основных параметров ее не существует. Так, для определения площади оребрения надо знать величину коэффициента теплоотдачи, который, в свою очередь, зависит от скорости воздуха в межреберных каналах, в тоже время эта скорость сама является зависимой от конструкции, формы, качества поверхности и размера ребер. Для выбора вентилятора надо знать

необходимую степень повышения давления и его потребную производительность, которые могут быть определены при известной конструкции оребрения цилиндра и его головки. Решение задачи усложняется различием параметров, характеризующих оребрение цилиндра и головки, неравномерность их оребрения и различие скоростей воздуха в разных сечениях.

Сложность состоит еще и в том, что трудно выделить параметры, определяемые в ходе расчета и исходные. Поэтому в основу расчетов часто принимают так называемую *удельную поверхность оребрения*, а более точное определение параметров системы охлаждения и ее доработку производят в процессе доводочных испытаний поршневого двигателя.

При предварительном расчете рекомендуется задаваться исходными условиями, необходимыми не только для определения конструктивных параметров поршневых двигателей, но и для проведения расчета его системы охлаждения. Обычно это внешние условия (температура, давление и влажность атмосферного воздуха), а также условия работы двигателя (режимы, тепловое состояние). На этой стадии расчета определяют величину живого сечения воздушных каналов, межцилиндровые расстояния. Это позволяет разработать конструкцию охлаждающих ребер и затем перейти к определению величины потребной поверхности охлаждения и параметров вентилятора.

Любая система охлаждения должна иметь запас охлаждающей способности, т.к. в процессе эксплуатации двигателя его состояние ухудшается из-за нагара на поверхностях, ухудшается топливная экономичность, загрязняются поверхности охлаждения. Особенно важен этот запас для системы воздушного охлаждения, которая из-за отсутствия водяной рубашки имеет пониженную аккумулирующую способность. Запас охлаждающей способности реализуется за счет увеличения поверхности охлаждения против расчетной повышением производительности вентилятора, что чаще всего нежелательно. Снижение расчетных температур тем более нежелательно, т.к. ведет к повышению затрат мощности на охлаждение за счет необходимого повышения производительности вентилятора. Величина запаса охлаждающей способности может быть определена на основании конкретного задания по условиям эксплуатации поршневого двигателя и его состояния. Практика показала, что в среднем требуется 5...10 % запас.

8.3.2. Исходные параметры расчета

К исходным параметрам расчета относят параметры атмосферного воздуха, заданный уровень температур рабочих деталей и режим работы поршневого двигателя.

Температура, давление и влажность атмосферного воздуха являются внешними расчетными условиями, при которых эксплуатируется двигатель. Их величина влияет на размеры поверхности охлаждения, затраты мощности на привод вентилятора.

Для расчета воздушного охлаждения принимают не крайние значения температуры атмосферного воздуха в отдельные периоды года, а среднестатистические, и в случаях не оговоренных особо условий в качестве максимальной расчетной принимают температуру воздуха равной $+40^{\circ}\text{C}$ и реже $+55^{\circ}\text{C}$. Нижние значения температуры на расчете системы охлаждения не отражаются, но задаются при разработке системы регулирования охлаждения поршневых двигателей.

Величина плотности и вязкости атмосферного воздуха при заданном давлении вычисляется по уравнению состояния. Практически изменение его давления на эти параметры оказывает очень малое влияние.

Расчетные температуры рабочих деталей предопределяются рациональной конструкцией цилиндра и его головки и должны быть более или менее равномерными по поверхности нагрева. Предельно допустимое значение температуры определяется условиями работы поршневого двигателя, характером и длительностью его нагрузки и другими факторами. Для предварительных расчетов системы охлаждения используются данные, приведенные в таблице П1 приложения Д. Приведенные значения температур относятся к работе двигателя с полной нагрузкой, с чистой головкой, а практически они несколько выше. Минимальная температура должна быть не ниже $130 \dots 140^{\circ}\text{C}$, т.е. выше температуры точки росы отработавших газов, равной $65 \dots 70^{\circ}\text{C}$.

Для расчета системы охлаждения необходимо знать средние температуры поверхности теплоотдачи. Для средней температуры обремененной поверхности принимают (в долях от предельно допустимой для этой детали) множители:

для головки цилиндра..... 0,4...0,45;
для цилиндра..... 0,7...0,75.

Такое различие объясняется тем, что цилиндр соприкасается с рабочими газами почти по всей высоте, а головка только своим основанием.

Система охлаждения, как отмечалось ранее, должна обеспечить оптимальное тепловое состояние поршневого двигателя во время его эксплуатации. Это достигается также с помощью системы регулирования охлаждения. Система охлаждения проектируется так, чтобы при переходе с расчетного режима (максимальной мощности или максимального крутящего момента) на любой нерасчетный температура рабочих деталей не превышала предельно допустимую. С этой целью при расчете системы охлаждения ориентируются на удельную величину g - коэффициент, указывающий на количество тепловой энергии, которое должно быть отведено в систему охлаждения в течение одного часа на каждую единицу эффективной мощности двигателя кДж/Вт·ч. Величина этого коэффициента *удельного расхода воздуха* определяется из соотношения

$$g = \frac{Q_{\text{охл}}}{N_e},$$

где $Q_{\text{охл}}$ вычисляется по известной эмпирической формуле, кВт/ч:

$$Q_{\text{охл}} = A \cdot N_e \cdot g_e \cdot H_u.$$

Здесь коэффициент $A = 0,28 \dots 0,33$ для бензиновых двигателей и $A = 0,25 \dots 0,30$ для дизелей. К найденной величине $Q_{\text{охл}}$ прибавляется 5...10% от ее значения для дизелей и 10...15% для бензиновых двигателей (если необходимо учесть тепло поступающее в систему охлаждения от масляного радиатора).

С учетом среднестатистических значений g_e и H_u для дизелей и бензиновых двигателей, руководствуются величиной g в следующих пределах, кДж/Вт·ч:

дизели.....	2000...3700;
карбюраторные двигатели.....	3150...4850.

8.3.3. Определение основных параметров системы охлаждения

8.3.3.1. Количество потребного охлаждающего воздуха

Количество охлаждающего воздуха, необходимого для отвода заданного количества тепловой энергии, определяется из выражения (кг/ч)

$$G_B = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})},$$

а удельный расход воздуха, приходящийся на единицу эффективной мощности поршневого двигателя, кг/Вт·ч, м³/Вт·ч:

$$g_{\text{эф}} = \frac{G_B}{N_e}.$$

Если представить это выражение в виде

$$g_{\text{эф}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{N_e \cdot c_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})} = \frac{A \cdot H_u \cdot g_e \cdot N_e}{N_e \cdot c_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})} = \frac{A \cdot H_u \cdot g_e}{c_p \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}$$

и учесть, что применяемые топлива мало отличаются по значениям H_u , а c_p мало меняется с температурой воздуха, то для определенного режима работы поршневого двигателя, когда $A = \text{const}$ и $g_e = \text{const}$, можно представить

$$g_{\text{эф}} = \frac{c_1}{(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}.$$

То есть удельный расход охлаждающего воздуха обратно пропорционален повышению температуры воздуха при его прохождении по межреберным каналам. Так как в действительности разность температур между стенкой и воздухом по высоте цилиндра и головки неодинакова: в зоне камеры сгорания $\Delta t_w \approx 40 \dots 70^\circ\text{C}$, в нижней (удаленной) зоне камеры сгорания $\Delta t_w \approx 20 \dots 30^\circ\text{C}$, нагрев в средней части цилиндра $\Delta t_w \approx 30 \dots 50^\circ\text{C}$ (равный приблизительно среднему нагреву всего охлаждающего воздуха), то величина нагрева воздуха может быть определена из выражения

$$\Delta t = \frac{1}{(0,8 \dots 0,85)} \cdot \Delta t_w,$$

где температурный напор со стороны набегания воздуха Δt_w .

Часто в расчетах просто задаются удельным расходом охлаждающего воздуха, опираясь на среднестатистические данные по существующим типам двигателей. Можно считать, что в среднем удельный объёмный расход воздуха колеблется в пределах $g_{\text{уд}} = 50 \dots 290 \text{ м}^3/\text{Вт}\cdot\text{ч}$, в зависимости от типа и конструкции двигателя.

Значения удельного объёмного расхода охлаждающего воздуха для дизелей с воздушным охлаждением приведены в табл. П2 приложения Д. Для карбюраторных двигателей можно принимать эти величины на 20...25% больше. Следует помнить, что степень нагрева воздуха представляет собой разность между температурами воздуха, выходящего из межреберных каналов, и воздуха, входящего в них. Температура входящего воздуха равна температуре окружающей среды (если не считать незначительного нагрева в вентиляторе) и задается как одно из исходных условий. Что же касается температуры выходящего воздуха, то из условий нормальной смазки цилиндров она не должна быть выше 90...100°C и, значит, нагрев воздуха в межреберных каналах не должен превышать 60°C. Но и снижать степень нагрева не следует, т.к. это ведет к повышению затраты мощности на вентилятор.

На рисунке П1 приложения Д приведены данные о повышении температуры воздуха для ряда дизелей и карбюраторных двигателей с воздушным охлаждением.

Из графиков видна область приемлемых значений Δt для дизелей (между кривыми 3 и 5) и карбюраторных двигателей (между кривыми 7 и 8).

Указанные выше значения удельного расхода воздуха приведены для двигателя в целом, без разделения его доли, приходящейся на цилиндр и головку. Однако при расчете обребрения такое разделение необходимо. При ориентировочных расчетах принимают, что сопротивление головки и цилиндра проходу воздуха одинаково и пропорционально проходным сечениям их воздушных каналов. В ряде случаев предпочтительно задаваться непосредственно значениями скорости охлаждающего воздуха в межреберных каналах. В предварительных расчетах можно руководствоваться следующими значениями средней скорости воздуха в межреберных каналах системы охлаждения:

Диаметр цилиндра, мм	75...100	100...125	Свыше 125...150
Скорость воздуха в межреберных каналах при работе двигателя на максимальной мощности, м/с	20...40	40...50	50...60

8.3.3.2. Потребная величина поверхности охлаждения

Основную часть поверхности (90...95%) составляют охлаждающие ребра головок и цилиндров, отводящих 85...90% всего количества тепловой энергии.

Поверхность охлаждения F связана с количеством отводимого тепла известным из теории теплообмена соотношением, м^2

$$F = \frac{Q_{\text{охл}}}{\alpha \cdot (t_{\text{ст}} - t_{\text{возд}})},$$

где $t_{\text{ст}}$ - средняя температура поверхности охлаждения (стенки).

Но воспользоваться этим соотношением нельзя, т.к. значение α определяется не только температурой, но и скоростью воздуха в межреберном пространстве, неизвестна средняя температура воздуха. Поэтому при предварительном расчете исходят из приведенной поверхности охлаждения цилиндра

$$F_{\text{пр}} = \pi \cdot (D + 2 \cdot \Delta) h_{\text{ц}},$$

где Δ - толщина стенки цилиндра, м;

$h_{\text{ц}}$ - высота обдуваемой (оребрённой) части цилиндра, м.

В справочных данных приводится рекомендуемое соотношение $h_{\text{ц}}/S$, которое в среднем равно 1,2...1.4. Приведенная поверхность охлаждения связана с общей поверхностью охлаждения соотношением:

$$F = F_{\text{пр}} \cdot \varphi,$$

где φ - коэффициент оребренности, который для дизелей и карбюраторных двигателей может быть принят в пределах 6,0...7,95.

Характеристика оребрения цилиндров в зависимости от технологии их изготовления приведена в таблице П7 приложения Д. Контроль достаточности поверхности охлаждения может быть произведен путем определения величины удельной поверхности охлаждения, $\text{см}^2/\text{Вт}$

$$F_{\text{уд}} = \frac{F}{Ne}$$

или, если известен рабочий литровый объём $V_{\text{л}}$, $\text{см}^3/\text{л}$

$$E_{\text{уд}} = \frac{F}{V_{\text{л}}}.$$

Обычно эти значения находятся в пределах для двигателей с воздушным охлаждением от 400...890 см²/Вт или от 4000...8000 см²/л.

Иногда вместо определения величины поверхности через приведенную поверхность и коэффициент оребренности задаются непосредственно величиной удельной поверхности охлаждения. В таблице П3 приложения Д приведены рекомендуемые ориентировочные значения этих величин для двигателей различных типов. В таблице П4 приложения Д приведено распределение поверхности охлаждения между головкой и цилиндром в % в зависимости от типа двигателя, принятого способа смесеобразования, конструкции двигателя, которые принимают в основу предварительного расчета системы охлаждения.

8.3.3.3. Размеры оребрения цилиндров

Определение сечения воздушных межреберных каналов обычно производится раздельно для цилиндра и его головки. Сечение $f_{ц}$ межреберных каналов одного цилиндра определяют, зная расход воздуха $G_{ц}$, проходящего по этим каналам (кг/с), и среднюю скорость потока W_{cp} (м/с),

$$G_{ц} = Q_{охл} / i \cdot m,$$

где m – доля тепла, отводимого цилиндром.

Тогда

$$f_{ц} = \frac{G_{ц}}{W_{cp}} = \frac{Q_{охл}}{i \cdot m \cdot W_{cp}}.$$

Средняя ширина межрёберного канала (между стенками соседних цилиндров, см. рис.П2 приложения Д) может быть определена из выражения

$$b = \frac{f_{ц}}{\beta \cdot h_{ц}}$$

где β - коэффициент живого сечения равный

$$\beta = \frac{f_{ц}}{f_{ц} + f_{p}},$$

где f_{p} – площадь сечения рёбер цилиндра.

В предварительных расчетах можно принять $\beta = 0.51 \dots 0.72$. Далее определяют межцилиндрические расстояния:

$$l_{\text{ц}} = D + b + 2\Delta$$

а затем отношение $l_{\text{ц}}/D$, которое должно быть в пределах $1.29 \dots 2.12$ (чем меньше, тем компактнее цилиндровая группа).

Сечение воздушных каналов головки цилиндра в предварительных расчетах принимается равным или меньше площади сечения каналов цилиндра. Площадь поверхности охлаждения головки принимают равной площади поверхности охлаждения цилиндра. Высоту оребренной части головки принимают равной $(1.3 \dots 1.6)D$.

В соответствии с таблицами П6 и П7 приложения Д шаг ребер цилиндров $S_{\text{ц}}$ изменяется от 4 до 11 мм, а шаг ребер головок цилиндров $S_{\text{г}}$ – от 5 до 12 мм. Тогда количество ребер цилиндра равно

$$Z_{\text{ц}} = \frac{h_{\text{ц}}}{S_{\text{ц}}}$$

Шаг ребер головки цилиндра равен

$$Z_{\text{г}} = \frac{h_{\text{г}}}{S_{\text{г}}},$$

где высота головки $h_{\text{г}} = (0.8 \dots 1.2)D$.

Внешний диаметр оребренного цилиндра представляет собой окружности с двумя или более срезами (см. рис. П2 и П3 приложения Д). Величина этих срезов различна. При определении поверхности одного ребра считают, что срезов, отверстий, вырезов под шпильки нет. Поверхность одной стороны ребра равна

$$F_{\text{р}} = \frac{F_{\text{ц}}}{2 \cdot Z_{\text{ц}}} - F_{\text{мр}}$$

где $F_{\text{мр}} = \pi \cdot D_{\text{ц}} \cdot S_{\text{ц}}$ - поверхности одного межреберного промежутка.

Расчетный внешний диаметр оребренного цилиндра

$$D_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{р}}}{\pi} + D_{\text{а}}^2}$$

Площадь одного среза в форме сегмента определяется по приближенной формуле (см. приложение Д, рис. П3).

$$F_c = \frac{H}{15} \left(12\sqrt{2 \cdot R \cdot H - H^2} + 8\sqrt{2 \cdot R \cdot H} \right),$$

где $R = \frac{1}{4}(D_H + D_a)$.

Средняя высота ребра по окружности цилиндра, м:

$$h_{реб} = 0,5(D_H - D_a).$$

8.3.3.4 Теплоотдача оребренных поверхностей

Поверхности оребрения рассматриваются как совокупность ребер, размещенных на плоской или цилиндрической стенке, не имеющей толщины. В качестве исходной принимается температура основания ребра, равная температуре внешней поверхности втулки цилиндра.

Количество тепла, отдаваемое ребрами цилиндра, кДж / м² ч:

$$Q = \frac{1}{\frac{\Delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{пр}}} \cdot (t_{ст}^{ср} - t_{возд}^{ср}) = K \cdot (t_{ст}^{ср} - t_{возд}^{ср})$$

Значение $\alpha_{пр}$ находят из зависимости

$$\alpha_{пр} = \frac{\alpha_2}{\delta + S'} (S' + 2 \cdot h_{ц} \cdot \eta_p),$$

где η_p - КПД оребрения, равный 0.5...0.9, а значение S' - просвет между ребрами, который определяется из условия длины участка канала $x_{кр}$, где сохраняется ламинарное течение:

$$x_{кр} = 4,85 \cdot 10^5 \cdot v_{возд} / W_{ср}.$$

Должно соблюдаться условие: $S' = l_{ц} / 60 \geq x_{кр} / 60$

С достаточной точностью используют соотношение для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от ребер в окружающий воздух, Вт/м²·К:

$$\alpha_2 = 2,45 \cdot \frac{(\rho \cdot W_{ср})^{0,8}}{d_{э}^{0,2}},$$

где W_{cp} - средняя скорость воздуха в межреберных каналах, м/с;

d_3 - эквивалентный диаметр воздушного канала (м), определяемого по формуле

$$d_3 = \frac{4h_{\text{реб}} \cdot S'}{2(h_{\text{реб}} + S')} = \frac{2h_{\text{реб}} \cdot S'}{h_{\text{реб}} + S'}$$

Этот диаметр не должен быть больше величины, найденной по номограмме рис. П4 приложения Д.

Так как форма канала криволинейна, а величина α_2 получена для случая прямого канала, длина которого примерно в 50 раз больше его эквивалентного диаметра, то в расчет вводятся поправки, на которые умножается значение α_2 . Поправка ε_1 , учитывающая влияние уменьшения длины канала, принимается из табл. П6 приложения Д в зависимости от числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{W_{\text{cp}} \cdot d_3}{\nu}$$

Поправка ε_R , учитывающая искривление канала (со средним радиусом R), определяется по формуле

$$\varepsilon_R = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_3}{R}$$

Коэффициент оребрения определяется по известной формуле

$$\eta_p = \frac{\text{th}(mh)}{mh}$$

где m - характеристика ребра, равная

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_2''}{\delta \cdot \lambda}}$$

$$\text{и } \alpha_2'' = \alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_R$$

Значение $\alpha_{\text{пр}}$ уточняется по формуле

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{\alpha_2''}{\delta + S'} (S' + 2h \cdot \eta_p)$$

и сверяется с опытными статистическими графиками рис. П5 приложения Д.

Определив коэффициент теплопередачи по формуле, Вт/м²К

$$K = \frac{1}{\left(\frac{\Delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр}}} \right)},$$

находят количество тепловой энергии, отдаваемой охлаждающему воздуху одним цилиндром с приведенной поверхностью охлаждения

$$Q_{\text{ц}} = K \cdot F_{\text{пр}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{возд}})$$

Может быть так, что в ходе проектирования системы охлаждения значения $F_{\text{пр}}$ и $Q_{\text{ц}}$ известны (выбраны заранее), то тогда определяют температуру стенки по формуле

$$t_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\alpha_{\text{пр}} \cdot F_{\text{пр}}} + t_{\text{возд}}$$

Если полученные значения в первом случае $Q_{\text{ц}}$ и во втором случае $t_{\text{ст}}$ отклоняются от заданных (допустимых), то расчет повторяется для новых значений скорости охлаждающего воздуха $W_{\text{возд}}$, которая может быть в пределах 25...70 м/с. Определение теплоотдачи оребрения головки обычно не производится.

Наконец, в некоторых случаях сразу задаются значением коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{пр}}$, руководствуясь графиками рис. П2 приложения Е.

8.3.3.5. Потребное давление охлаждающего воздуха

Расчет системы охлаждения базируется только на повышении давления, создаваемого вентилятором, которое определяется из уравнения

$$\Delta P_{\text{вент}} = \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{\text{п}} + \Delta P_{\text{а}},$$

где $\Delta P_{\text{ц}}$ - потери давления в межреберном пространстве цилиндра, Па,

$$\Delta P_{\text{ц}} = \varepsilon_1 \cdot \frac{\rho \cdot W_{\text{в}}^2}{2},$$

а коэффициент $\varepsilon_1 \cong 2...3$;

ΔP_{Π} - потери давления в направляющей части воздушного тракта, которое принимают равным

$$\Delta P_{\Pi} = (0,10 \dots 0,12) \cdot \Delta P_{\text{вент}};$$

ΔP_a - потери давления на выходе из воздушного тракта,

$$\Delta P_a = \frac{\rho_a \cdot W_{\Pi}^2}{2},$$

где ρ_a и W_{Π} параметры воздуха, выходящего из оребрения при температуре $\approx 90^{\circ}\text{C}$, а $W_{\Pi} \approx W_{\text{в}}$.

В ряде случаев задаются значениями $\Delta P_{\text{вент}}$ относительно диаметра цилиндра, кг/м²:

$D < 100$ мм	750...1000;
$D = 100 \dots 150$ мм	1500...2000;
$D > 150$ мм	2500...3000.

8.3.3.6 Расход мощности на подачу воздуха вентилятором

Мощность определяют по известному соотношению, кВт

$$N = \frac{G_{\text{в}} \cdot \Delta P_{\text{вент}}}{1000 \cdot \eta_{\text{э}}},$$

где $G_{\text{в}}$ - массовый секундный расход воздуха, кг/с;

$\eta_{\text{э}}$ - эффективный КПД вентилятора, учитывающий потери в вентиляторе и в его приводе.

Затрата мощности оценивается в процентах от максимальной мощности двигателя, т.е.

$$N_{\text{уд}} = \frac{N}{N_{\text{е}}} \cdot 100 \text{ \%}.$$

Предельно допустимая доля мощности двигателя, расходуемая на охлаждение, определяется его назначением, величиной его номинальной мощности, размерами цилиндров, условиями работы и т.д. Обычно в существующих двигателях она должна быть не больше 3.5...15% от максимальной мощности двигателя для карбюраторных двигателей и 2.5...8% для дизелей.

Подробно последовательность расчета системы воздушного охлаждения приводится в методических указаниях к курсовой работе “Расчёт системы воздушного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания” [11].

9. ВЫБОР И РАСЧЁТ ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

9.1. Исходные условия выбора вентилятора

Несовершенство конструкции первых двигателей с воздушным охлаждением в значительной мере обуславливалось низким КПД и большими габаритами применявшихся на них вентиляторов. В последних конструкциях серийных двигателей с воздушным охлаждением вентиляторы подобраны достаточно удачно, что выражается в малой величине потребляемой ими мощности по сравнению с мощностью самих охлаждаемых двигателей.

Подбор вентилятора должен начинаться с детального изучения условий, в которых он будет работать. К ним прежде всего относятся внешние условия и режим работы двигателя, определяемые его назначением. Если вентилятор предназначен для охлаждения стационарного двигателя, работающего большую часть времени на номинальном режиме, то на этом режиме вентилятор должен иметь максимальный КПД.

Режим работы автомобильного или тракторного двигателя отличается от режима работы стационарного меньшей средней нагрузкой. В этом случае расчет вентилятора следует вести исходя из условий работы двигателя на номинальном режиме, но с 5 - 10 % - ным запасом производительности, с тем чтобы ухудшение его теплового состояния при переходе на режим максимального крутящего момента было не очень значительным.

Выбрать расчетный режим для вентилятора двигателя легкового автомобиля значительно труднее, так как в этом случае имеют место более высокие скорости движения и двигатель может уставливаться на автомобиле с учетом использования давления встречного потока воздуха. Поэтому определение исходных расчетных параметров следует производить применительно к каждой моторной установке, причем целесообразно составлять тепловой баланс двигателя для основных режимов его работы и увязывать этот баланс с производительностью вентилятора на этих же режимах. Расчетный режим вентилятора стационарного двигателя выбирается таким образом, чтобы расчетному режиму на участке устойчивой характеристики вентилятора соответствовала или, по крайней мере,

была к нему близко расположена точка максимального значения его КПД, так как предполагается, что вентилятор должен работать большую часть времени именно на этом режиме.

Для вентилятора автомобильного или тракторного двигателя с воздушным охлаждением совпадение расчетной точки с точкой максимального КПД не всегда желательно, так как вентилятор может работать большую часть времени не на расчетном режиме. Необходимо провести исследование загрузки двигателя по времени, установить наиболее продолжительные режимы и применительно к этим режимам подобрать характеристику вентилятора по КПД с учетом обеспечения нормальной работы двигателя.

Место расположения вентилятора в системе воздушного тракта двигателя существенно влияет на выбор его типа и размера. Например, расположение его непосредственно на коленчатом валу рядного двигателя уже почти предопределяет, что он должен быть центробежным. Следовательно, вентилятор может быть окончательно выбран лишь после того, как установлено, будет ли он приводным или помещен непосредственно на коленчатом валу. В связи с этим целесообразно еще раз вернуться к рассмотрению преимуществ того и другого варианта .

Осевые вентиляторы двигателей с воздушным охлаждением бывают почти исключительно приводными, а центробежные примерно поровну делятся на приводные и выполняемые как одно целое с маховиком. Применение приводного вентилятора обеспечивает возможность:

1) уменьшения размеров вентилятора за счет повышения числа оборотов его рабочего колеса, что очень важно для двигателей с большим расходом охлаждающего воздуха;

2) регулирования охлаждающей способности системы путем изменения передаточного отношения в приводе вентилятора, что важно при использовании двигателя в различных климатических условиях, при сезонном изменении температуры окружающей среды, при увеличении теплоотдачи в стенку вследствие ухудшения состояния двигателя (износ, поломка части охлаждающих ребер и пр.) и при длительной работе на частичной нагрузке;

3) изменения эффективности системы охлаждения при форсировании двигателя без изменений в его конструкции.

К *недостаткам* приводного вентилятора относятся:

- 1) потребность в передаточном механизме;
- 2) возможность нарушения нормальной работы системы охлаждения при дефектах в этом механизме.

Приблизительно три четверти всех двигателей с воздушным охлаждением имеют независимые вентиляторы. Вентилятор, посаженный на одном из концов коленчатого вала и чаще всего изготовленный как одно целое с маховиком, также находит применение.

К *преимуществам* такого вентилятора относятся:

- 1) простота и малая стоимость конструкции из-за отсутствия передаточного механизма и вала рабочего колеса с опорами;
- 2) высокая долговечность и надежность работы, так как отсутствуют приводной механизм и трущиеся части;
- 3) устранение вредного влияния инерции рабочего колеса на работу системы охлаждения.

К *недостаткам* вентилятора, изготовленного вместе с маховиком, следует отнести:

- 1) увеличение габаритов картера маховика для образования спирального кожуха вентилятора (при охлаждении нагнетанием);
- 2) невозможность независимого от работы двигателя регулирования охлаждения изменением числа оборотов вентилятора.

Характер подачи охлаждающего воздуха (нагнетанием или просасыванием) также влияет на выбор типа вентилятора. Так, охлаждение просасыванием, как правило, связано с применением приводного осевого вентилятора. При выборе как осевого, так и центробежного вентилятора необходимо учитывать преимущества и недостатки вентиляторной установки в целом.

Преимущества осевого вентилятора по сравнению с центробежным следующие:

- 1) большая производительность при одинаковых габаритах; это дает возможность устанавливать один вентилятор на несколько цилиндров (дизели с числом цилиндров от 1 до 12);
- 2) более высокий КПД;
- 3) более высокий коэффициент реакции, что имеет особое значение при установке вентилятора на двигателе;
- 4) простота конструкции направляющего кожуха;

5) возможность изменения направления подачи воздуха при повороте лопастей без изменения направления вращения рабочего колеса, вследствие чего вентилятор можно располагать с любой стороны двигателя.

К *недостаткам* осевого вентилятора относятся:

1) повышенная шумность работы, особенно при большом числе оборотов;

2) необходимость, при равных с центробежным вентилятором размерах, более высокого числа оборотов для получения одинакового давления воздуха на выходе;

3) малое снижение или даже возрастание потребляемой мощности при дросселировании воздушного потока; наличие области неустойчивой работы;

4) потребность в точном изготовлении лопастей и хорошей отделке их поверхности.

Преимущества центробежного вентилятора по сравнению с осевым следующие:

1) более высокое давление подаваемого воздуха при одинаковых с осевым вентилятором размерах рабочего колеса;

2) меньшая шумность работы;

3) отсутствие направляющего аппарата;

4) повышенная стабильность КПД при изменении сопротивления сети;

5) меньшая потребляемая мощность при дросселировании воздушного потока.

Недостатки центробежного вентилятора следующие:

1) большие габариты при одинаковых с осевым вентилятором размерах рабочего колеса;

2) наличие сложного спирального кожуха;

3) более низкий общий КПД.

Центробежные вентиляторы применяются почти на всех одноцилиндровых и на большинстве двухцилиндровых двигателях. Они устанавливаются также на четырехцилиндровых двигателях с противоположными цилиндрами. На двигателях с вертикальным расположением цилиндров при числе последних более двух центробежные вентиляторы встречаются как исключение.

Для уменьшения габаритов центробежного вентилятора часто вместо одного большого устанавливают два малых или один

вентилятор с рабочим колесом, имеющим двусторонний вход (дизель Д-16). Если при выборе типа вентилятора определяющим моментом являются габариты двигателя, то необходимо провести компоновочные работы прежде, чем будет принято решение.

В ряде случаев выбор типа вентилятора предопределяется принятой схемой воздушного тракта; в других случаях определение типа вентилятора заставляет пересмотреть вопрос о выборе схемы воздушного тракта. Если в конечном итоге выбран осевой вентилятор, то необходимо учесть нецелесообразность чрезмерного завышения его расчетного числа оборотов ввиду снижения работоспособности подшипников и механизма его привода, а также повышения шумности работы.

Должен быть тщательно продуман вопрос о целесообразности установки направляющего или спрямляющего аппарата. Имеет значение выбор зазора между рабочим колесом и направляющим аппаратом, так как чрезмерно малый зазор может способствовать повышению шумности работы, а чрезмерно большой - снижению КПД вентилятора. Направление вращения рабочего колеса осевого вентилятора, а также положение лопастей направляющего аппарата должны быть такими, чтобы воздух при выходе из вентилятора во избежание больших потерь на удар и завихрения отбрасывался к направляющему кожуху, а не к оребрению.

В случае центробежного вентилятора необходимо учитывать, что потребное давление воздуха более целесообразно получать при более высоком числе оборотов рабочего колеса с отогнутыми назад лопастями, чем при более низком числе оборотов вентилятора с лопастями, загнутыми вперед. Если исчерпаны возможности увеличения числа оборотов и размеров вентилятора, но не достигнуто необходимое давление подаваемого воздуха, то следует постепенно увеличивать угол выхода, доводя положение конца лопасти до совпадения с радиальным направлением. Лопасты, загнутые вперед, можно применять лишь в крайнем случае, при невозможности достижения требуемого повышения давления указанными выше способами, так как при отсутствии на двигателе возможности размещения диффузора значительная часть полного давления не будет использована.

Система регулирования потока охлаждающего воздуха может оказывать некоторое влияние на выбор типа вентилятора. Так,

регулирование дросселированием потока на входе в вентилятор хорошо сочетается с применением осевого вентилятора, имеющего противоположные лопасти у направляющего аппарата.

Таким образом, при выборе вентилятора для двигателя с воздушным охлаждением необходимо тщательно анализировать условия его работы. Только после этого можно наметить значения исходных параметров, необходимых для подбора или расчета вентилятора (давление и производительность, соответствующие определенному числу его оборотов).

9.2. Общая методика подбора вентилятора

Если имеется возможность применить вентилятор известного типа, то задача сводится к пересчету размеров испытанного образца для новых требуемых условий с использованием для этой цели соотношений подобия. Пересчет упрощается в связи с тем, что характеристика образца обычно строится в отвлеченных (безразмерных) величинах, а размеры его даются в долях от диаметра рабочего колеса, принимаемого за единицу.

За образец должен приниматься вентилятор, выбранный в соответствии с рекомендациями парагр. 9.1. и, кроме того, удовлетворяющий заданию.

Подбор производится в следующем порядке. По заданному давлению ΔP , объёмной производительности V и числу оборотов в минуту подсчитывают значение удельного числа оборотов n_q . Далее берут ряд аэродинамических характеристик подходящих образцов вентиляторов и на них наносят кривые изменения n_q для этих вентиляторов. Сопоставляя заданное значение n_q с его значениями у этих вентиляторов, находят, у какого из образцов заданному значению n_q соответствует максимум его КПД. Этот образец и принимается для пересчета. По его характеристике находят значение коэффициента производительности φ и коэффициента давления ψ , соответствующих заданному значению n_q .

Далее, по значению находят значение скорости на внешней окружности рабочего колеса, а затем и сам диаметр по формуле

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}.$$

Очевидно, что найденный диаметр должен обеспечить необходимые давление и производительность. Однако в этом надо убедиться, подсчитав их величины по скорректированным значениям n , φ и ψ .

На практике часто возникает необходимость определить степень отклонения различных показателей работы вентилятора от расчетных значений вследствие изменения условий, для которых он был подобран.

В этих случаях целесообразно воспользоваться соотношениями подобия, существующими между отдельными параметрами, характеризующими работу вентилятора и приведенными в табл. П1 приложения Е. Эти соотношения действительны лишь при равенстве или небольшом отличии значений чисел Рейнольдса у исходного и измененного вариантов, а также при условии не более чем 20%-ного изменения производительности вентилятора.

В табл. П2 по диагонали расположены изменяемые величины, а в остальных графах даны соотношения изменяющихся при этом параметров. Условия $G_B = \text{const}$, $V = \text{const}$ и т. д. означают необходимость поддержания постоянства данной величины при изменении основного параметра, к которому она относится. Буквой L обозначена теоретическая мощность (без учета потерь в вентиляторе и в его приводе), потребляемая вентилятором.

Необходимо отметить, что типы вентиляторов, разработанные для промышленной цели, редко удается использовать для двигателя с воздушным охлаждением, так как они значительно отличаются от последних по своим размерам. Поэтому до того, как будут разработаны малогабаритные их конструкции с высокими КПД, приспособленные к технологии массового производства, подбор вентилятора для рассматриваемых целей можно производить, пользуясь методом приближенного расчета.

9.3. Конструкции вентиляторов двигателей с воздушным охлаждением

Вентиляторы, применяемые для двигателей с воздушным охлаждением, по конструкции подразделяются на две группы: осевые и центробежные. Каждая из этих групп также подразделяется на различные конструктивные схемы. В любом случае на двигателях с воздушным охлаждением применяют вентиляторы, создающие

повышение давления воздуха не более 4 кПа (≈ 400 кг/м²). Рассмотрим конструкции и расчёт этих вентиляторов.

9.3.1. Конструкции осевых вентиляторов

Для систем воздушного охлаждения поршневых двигателей применяются три основные схемы осевых вентиляторов (рис.50).

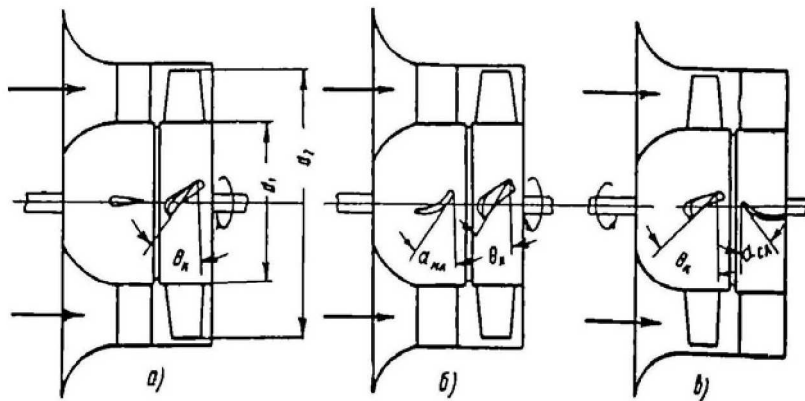


Рис. 50. Основные схемы осевых вентиляторов:

- а) с одним рабочим колесом, обозначаемая условно К; б) с рабочим колесом и расположенным перед ним направляющим аппаратом, обозначаемая условно НА + К; в) с рабочим колесом и расположенным сзади него спрямляющим аппаратом, обозначаемая условно К + СА.

В случае применения схемы К выходящий из вентилятора воздух закручивается, что вызывает снижение $\Delta P_{ст}$. При схеме НА+К воздух перед входом в рабочее колесо закручивается в направляющем аппарате в сторону, противоположную вращению рабочего колеса, поэтому воздушный поток получает на выходе из него осевое направление. При схеме К+СА закручивание потока устраняется после рабочего колеса. Наличие направляющего аппарата или спрямляющего аппарата улучшает КПД вентилятора. На двигателях с воздушным охлаждением преимущественно применяется схема НА+К. Соотношение размеров рабочего колеса вентиляторов, применяемых в системах охлаждения поршневых двигателей, определяется одним из принимаемых диаметров d_1 - втулки или d_2 - внешним диаметром, а также соотношением $v = d_1/d_2$, величиной которого также задаются.

Для рассмотренных выше схем построены планы скоростей профиля лопастей (см. парагр. 9.3.3.). Исследование этих планов дает возможность использовать теорию крыльевого профиля при конструировании вентиляторов. Становится возможным оценить силы, действующие на профиль лопасти рабочего колеса осевого вентилятора, и определить коэффициент давления Ψ , характеризующих работу осевого вентилятора (табл. П5, приложение Е).

Направляющий или спрямляющий аппараты применяют при значении втулочного коэффициента $\nu > 0.5$. Следует отметить, что вентиляторы с малым числом лопастей, характерные для систем жидкостного охлаждения, имеют достаточно высокий КПД и без спрямляющего или направляющего аппарата.

Конструкция спрямляющего или направляющего аппаратов проще. Их лопасти делаются профилированными и число их в 2...3 раза больше числа лопастей рабочего колеса и, кроме того, для снижения шумности оно не кратно последнему.

Лобовая часть втулки рабочего колеса должна иметь форму, близкую к полусферической или к полуэллипсоидной.

9.3.2. Основные параметры, характеризующие работу осевого вентилятора

Характеристики вентиляторов, снятые при постоянном числе оборотов, строятся по результатам испытаний на специальных аэродинамических стендах. Обычно это графическое изображение изменения полного ΔP и статического $\Delta P_{\text{ст}}$ давления воздуха, выходящего из вентилятора, как функции изменения его объемной производительности V ($\text{м}^3/\text{с}$), а также различной степени дросселирования воздушного потока на линии всасывания и нагнетания (см. рис. П1 приложения Е). На графиках даются кривые изменения полного КПД η и статического КПД $\eta_{\text{ст}}$, определяемого по величинам повышения $\Delta P_{\text{ст}}$ вентилятора и мощности на его привод $N_{\text{вент}}$. Могут быть показаны и другие характеристики. Такие графики называются дроссельными характеристиками вентилятора. Они строятся по размерным (см. рис. П1, а приложения Е) или по безразмерным (см. рис. П1, б приложения Е) величинам. По таким графикам выполняется подбор вентилятора для системы охлаждения при заданных (или требуемых) значениях $\Delta P_{\text{ст}}$, V , ΔP и др. Рассмотрим подробнее определение этих характеристик.

Давление, создаваемое вентилятором

Полагая, что воздух засасывается из спокойной среды, изменение его состояния при выходе из вентилятора со средней скоростью c_a будет выражаться в повышении статического давления на величину $\Delta P_{ст}$ и создании динамического давления P_d , т.е.

$$\Delta P = \Delta P_{ст} + P_d .$$

Значением требуемого статического давления $\Delta P_{ст}$ обычно задаются, ориентируясь на необходимую подачу охлаждающего воздуха V (объёмную производительность, $\text{м}^3/\text{с}$).

В вентиляторах системы воздушного охлаждения это повышение полностью используется для преодоления гидравлического сопротивления воздушного тракта и для увеличения скорости воздуха в межреберных каналах цилиндра и его головки. Поэтому соотношение статического и полного давлений оценивается *коэффициентом дросселирования*

$$\chi = \frac{\Delta P_{ст}}{\Delta P} .$$

Отношение динамического давления к полному называют *коэффициентом реакции*:

$$\Delta_d = \frac{P_d}{\Delta P} .$$

Эти коэффициенты связаны между собой соотношением

$$\Delta_d + \chi = 1 .$$

Качество вентилятора, как указывалось ранее, оценивается также *коэффициентом давления*

$$\psi = \frac{\Delta P}{P_d} .$$

Величина этого коэффициента имеет следующие значения:

осевые вентиляторы	0,05...0,6;
центробежные вентиляторы:	
с лопастями радиальными	1,0...1,3;
с лопастями, отогнутыми назад	0,7...1,1;

с лопастями, отогнутыми вперед 1,4...2,3.

Для расчета вентиляторов чаще используют значения $\psi = 0,7...2,0$ для центробежных и $\psi = 0,1...0,4$ для осевых. Этот коэффициент (по величине) связывают с диаметром втулки вентилятора d_1 и его внешним диаметром d_2 . Тогда, определив значение ψ_1 , можно вычислить

$$\psi_2 = \psi_1 \cdot v^2,$$

где $v = d_1/d_2$ - называется *втулочным отношением*, являющимся одной из габаритных характеристик вентилятора.

Производительность вентилятора

Этой величиной при расчётах задаются, считая, что двигатель работает на режиме максимальной мощности с учётом при этом потерь воздуха через неплотности воздушного тракта, т.е. увеличивая её на 5...10%.

Для оценки вентиляторов по производительности вводится *коэффициент производительности* φ . Его величина принимается равной 0,2...0,7 для осевых и 0,05...0,5 для центробежных вентиляторов. Между значениями φ_1 и φ_2 (по аналогии с коэффициентом давления) существует зависимость

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{v},$$

а между коэффициентами ψ и φ

$$\varphi = \sqrt{\Delta_d \psi}.$$

Число оборотов вентилятора

Практически для расчёта вентилятора достаточно заданного значения ΔP и производительности. Однако, чтобы определить тип вентилятора (центробежный, осевой, быстроходный, тихоходный, габариты), следует указывать число оборотов, соответствующее его конкретному применению. Обычно подсчитывают так называемое *удельное число оборотов*:

$$n_q = nV^{1/2} \Delta P^{-3/4},$$

где n - заданное число оборотов в минуту.

Чем выше значение n_q , тем более быстроходным является вентилятор, тем меньше создаваемое им давление ΔP , и наоборот.

По величине n_q вентиляторы подразделяются на 3 группы:

$n_q = 20 \dots 100$ - центробежные вентиляторы;

$n_q = 70 \dots 160$ - вентиляторы промежуточного типа;

$n_q = 120 \dots 600$ - осевые вентиляторы.

Иногда в расчётах используется коэффициент быстроходности вентилятора

$$s = 0,00632 n_q,$$

пределы которого соответственно находятся между значениями от $\sigma = 0,125$ до $\sigma = 3,8$.

Мощность, потребляемая вентилятором, и его КПД

Эффективная мощность, затрачиваемая на привод вентилятора с учётом механических потерь в подшипниках и в приводе, определяется по формуле, кВт

$$N_э = \frac{V \Delta P}{1000 \eta_M}.$$

Более точное значение эффективной мощности может быть определено по формуле

$$N_э = \frac{V \Delta P}{1000 \eta_э},$$

где $\eta_э$ - эффективный КПД вентилятора, равный произведению

$$\eta_э = \eta \eta_M.$$

Здесь

$$\eta = \eta_{\text{гидр}} \eta_v,$$

где $\eta_{\text{гидр}}$ - гидравлический КПД, характеризующий степень совершенства проточной части вентилятора. Ориентировочно для

осевых и центробежных вентиляторов $\eta_{\text{гидр}}$ имеет следующие значения:

- центробежный вентилятор с кожухом,
но без направляющего аппарата 0,6...0,75;
- осевой вентилятор:
без направляющего и спрямляющего аппарата 0,65...0,80;
- с направляющим или спрямляющим аппаратом 0,70...0,85;

η_v - объёмный КПД характеризует степень использования воздуха, прошедшего через рабочее колесо. Для центробежных вентиляторов $\eta_v = 0,92...0,95$. Так как потери воздуха всегда компенсируются соответствующим увеличением расчётной производительности, то часто считают равным единице;

η_m - механический КПД для вентиляторов обоих типов принимается равным 0,95...0,97 при зубчатой передаче и 0,75...0,85 при ременной передаче. Меньшие значения относятся к быстроходным вентиляторам.

Численные значения коэффициентов приведены в табл. П4 и П5 приложения Е.

9.3.3. Планы скоростей лопасти осевого вентилятора

Для рассмотренных выше схем (рис.51) изображены планы скоростей профиля лопастей осевого вентилятора, причем для схемы К и К+СА, ввиду одинаковых условий входа воздуха, эти планы скоростей одинаковы. В этом случае воздушный поток проходит к

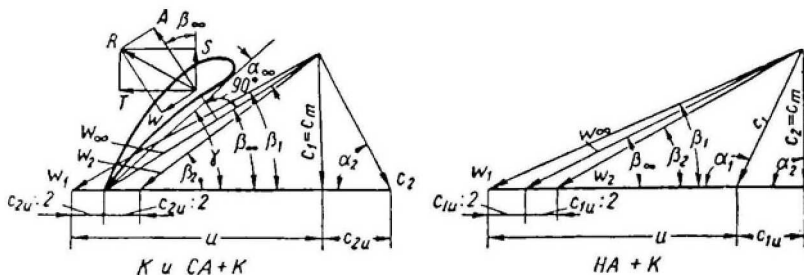


Рис. 51. План скоростей на лопаточном элементе осевого вентилятора и схема действия сил на лопаточный элемент

входящего воздуха. Так как в рассматриваемых схемах нет препятствий входу воздуха в вентилятор, то эта скорость совпадает с направлением его оси вращения и равна осевой скорости c_m . Вследствие вращения рабочего колеса вентилятора с окружной скоростью u направление движения воздушного потока по отношению к лопастям этого колеса будет совпадать с направлением вектора w_1 , характеризующего относительную его скорость. За счет воздействия лопастей на проходящий между ними воздух последний отклоняется и выходит из рабочего колеса в направлении, указанном на рис. 51 векторами относительной скорости w_2 и абсолютной скорости c_2 .

Так как $u = \frac{\pi D n}{60}$, то

$$c_a \cdot l = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot 60}{\rho \eta \frac{\pi d}{t} n \omega_\infty} = \frac{120 \cdot \Delta P}{\rho \eta z n \omega_\infty}, \quad (27)$$

где $z = \frac{\pi d}{t}$ - число лопастей рабочего колеса;

d - диаметр окружности, для которого шаг лопастей равен t .

Уравнение (1) может быть преобразовано следующим образом:

$$c_a \cdot l = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot 2}{\rho \eta \omega_\infty \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{d}{t}} = \frac{4 \cdot \Delta P \cdot \pi}{\rho \eta \omega_\infty \omega \frac{d}{t} \pi} = \frac{4 \pi \cdot \Delta P}{\rho \eta \omega_\infty \omega \cdot z},$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ - угловая скорость рабочего колеса в 1/с.

В соответствии с приведенными выражениями повышение давления воздуха ΔP , создаваемое вентилятором, пропорционально отношению $\frac{l}{t}$, называемому *густотой решетки*. Требуемое повышение давления может быть достигнуто при малом числе широких или при большом числе узких лопастей. Во всех случаях необходимо соблюдать условие $\frac{l}{t} < 1,0 \dots 1,2$; то есть избегать

перекрытия лопастей, так как с увеличением $\frac{l}{t}$ вследствие возрастания взаимного влияния лопастей друг на друга ухудшается их аэродинамическая характеристика, что выразится в падении степени повышения давления, создаваемого вентилятором.

9.3.4. Соотношение размеров рабочего колеса

Определение их начинается с определения внешнего диаметра рабочего колеса d_2 или внутреннего d_1 в зависимости от того, к которому из них относится коэффициент давления y . После этого по одному из найденных диаметров и втулочному отношению

$$v = \frac{d_1}{d_2}$$

может быть определен и другой диаметр. В выполненных конструкциях величина v колеблется в пределах: 0,3...0,7. Большие его значения соответствуют вентиляторам с повышенным давлением, предельным следует считать значение 0,75...0,8. При больших значениях v лопасти получаются очень короткими, поэтому сильно возрастают внутренние относительные потери на их краях и в зазоре между рабочим колесом и коллектором. При использовании приведенных данных об абсолютных значениях коэффициентов давления, получается следующая зависимость:

$$v = \frac{d_1}{d_2} = \sqrt{\frac{\psi_2}{\psi_1}} = \sqrt{(0,75...1,0) \cdot \psi_2} .$$

В вентиляторах, особенно в современных высоконапорных многолопастных, работают, по существу, не изолированные лопасти, а решетка лопастей, при этом аэродинамические качества профиля лопасти в решетке ухудшаются в сравнении с качеством изолированного профиля и избежать взаимодействия лопастей почти невозможно. В большинстве двигателей применяются вентиляторы с профилированными лопастями, отлитыми из легкого металла или пластмассы, так как они аэродинамически более совершенны. Но эти преимущества могут быть реализованы только при хорошем качестве изготовления. Недостаток дуговых профилей состоит в

резком изменении их аэродинамической характеристики при изменении угла атаки, что требует точного расчета и изготовления профиля лопатки.

При выборе числа лопастей вентилятора предварительно принимают на каждые 100 мм длины внутренней окружности рабочего колеса одну лопасть, а после расчёта корректируют число лопастей,

исходя из оптимального значения $\frac{l}{t}$. При этом нужно учитывать, что чем больше число лопастей, тем меньше их ширина, а следовательно, и размер рабочего колеса в осевом направлении. Однако надо иметь в виду, что узкая лопасть обладает меньшей механической прочностью и более сложна в изготовлении.

Число лопастей у существующих осевых вентиляторов для двигателей с воздушным охлаждением колеблется от 2 до 9. Малое число лопастей соответствует вентиляторам с низким значением напора и высоким значением производительности. При повышении давления и уменьшении производительности увеличивают число лопастей, что ведёт к повышению КПД вентилятора.

9.3.5. Направляющий и спрямляющий аппараты

Направляющий и спрямляющий аппараты применяются в вентиляторах для частичного устранения излишних потерь энергии движения воздушного потока при закручивании его в рабочем колесе.

В направляющем аппарате спрямление потока достигается за счет изменения угла протекания воздуха к лопастям рабочего колеса, в спрямляющем аппарате спрямление потока обуславливается изменением угла выхода воздуха (рис.52).

Спрямляющий аппарат может дать больший эффект, чем направляющий. Но расположение его лопастей должно быть более точным, так как из-за возможного несовпадения векторов абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса и входе в спрямляющий аппарат происходит возрастание потерь на удар у входа в этот аппарат. Направляющий аппарат перед вращающимся колесом исключает необходимость в защитном ограждении. Поэтому большинство вентиляторов двигателей с воздушным охлаждением выполняется по схеме НА+К. Лопасти направляющего и спрямляющего аппаратов делаются как профилированными, так и в форме дуги окружности (“дужки”).

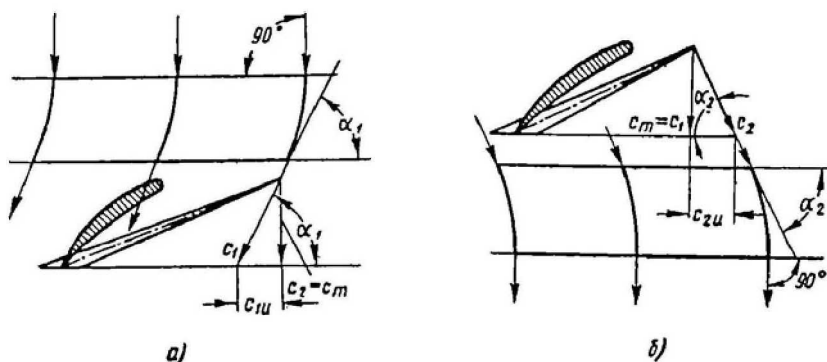


Рис. 52. Планы скоростей на лопаточном элементе осевого вентилятора при наличии: а) направляющего аппарата; б) спрямляющего аппарата

Аэродинамический расчет этих лопастей принципиально ничем не отличается от расчета лопастей рабочего колеса, однако в большинстве случаев можно ограничиться определением углов их установки (рис.52). При этом может быть принят один (средний) угол для всех сечений лопасти или для каждого сечения найден свой угол по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c_m}{c_u} = 2v \frac{\Phi_2}{\Phi_1},$$

где $c_m = c_2$ при направляющем аппарате перед рабочим колесом и $c_m = c_1$ при спрямляющем аппарате за рабочим колесом. Число лопастей направляющего или спрямляющего аппарата принимается в 2-3 раза больше числа лопастей рабочего колеса и, кроме того, для уменьшения шумности работы оно не должно быть кратным последнему. Для устранения срыва потока и уменьшения завихрений предусматривают плавные скругления у входных кромок коллектора. Для устранения излишних завихрений лобовая часть втулки рабочего колеса имеет форму, близкую к полусферической или к полуэллиптической.

Осевые вентиляторы применяются как на дизельных, так и на карбюраторных двигателях с воздушным охлаждением. Например, на карбюраторном двигателе автомобилей типа "Запорожец" охлаждение осуществлялось от осевого вентилятора, установленного

над крышкой распределительных шестерен и закрепленного при помощи хомута. Воздух отсасывался из-под его направляющего кожуха и через отверстие в крышке отсека двигателя выбрасывался в окружающую среду. Рабочее колесо, отлитое из магниевового сплава, имело 7 лопастей приблизительно симметричного сечения, изогнутых по дуге окружности. Направляющий аппарат имел 23 стальные лопасти, изогнутые по дуге окружности и залитые в ступицу, а также в кольцо из алюминиевого сплава.

9.4. Центробежные вентиляторы

На рис.53 изображена аэродинамическая схема центробежного вентилятора, а на рис.54 приведены треугольники скоростей на лопастях его рабочего колеса в случаях, когда эти лопасти: 1) отогнуты назад (рис.54,а); 2) радиально выходящие (рис.54,б) и 3) загнутые вперед (рис. 54,в). Воздух проходит в рабочее колесо с абсолютной скоростью c_1 , которая ввиду отсутствия направляющего аппарата, имеет радиальное направление. Эта скорость складывается из относительной скорости ω_1 , направленной по касательной к лопасти в исходной точке А, и окружной скорости u_1 на внутреннем входном диаметре рабочего колеса. Из межлопаточного канала воздух выходит в точке В с абсолютной скоростью c_2 , которая складывается из относительной скорости выхода ω_2 и окружной скорости u_2 на внешнем диаметре рабочего колеса. При радиальном входе воздуха на лопасти ($\alpha_1 = 90^\circ$) для указанных трех форм лопаток действительны следующие соотношения между скоростями:

$$c_1^2 = \omega_1^2 - u_1^2; \quad (28)$$

$$c_2^2 = \omega_2^2 + u_2^2 - 2\omega_2 u_2 \cos \beta_2; \quad (29)$$

$$c_{1u} = 0; \quad (30)$$

$$c_{2u}^2 = c_2^2 - (\omega_2 \sin \beta_2)^2; \quad (31)$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} / \operatorname{tg} \beta_2; \quad (32)$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_{1m} / u_1 = c_1 / u_1; \quad (33)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = c_{2m} / (u_2 - c_{2u}). \quad (34)$$

Как и в случае осевого вентилятора, давление воздуха, создаваемое вентилятором, находится по формуле

$$\Delta P_{T\infty} = \rho \cdot u_2 \cdot c_{2u}, \quad (35)$$

где ρ - плотность подаваемого воздуха, кг/м³,

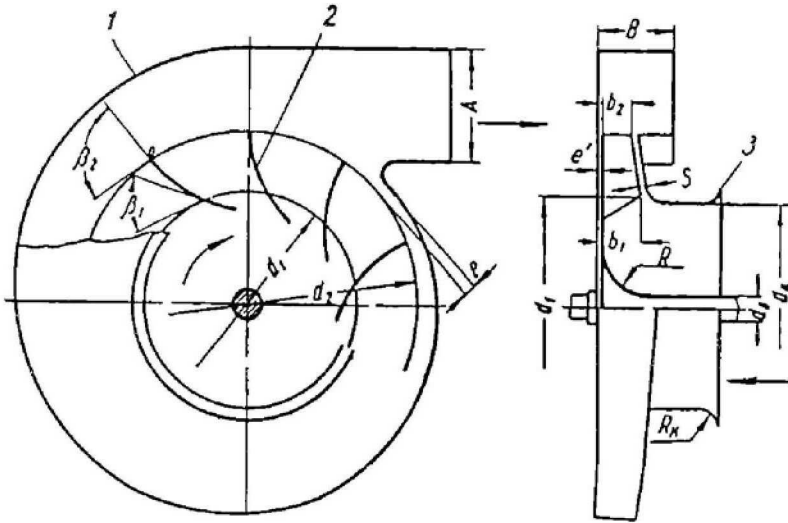


Рис. 53. Аэродинамическая схема центробежного вентилятора: кожух; 2) рабочее колесо; 3) коллектор

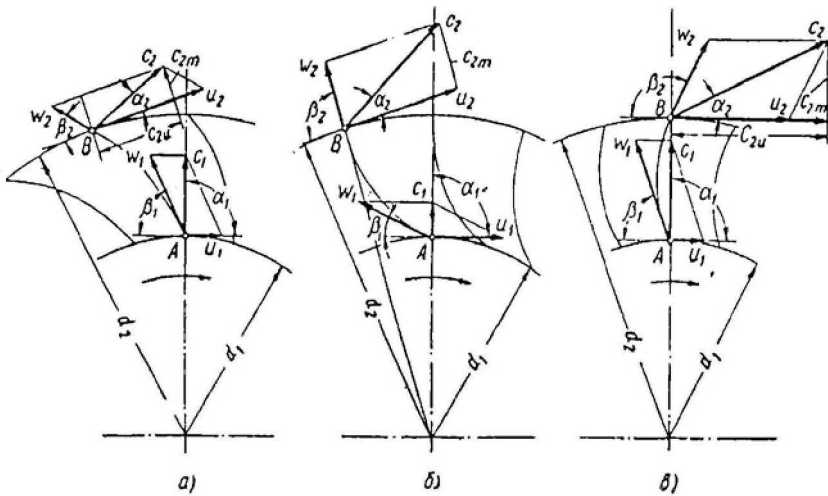


Рис. 54. План скоростей рабочего колеса центробежного вентилятора

или давление может быть найдено из уравнения

$$\Delta P_T = \frac{\rho}{2} [(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (\omega_1^2 - \omega_2^2)], \quad (36)$$

где индекс Т указывает на то, что давление теоретическое - без учета КПД вентилятора, а индекс ∞ означает, что данное соотношение действительно для вентилятора с так называемым бесконечным числом лопастей и, следовательно, требуется корректировка с учетом их конечного числа. Первая разность в круглых скобках выражает прирост кинетической энергии воздушного потока, вторая и третья разности - прирост статического соответственно от центробежных сил и замедленного течения воздуха в лопаточных каналах рабочего колеса (для осевого вентилятора средний член равен нулю, так как там воздух течет в осевом направлении и, следовательно, $u_1 = u_2$).

Решая совместно уравнения (32) и (35), получим

$$\Delta P_{T\infty} = \rho \cdot u_2 \cdot (u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_2}), \quad (37)$$

а значение коэффициента давления

$$\Psi = \frac{\Delta P_{T\infty}}{\rho \cdot u_2^2} = \frac{\rho \cdot u_2 c_{2u}}{\rho \cdot u_2^2} = \frac{2c_{2u}}{u_2}, \quad (38)$$

откуда

$$c_{2u} = \frac{\Psi \cdot u_2}{2}. \quad (39)$$

Используя уравнение (37), найдем:

$$\Psi = \frac{\rho \cdot u_2 (u_2 - c_{2m}/\operatorname{tg}\beta)}{\rho \cdot u_2^2 / 2} = 2(1 - \frac{c_{2m}}{u_2 \operatorname{tg}\beta_2}). \quad (40)$$

После преобразований из (13) получим

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 (1 - \frac{\Psi}{2})}. \quad (41)$$

Величина c_{2m} определяется из выражения

$$c_{2m} = \frac{V}{\pi d_2 b_2}, \quad (42)$$

где V - объемная производительность вентилятора, м³/с;

d_2 и b_2 - внешний диаметр и соответствующая ему ширина рабочего колеса, м (см. рис.53).

Формула для определения скорости c_{1m} аналогична выражению (42), в котором вместо величин d_2 и b_2 подставляются величины d_1 и b_1 .

Выражение (41) устанавливает зависимость между коэффициентом давления Ψ и углом β_2 выхода воздуха с лопасти колеса центробежного вентилятора.

Приведенные зависимости (36)...(42) относятся к вентилятору с бесконечным числом лопастей, не имеющему гидравлических потерь. При наличии конечного числа лопастей, учитываемого соответствующим коэффициентом ε_1 , а также гидравлических потерь, характеризуемых коэффициентом η_h , действительные параметры центробежного вентилятора будут отличаться от теоретических. Действительное повышение давления воздуха, создаваемое центробежным вентилятором, найдется из выражения

$$\Delta P = \eta_h \cdot \varepsilon_1 \cdot \Delta P_{T\infty} = \eta_h \cdot \varepsilon_1 \cdot \rho \cdot u_2 \cdot c_{2u},$$

или решая относительно c_{2u} , при заданном ΔP получим:

$$c_{2u} = \frac{\Delta P}{\eta_h \cdot \varepsilon_1 \cdot \rho \cdot u_2}.$$

Значение коэффициента ε_1 может быть определено из табл. П2 приложения Е или по формуле

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta P}{\Delta P_{T\infty}} = \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1\beta_2/90}{z[1 - (d_1/d_2)^2]}}$$

где z - число лопастей;

d_1 и d_2 - соответственно внутренний и внешний диаметры рабочего колеса, м;

β - угол выхода лопасти рабочего колеса.

9.4.1. Основные размеры рабочего колеса

Внешний диаметр рабочего колеса находят исходя из значения соответствующей ему окружной скорости и подсчитанной по коэффициенту давления φ и заданному числу оборотов n по формуле

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}.$$

Внутренний диаметр рабочего колеса определится из соотношения:

$$\frac{d_1}{d_2} \geq 1,194\sqrt[3]{\varphi}.$$

Иногда диаметр d_1 определяют раньше, чем диаметр d_2 . В этом случае исходными величинами являются объемная производительность вентилятора V и заданная осевая скорость c_0 воздуха во входном коллекторе:

$$c_0 = \frac{V}{\frac{\pi d_k^2}{4}},$$

откуда диаметр коллектора

$$d_k = 2 \cdot \sqrt{\frac{V}{\pi c_0}}.$$

В случае вентилятора с двусторонним входом воздуха диаметр коллектора

$$d'_k = \frac{d_k}{\sqrt{2}}.$$

Здесь d_k - диаметр коллектора при одностороннем входе воздуха в вентилятор.

Ширина рабочего колеса определяется из следующих предпосылок.

Учитывая некоторое сопротивление потока воздуха при входе его в рабочее колесо, входное сечение $f_k = \frac{\pi d_k^2}{4}$ коллектора делают на 10-20 % больше входного сечения $f = \pi \cdot d_1 \cdot b_1$ для рабочего колеса. Рекомендуется исходить из следующего равенства:

$$\frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = 1,2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_1.$$

Если $d_k = d_1$, то ширина b_1 рабочего колеса на диаметре d_1

$$b_1 = \frac{d_1}{4,8}.$$

При этом определении допущено, что вал у вентилятора отсутствует или расположен со стороны, противоположной входу, поэтому не занимает части сечения коллектора, а толщина лопастей пренебрежимо мала.

При более точном определении величины b_1 можно составить выражение

$$\frac{\pi}{4} [(Ad_1)^2 - d_v^2] = \pi d_1 b_1 B,$$

где диаметр коллектора d_k принят в долях от входного диаметра d_1 рабочего колеса, то есть $d_k = Ad_1$.

Таким образом:

$$b_1 = \frac{A^2 d_1^2 - d_v^2}{4 d_1 B},$$

где $A = 1 \dots 1,1$;

d_v - диаметр вала вентилятора, м;

B - коэффициент изменения сечения входа рабочего колеса (см. табл. ПЗ приложения Е).

При отношении $\frac{d_1}{d_2} > 0,56$, что наблюдается в большинстве конструкций вентиляторов двигателей с воздушным охлаждением, замедление потока при параллельных боковых шайбах рабочего колеса слишком велико, поэтому необходимо ширину лопастей делать уменьшающейся по направлению к внешнему диаметру, то есть принимать $b_2 < b_1$. Чтобы при этом уменьшении не создать ускоренного потока, при расчетах обычно принимают скорость воздуха в межлопаточном канале постоянной по диаметру колеса ($c_{1m} = c_{2m}$). В этом случае ширина лопастей будет изменяться обратно пропорционально радиусу:

$$b_2 = b_1 \cdot \frac{r_1}{r_2} = b_1 \frac{d_1}{d_2}.$$

В случае рабочего колеса с двусторонним входом воздуха соответствующие величины b'_1 и b'_2 определяются из выражений:

$$b'_1 = \frac{b_1}{\sqrt{2}}; \quad b'_2 = \frac{b_2}{\sqrt{2}}.$$

Ранее было принято для всех выражений:

d_1 и d_2 - соответственно внешний и внутренний диаметры рабочего колеса, м;

β_2 - угол выхода лопасти рабочего колеса;

b_1 и b_2 - соответственно для внутреннего и внешнего диаметра, ширины рабочего колеса, м;

c_1 и c_2 - абсолютные скорости, м/с;

d_k - диаметр коллектора при одностороннем входе воздуха в вентилятор, м.

9.4.2. Форма лопастей рабочего колеса

Основное различие между указанными ранее формами лопастей (отогнутые назад; радиально выходящие, загнутые вперед) состоит в характере изменения давления воздуха, подаваемого вентилятором в зависимости от его секундного расхода. Для иллюстрации обычно приводят данные, относящиеся к теоретическому рабочему колесу с бесконечным числом лопастей (рис. 55). В этом случае линия давления при радиальных лопастях проходит горизонтально, при загнутых вперед она идет выше, а при отогнутых назад - ниже.

В существующих конструкциях вентиляторов суммарное давление воздуха после небольшого его подъема с увеличением производительности падает; однако степень этого падения при лопастях, загнутых вперед, меньше, чем при радиальных и отогнутых назад. В последних для достижения одинакового давления окружная скорость рабочего колеса должна быть больше, чем при лопастях, загнутых вперед. Производительность вентилятора не зависит от формы лопастей.

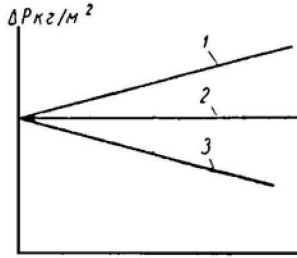


Рис. 55. Характер изменения полного давления при различном наклоне лопастей: 1 - лопасти, загнутые вперед ($\beta_2 > 90^\circ$); 2 - лопасти радиально выходящие ($\beta_2 = 90^\circ$); 3 - лопасти, отогнутые назад ($\beta_2 < 90^\circ$)

Радиально выходящие лопасти дают высокий КПД только при условии, если имеется хороший спиральный кожух. У вентиляторов, применяемых для двигателей с воздушным охлаждением, эти условия трудноосуществимы и поэтому наиболее подходящим является рабочее колесо с лопастями, отогнутыми назад. Обладая наиболее высоким коэффициентом реакции, оно обеспечивает максимально возможный КПД вентиляторной установки.

Оптимальное значение угла β_1 (рис.54) определяется из условий обеспечения безударного входа воздуха на лопасти. Наилучшее значение этого угла для центробежных вентиляторов с лопастями, отогнутыми назад, и радиально выходящими составляет $35,4^\circ$. Иногда оптимальная величина угла β_1 колеблется в пределах $35 \dots 65^\circ$, а для вентиляторов с относительно большой шириной рабочего колеса этот угол из конструктивных соображений может быть увеличен до $85 \dots 95^\circ$. По-видимому, чем больше искривлены лопасти в направлении вращения рабочего колеса, тем больше должен быть угол входа, который связан со скоростями на входе и следующим выражением:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \tau_1 \frac{c_0}{u_1},$$

где $\tau_1 = 1,07 \dots 1,2$ - коэффициент сужения межлопаточного канала у входа в рабочее колесо.

Здесь

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_1 - \frac{\delta}{\sin \beta_1}},$$

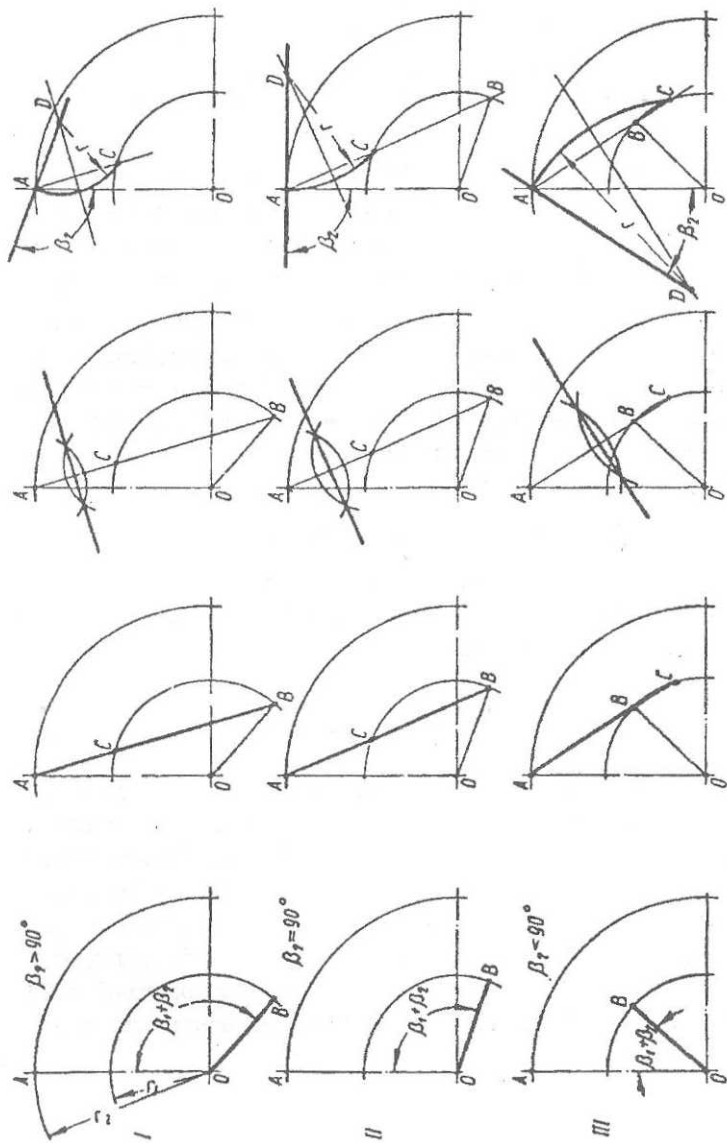


Рис. 56. Этапы построения межлапчаточного канала

где t_1 - шаг лопастей по окружности диаметром d_1 ;

d - толщина лопасти по окружности диаметром d_1 .

Угол β_2 выхода воздуха с лопастей в существующих конструкциях вентиляторов колеблется от 30 до 120°. Значениями β_1 и β_2 полностью определяется форма концов лопасти, построение её средней части показано на рис. 56. Здесь I – рабочее колесо с лопастями, загнутыми вперед, II – то же, с радиально отогнутыми лопастями и III - с лопастями, отогнутыми назад.

При построении сначала откладывают сумму углов $\beta_1 + \beta_2$, затем, соединяя точки A и B , лежащие соответственно на внешнем и внутреннем диаметрах рабочего колеса, находят точку C . Из точки, делящей отрезок AC пополам, проводят к нему перпендикуляр. Затем из точки A под углом β_2 проводят прямую до пересечения с указанным перпендикуляром. Из точки D радиусом AD проводят дугу окружности, определяющую форму лопасти. После построения нужно убедиться в том, что угол между стенками лопаточного канала в любом месте по длине последнего, то есть в направлении течения воздуха по нему, не превышает 9-12°.

9.4.3. Число лопастей рабочего колеса

Число лопастей рабочего колеса центробежного вентилятора определяется необходимостью получения безотрывного протекания воздуха в межлопаточном канале. Для этого должно быть соблюдено соотношение

$$\frac{L}{t} = 1,2 \dots 1,6,$$

где L - длина межлопаточного канала по его средней линии, м;

t - шаг лопастей по средней окружности рабочего колеса, м.

Максимальное число лопастей центробежного вентилятора тем больше, чем больше абсолютные размеры рабочего колеса. В существующих конструкциях двигателей с воздушным охлаждением число лопастей вентиляторов колеблется от 12 до 32 для приводных вентиляторов и от 32 и выше для вентиляторов, выполненных как одно целое с маховиком. Если число лопастей вентилятора z , то

$$t = \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2z}.$$

при $\frac{L}{l} > 1,6$ - повышаются потери на трение воздуха о стенки ввиду увеличенной длины его межлопаточного канала. Величина L зависит, прежде всего, от отношения диаметров рабочего колеса d_1 и d_2 , а также угла выхода β_2 , поэтому и число лопастей зависит от этих величин и определяется из выражения

$$z = 4\pi \sin \beta_2 / 1,5 \left(1 - \frac{d_1}{d_2} \right).$$

9.4.4. Спиральный кожух

Предназначен, во-первых, для сбора воздуха, выходящего из рабочего колеса, и отдачи его в нужном направлении; во-вторых, для преобразования части динамического давления этого воздуха в статическое его давление. Чем выше скорость воздуха, выходящего из рабочего колеса, тем тщательнее должен быть оформлен кожух. У вентиляторов, имеющих рабочее колесо с загнутыми вперед лопастями, скорость выходящего воздуха выше при одинаковом значении окружной скорости, чем у колес с радиально расположенными лопастями и тем более у колес с отогнутыми назад лопастями; поэтому для первых вентиляторов правильная форма кожуха имеет также большое значение.

При расчете сечений кожуха исходят из количества воздуха, проходящего через данное сечение. При постоянной ширине кожуха контур его должен быть выполнен по архимедовой или логарифмической спирали. Практическим приближением к последней является построение, изображенное на рис.57, по так называемому способу конструкционного квадрата. Для этой цели необходимо знать величину внешнего диаметра рабочего колеса d_2 , минимальное расстояние c между кожухом и колесом в точке начала спирали, а также величину A - раскрытие кожуха. Радиус кривизны определяется из выражения

$$\lg \frac{r}{r_2} = \frac{\varphi}{k},$$

где $k = 360 / \lg \frac{r_2 + c}{r_2}$.

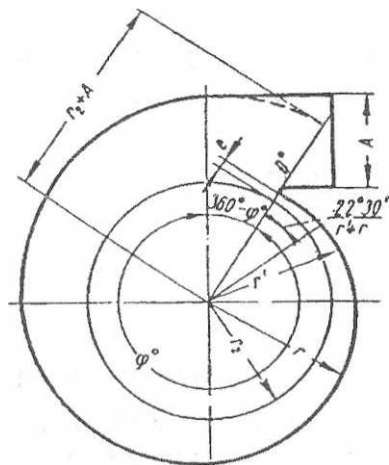


Рис. 57. Построение контура спирального кожуха

В точке начала спирального кожуха при наличии размера c радиус кривизны r может быть не равен r_2 . Поэтому стенка кожуха при угле $\varphi = 0 \dots 22^\circ 30'$ имеет другой радиус кривизны. При установке приводного вентилятора габариты двигателя в целом зависят как от размера вентилятора, так и от установки последнего относительно двигателя. При достаточном расстоянии между вентилятором и двигателем (рис.58) кожух вентилятора имеет нормальное раскрытие (размер A); при близком расположении вентилятора к двигателю величина раскрытия кожуха должны быть по необходимости большей. Кроме того, в этом случае величина раскрытия зависит от того, в какую часть оребрения необходимо направить основную часть воздушного потока. При направлении через головку цилиндра величина раскрытия должна быть малой; при пропорциональном расположении воздушного потока между головкой и цилиндром величина раскрытия делается максимальной (рис.58, б), хотя это из-за уменьшения активной части кожуха приводит к некоторому снижению создаваемого вентилятором давления.

Для уменьшения ширины двигателя иногда применяют рабочее колесо вентилятора с двусторонним входом воздуха (рис.58, в). В этом случае получается как бы два спаренных кожуха, которые обеспечивают высокую равномерность распределения воздуха по

Для уменьшения ширины двигателя иногда применяют рабочее колесо вентилятора с двусторонним входом воздуха (рис.58, в). В этом случае получается как бы два спаренных кожуха, которые обеспечивают высокую равномерность распределения воздуха по цилиндрам. Необходимо отметить, что какая бы конструкция кожуха не была применена, важным является наличие в ней плавных переходов и хорошей герметичности.

При непараллельных боковых стенках кожуха спираль кожуха в первом приближении должна строиться так, чтобы увеличение сечения его канала было равномерным по окружности рабочего колеса, а во избежание отрыва потока от боковых стенок последние не должны расходиться больше чем на 10-12°. При развитии кожуха в осевом направлении значительно уменьшаются диаметральные

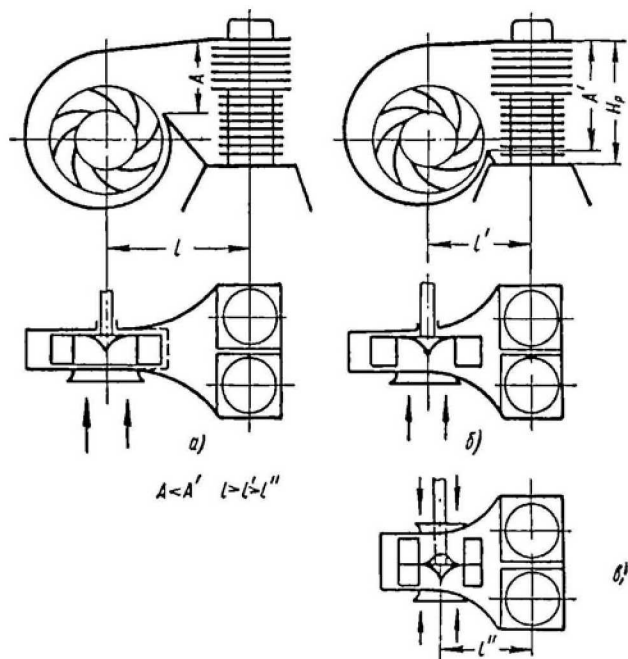


Рис.58. Варианты установки вентилятора на двигателе:
 а - нормальная; б - с близким расположением вентилятора к двигателю;
 в - то же, но с двусторонним рабочим колесом

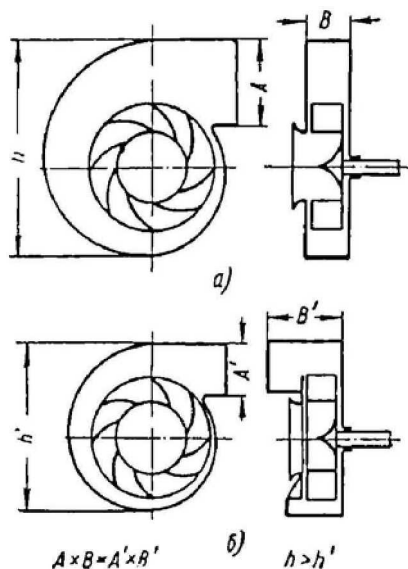


Рис. 59. Схемы спирального кожуха:
 а – радиального; б – радиально-осевого

габариты вентилятора (рис.59). Однако даже в самом благоприятном случае эффективность преобразования динамического давления в статическое в таком кожухе будет хуже, чем в обычном с параллельными сторонами.

В двигателях с горизонтальными противолежащими цилиндрами (см. парагр. 8.2, рис.48.)кожух разделён на две полуспирали соответственно числу рядов цилиндров. Формирование этих полуспиралей производится по тем же правилам, как и полных спиралей.

При установке приводного вентилятора габариты двигателя в целом зависят как от размера вентилятора, так и от установки последнего относительно двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные в этом пособии системы жидкостного и воздушного охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания позволяют получить общее представление о проблемах, с которыми сталкиваются конструкторы автотракторного моторостроения. Большой круг задач, решаемых при создании современных поршневых двигателей, может быть дополнен с учётом их постоянного совершенствования в связи с появлением новых конструкционных идей, требований к технико-экономическим и эксплуатационным характеристикам.

Прямое отношение к проблеме охлаждения двигателей внутреннего сгорания имеют, например, применение в их конструкции нетрадиционных материалов для изготовления деталей: стеклокерамики, металлокерамики и керамики. Эти материалы, из которых в современных ДВС уже изготавливаются поршни, гильзы цилиндров, поршневые кольца, клапаны, шатуны, в корне меняют подходы к расчётам процессов теплообмена и теплового баланса двигателя. В свою очередь, это ведет к радикальным конструктивным изменениям не только деталей, но и агрегатов системы охлаждения и их характеристик.

В некоторых случаях возможны отказ от охлаждения некоторых теплонапряжённых деталей двигателя и, следовательно, новая компоновка системы охлаждения.

Не прекращаются попытки создания и применения так называемых *гибридных* систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания. У такого двигателя с воздушно-жидкостным охлаждением, как показывают исследования, в значительной степени возможно улучшение ряда важных показателей и характеристик двигателя: снижение весовых показателей за счёт уменьшения веса блоков цилиндра, радиатора, ёмкости всего жидкостного тракта системы охлаждения; сокращение продолжительности прогрева стенок цилиндра после запуска двигателя более чем в 3 раза по сравнению с традиционной принудительной закрытой системой охлаждения двигателя жидким теплоносителем; снижение износа цилиндров в 2 – 3 раза в период прогрева двигателя; снижение расхода топлива; рост мощности двигателя примерно на 5...8 % за счёт снижения механических потерь, роста коэффициента избытка воздуха и др.

Вместе с тем потребуются преодолеть ряд серьёзных препятствий, таких, например, как ухудшение условий весового наполнения цилиндров рабочей смесью, ведущее к уменьшению среднего эффективного давления цикла и литровой мощности, к возникновению детонации в карбюраторных двигателях, как это имеет место в случае применения воздушного охлаждения и, в случае жидкостного охлаждения, увеличивающему затраты мощности на механические потери и износ цилиндро-поршневой группы и ряд других показателей.

В целом рационально организованное комбинированное, воздушно-жидкостное охлаждение является, по мнению исследователей, перспективным направлением в создании систем охлаждения поршневых двигателей.

Успешно разрабатываются новые эффективные и компактные по конструкции способы и устройства для теплоотвода. Это главным образом так называемые *тепловые трубы*. Их размещение на двигателе позволяет отводить тепло не просто в окружающую среду (воздух), а в места двигателя, где оно может быть утилизировано, т.е. использовано для подогрева агрегатов и узлов с целью повышения эффективности их работы. Налицо энергосберегающее мероприятие в системе двигателя, как преобразователя энергии.

Делаются попытки использования энергии потока выхлопных газов не только для привода турбин турбокомпрессоров наддува, но и для турбин привода вентилятора системы охлаждения, что весьма целесообразно, так как возникает ещё одна возможность автоматически регулировать охлаждение.

Поток выхлопных газов используют для реализации так называемого *эжекционного охлаждения*. Газы отсасывают в эжекторе охлаждающий воздух, который, смешиваясь с ними, отводится в атмосферу через катализаторы, очищающие смесь от экологически вредных компонентов продуктов сгорания.

В двигателях начинают применять высокоэффективные топлива (водород), что требует пересмотра принятых схем системы охлаждения, например, введения новых агрегатов – *гидратных аккумуляторов тепла*, новых видов эффективных и малогабаритных теплообменников – охладителей (спиральных, спирально-ленточных).

Наконец, интенсивное применение в системах охлаждения двигателей электроники обеспечивает очень точную степень регулирования работы агрегатов системы охлаждения. Создаются универсальные программные расчетные комплексы высокого уровня, позволяющие производить комплексные гидро - газодинамические и тепловые расчёты всех элементов систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

Таковы некоторые направления дальнейшего совершенствования систем охлаждения поршневых двигателей и области использования этих систем в составе современного автомобильного транспорта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайловский Е.В., Серебряков К.Б., Тур Е.Я. Устройство автомобиля. Изд. 6-е. М.: Машиностроение, 1987. – 351с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учеб./ В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров, и др.; Под ред. В.Н. Луканина.-М.:Высш.шк.,1995 – 319 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”/ В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 400с.
5. Кригер А.М., Дискин М.Е., Новенников А.Л. и др. Жидкостное охлаждение атомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1985. – 176 с.
6. Бурков В.В, Индейкин А.И. Автотракторные радиаторы. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. – 216 с..
7. Автомобильные теплообменники систем охлаждения и отопления (Общие технические условия) РД 37.001.645(646)-98. Руководящий документ. М НАМИ, 1998.
8. Пospelов Д.Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением (теория и расчет). Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971. – 536 с.
9. Рейзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет оребренных поверхностей. – М.: Энергия, 1977. – 253 с.
10. Толстоногов А.П. Расчёт элементов системы жидкостного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания./ Метод. пособ. к курс. раб. – Самара: СГАУ, 2001.
11. Толстоногов А.П. Расчёт системы воздушного охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания. / Метод. пособ. к курс. раб. – Самара: СГАУ, 2000
12. Шерстюк А.М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. – М.: Высш. шк., 1972. – 344 с.
13. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособие для вузов. - М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2001. - 592 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

(таблицы, графики, рисунки)

**Справочная таблица соотношений между единицами
системы СИ и МКГС**

Величина	Размерность		Переводной множитель
	в системе СИ	МКГСС	
Длина	м	м	-
Площадь	м ²	м ²	-
Объем	м ³	м ³	-
Масса	кг	кГ·с ² /м	1 кГ·с ² /м ≈ 9,81 кг
Время	с	с	-
Плотность	кг/м ³	кГ·с ² /м ⁴	1 кГ·с ² /м ⁴ ≈ 9,81 кг/м ³
Удельный вес	Н/м ³	кГ/м ³	1 кГ/м ³ ≈ 9,81 Н/м ³
Теплота	Дж	кал	1 кал = 4,187 Дж
Удельная теплоёмкость	Дж/(кг·К)	ккал/(кГ·град)	1 ккал/(кГ·град) = = 4187 Дж/(кг·К)
Сила	Н	кГ	1 кГ ≈ 9,81 Н
Давление	Па	кГ/см ²	1 кГ/см ² = 98066,5 Па ≈ ≈ 0,0981 Мпа
Работа	Дж	кГ·м	1 кГ·м ≈ 9,81 Дж
Мощность	Вт	л.с.	1 л.с. = 735,499 Вт ≈ ≈ 0,7355 кВт
Крутящий момент	Н·м	кГ·м	1 кГ·м ≈ 9,81 Н·м
Удельный расход топлива	г/(кВт·ч)	г/л.с.·ч	1 г/л.с.·ч ≈ ≈ 1,36 г/(кВт·ч)
Коэффициент теплопередачи (теплоотдачи)	Вт/(м ² ·К)	ккал/м ² ·ч·град	1 ккал/м ² ·ч·град ≈ ≈ 1,163 Вт/(м ² ·К)
Динамическая вязкость	Н·с/м ² = = Па·с	пз	1 пз ≈ 0,1 Па·с

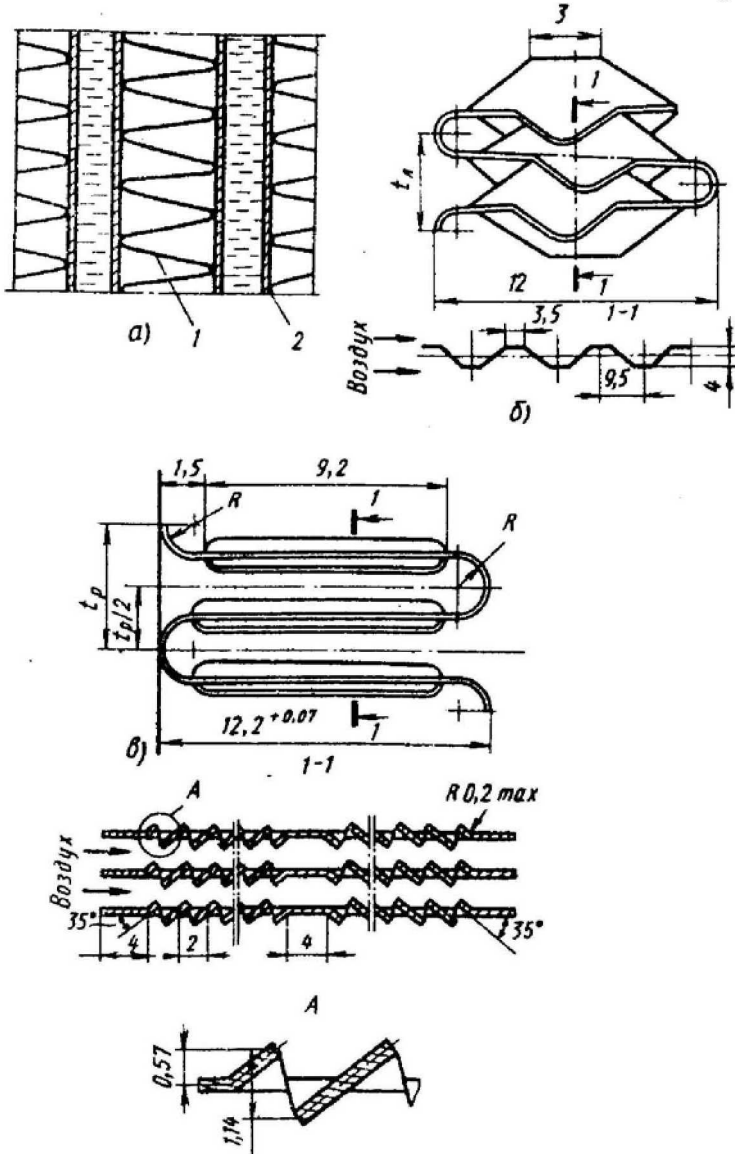
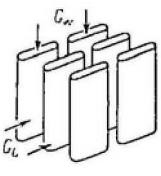
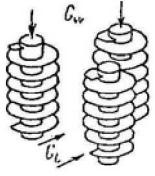
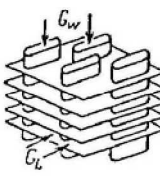
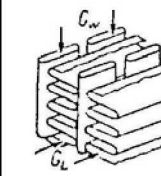


Рис. П4. Элементы трубчато – ленточных радиаторов: а – остов радиатора (1 – охлаждающая лента, 2 – охлаждающая трубка), б – охлаждающая медная лента, в – охлаждающая лента из алюминиевого сплава с просечками

Таблица П1

Классификация поверхностей охлаждения

Основной классификационный признак	Трубчатые поверхности			
	Ослабление признаков внешней задачи			
Базовая геометрия (тип поверхности охлаждения)	<p>Трубки гладкостенные (индекс ТГ)</p> 	<p>Трубки ребристые (индекс ТР)</p> 	<p>Трубчато-пластинчатые (индекс ТП)</p> 	<p>Трубчато-ленточные (индекс ТЛ)</p> 
Компоновка	<p>По расположению трубок в сердцевине: однорядные; многорядные (шахматные, коридорные и специальные – комбинированные)</p>			<p>По числу поперечных рядов трубок в сердцевине: однорядные; многорядные</p>
Конструктивные особенности интенсификации процесса на внешней и	<p>По форме поперечного сечения трубок: круглые; двухугольные; овальные; плоскооальные</p>		<p>По форме поперечного сечения воздушных каналов: - треугольные (V - и Z - образные; прямоугольные; овальные</p>	
	<p>По типу оребрения: плоские (дисковые); спиральные; плавниковые</p>		<p>По форме оребрения: гладкие; жалюзийные; волнистые; пирамидальные; перфорированные; прерывистые</p>	
Технологические особенности	<p>По наличию устройств, интенсифицирующих процесс на внутренней стороне: без устройств; с внутренним оребрением; с завихрителями потока; с рассекателями пленки; с периодическим пережатием стенок трубок (выдавки)</p>			
	<p>По способу изготовления трубок: бесшовные (тянутые); со сварным швом; с паяным швом</p>		<p>По виду соединения трубками: монометаллические (накатка); паяные; клееные; насадочные; дорнованные</p>	<p>По виду соединения ленточного оребрения с трубками: паяные; клееные</p>

автотракторных радиаторов [6]

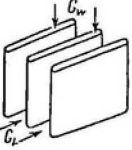
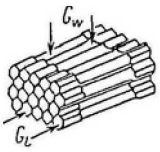
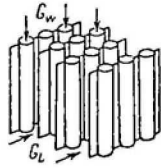
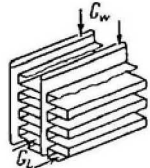
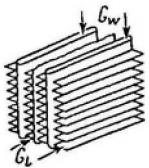
	 <p>Пластинчатые поверхности</p> <p>Усиление признаков внутренней задачи</p>		
<p>Сотовые (индекс СТ)</p> 	<p>Пластины трубчатые (индекс ПТ)</p> 	<p>Пластинчато-ленточные (индекс ПЛ)</p> 	<p>Пластины ребристые (индекс ПР)</p> 
	<p>По числу жидкостных каналов в пластине: одноканальные; многоканальные</p>		
<p>По форме поперечного сечения воздушных трубок: круглые; квадратные; шестигранные; специальные</p>	<p>По расположению жидкостных каналов в сердцевине: шахматные; коридорные</p>	<p>По типу соединения оребрения с пластинами: односторонние; двусторонние</p>	<p>По наличию дефлекторной (разделительной) ленты: с дефлекторами; без дефлекторов</p>
	<p>По форме поперечного сечения жидкостных каналов: щелевые; двугольные (с выпуклыми и выпукло-вогнутыми стенками); плоско-овальные; круглые</p>		
	<p>По форме поперечного сечения воздушных каналов: треугольные (V- и Z-образные); прямоугольные; овальные</p>		
	<p>По форме оребрения: гладкие; волнистые; перфорированные; прерывистые; жалюзийные</p>		
	<p>По наличию устройств, интенсифицирующих процесс на внутренней стороне: без устройств; с внутренним оребрением; с рассекателями пленки; с поперечными гофрами на стенках жидкостных каналов</p>		
	<p>По виду соединения пластин: сварные; паяные; клееные; вальцованные; монометаллические (вытяжка из расплава)</p>		<p>По способу прокатки ребристых профилей: на круглых трубах (с последующим сплющиванием); на плоскоовальных трубах; односторонне оребренных пластинах (с последующим соединением кромок)</p>
	<p>По виду соединения оребрения с пластинами: паяные; клееные</p>		

Таблица П2 Классификация конструкций и схем включения дополнительных (расширительных и конденсационных) бачков в контуре “двигатель – радиатор – циркуляционный насос” систем охлаждения автотракторных двигателей [6]

Тип бачка	Размещение бачка	Включение бачка	Индекс и схема контура системы охлаждения		Использование системы «Пози – темп» (для дизелей)
			Каналы – вертикальные, коллекторы – верхний и нижний	Каналы – горизонтальные, коллекторы – боковые	
Расширительный (деаэрационный)	Совмещенное с коллектором радиатора	Последовательное	<p>ПСС-1</p>	<p>ПСС-2</p>	Да
		Параллельное	<p>ПРС-1</p>	<p>ПРС-2</p>	
	Совмещенное с радиатором	Последовательное	<p>ПСС-3</p>	<p>ПСС-4</p>	-
		Параллельное	<p>ПРС-3</p>	<p>ПРС-4</p>	-

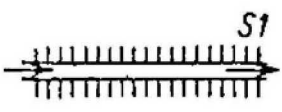
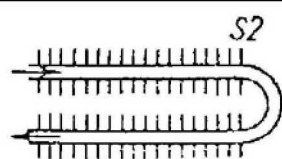
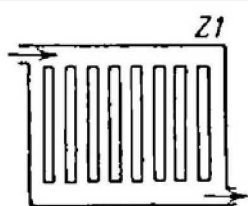
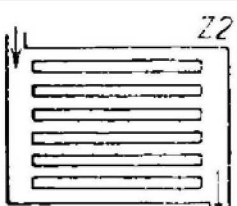
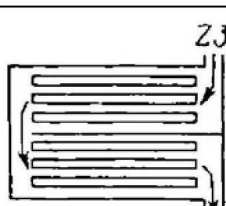
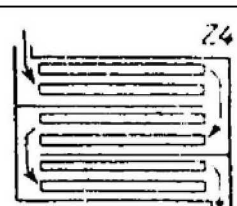
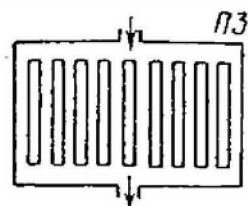
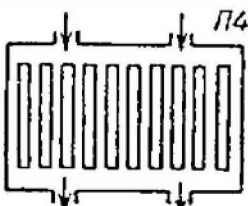
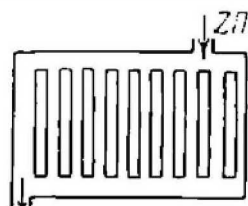
Окончание табл. П2

	Размещение бачка	Включение бачка	Индекс и схема контура системы охлаждения		Использование системы «Пози-темп» (для дизелей)
			Каналы – вертикальные, коллекторы – верхний и нижний	Каналы – горизонтальные, коллекторы – боковые	
Расширительный (деаэрационный)	Раздельное от радиатора	Последовательное	<p>ПСР-1</p>	<p>ПСР-2</p>	Да
		Параллельное	<p>ПРР-1</p>	<p>ПРР-2</p>	Да
Конденсационный	Раздельное от радиатора	Последовательное на дренажной ветви	<p>ПСР-3</p>	<p>ПСР-4</p>	-

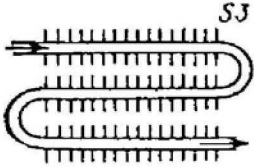
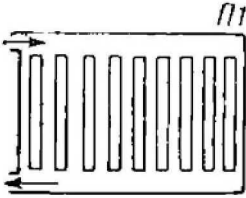

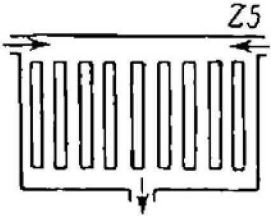
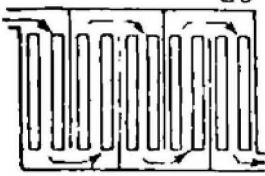
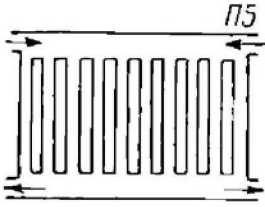
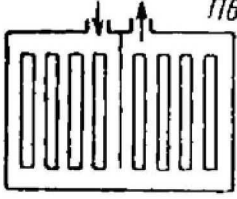
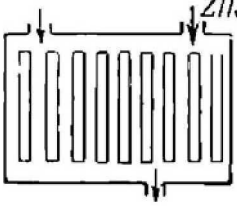
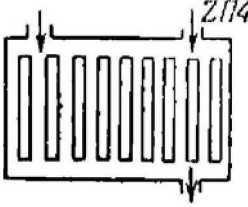
Примечание. Условные обозначения на схемах: 1 – входной патрубок радиатора; 2 – заливная горловина; 3 – входной коллектор; 4 – паровоздушное пространство; 5 – байпас; 6 – циркуляционный насос; 7 – выходной коллектор; 8 – выходной патрубок; 9 – расширительный бачок; 10 – дренажная трубка; 11 – компенсационная трубка; 12 – вспомогательный трубопровод; 13 – паровоздушный клапан; 14 – конденсационный (резервный) бачок; 15 – перегородка; 16 – отверстие

Таблица ПЗ

Схемы циркуляции в

Наименование схемы		Обозначение схемы	
Бесколлекторные (змеевики)		 S1	 S2
Коллекторные	Простые	 Z1	 Z2
		 Z3	 Z4
	Сложные	 П3	 П4
		Комбинированные	 ZП1

Окончание прил. Б
 гидравлических трактах автотракторных радиаторов [6]

Обозначение схемы	
 <p style="text-align: center;">S3</p>	
 <p style="text-align: right;">П1</p>	 <p style="text-align: right;">П2</p>
 <p style="text-align: right;">Z5</p>	 <p style="text-align: right;">Z6</p>
 <p style="text-align: right;">П5</p>	 <p style="text-align: right;">П6</p>
 <p style="text-align: right;">ZП3</p>	 <p style="text-align: right;">ZП4</p>

Приложение В

Таблица П1. Теплоёмкость этиленгликоля и его водных растворов [5]

Массовое содержание этиленгликоля, %	Теплоёмкость C_p , кДж/(кг·°C), при температуре, °C		
	20,2	47,2	78,4
100	2,3479	2,4928	2,6188
90	2,5443	2,6728	2,8290
80	2,7155	2,8688	3,0254
70	2,9039	3,0727	3,2201
50	3,3126	3,4528	3,5809
25	3,8117	3,8736	3,9448

Таблица П2. Теплопроводность λ , Вт/(м·°C) водно – этиленгликолевых растворов в зависимости от их температуры [5]

Массовое содержание этиленгликоля, %	Температура раствора, °C							
	-40	-20	0	20	40	60	80	100
0	-	-	0,565	0,599	0,628	0,652	0,670	0,680
20	-	-	0,485	0,508	0,531	0,550	0,568	0,577
40	-	0,393	0,408	0,423	0,438	0,454	0,469	0,477
60	0,328	0,337	0,346	0,356	0,365	0,374	0,384	0,381
80	0,284	0,288	0,293	0,298	0,302	0,307	0,312	0,316
100	-	-	0,252	0,255	0,257	0,259	0,262	0,264

Таблица П3. Температура кристаллизации ТОСОЛА и его водных растворов [5]

Массовое содержание, %		Температура кристаллизации, °C
ТОСОЛ-А	Дистиллированная вода	
100	0	-21,5
80	20	-45
70	30	-49
65	35	-65
60	40	-52
56	44	-40
50	50	-35,3
40	60	-24

Таблица П4. Физико-химические показатели низкотемпературных жидкостей [5]

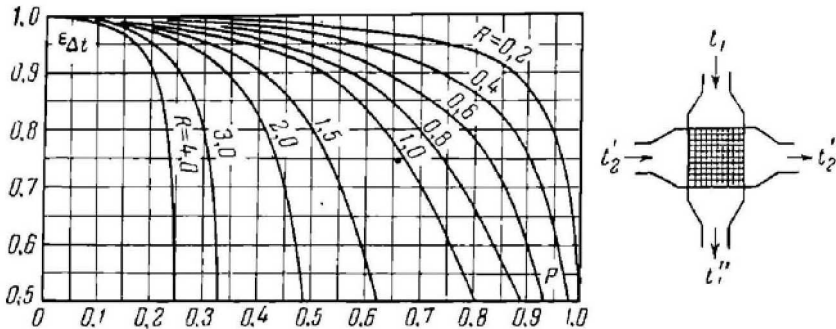
Показатели	Антифриз			ТОСОЛ		
	Марка 4К	Марка 40	Марка 65	ТОСОЛ – А	ТОСОЛ – А40	ТОСОЛ – А65
Внешний вид	Светло-жёлтая слегка мутная жидкость					
Цвет красителя	-	-	Оранжевый	-	Голубой	Красный
Плотность при 20° С, г/см ³	1,100 – 1,116	1,067 – 1,072	1,085 – 1,090	1,120 – 1,140	1,078 – 1,085	1,085 – 1,095
Температура кристаллизации °С, не менее	-	-40	-65	-	-40	-65
Температура кипения, °С, не менее	-	108	115	170	108	115
РН	8,5	8,5	8,5	7,5 – 8,5	7,5 – 8,5	7,5 – 8,5
Коэффициент преломления при 20° С	1,429 – 1,431	1,390	1,400	1,435	1,390	-
Теплоёмкость Ср, кДж/(кг·К), при температуре 55° С	-	3,290	3,120	-	3,190	-
Теплопроводность λ, Вт/(м·К), при температуре 55° С	-	0,406	0,358	-	0,400	0,363
Кинематическая вязкость ν·10 ⁶ , м ² /с, при 60° С	-	1,25	1,8	-	1,25	1,8
Массовая доля компонентов, %: этиленгликоля, не менее	94,0	52,0	64,0	91,0	53,0	63,0
воды, не менее	5,0	47,0	35,0	3,0	44,0	33,0
декстрина	0,18 – 0,185	0,1	0,1	-	-	-
диатрифосфата	0,44 – 0,56	0,25 – 0,35	0,3 – 0,35	-	-	-
антипеняющей присадки	-	-	-	0,1	0,05	0,08
антикоррозийной	-	-	-	5,0	2,55	2,95

Окончание прил.В

Приложение Г

Таблица П1. Физико-механические свойства материалов, используемых для изготовления охлаждающих трубок и пластин радиаторов [5]

Материал	Плотность, кг/м ³	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Теплоёмкость кДж/(кг·К)
Алюминиевые сплавы:			
АД1	2710	226	0,92
Амц	2730	187	0,92
Амг	2670	125	0,92
Медь М3	8930	380	0,38
Латунь:			
Л96	8850	224	0,38
Л90	8800	125	0,38
Л62	8500	120	0,375
Сталь 10	7850	70	0,465



$$P = \frac{\delta t_{ж2}}{\Delta t'} = \frac{t_{ж2}'' - t_{ж2}'}{t_{ж1}' - t_{ж2}'} ; \quad R = \frac{\delta t_{ж1}}{\delta t_{ж2}} = \frac{t_{ж1}' - t_{ж1}''}{t_{ж2}'' - t_{ж2}'}$$

Рис. П1. Значение поправки $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ [4]

Приложение Д

Таблица П1. Предельно допустимые значения температур головки цилиндра и цилиндра [8]

Тип двигателя	Предельно допустимые температуры, °С		
	Цилиндра	Головки цилиндра	
	Из специального чугуна	Из алюминиевого сплава	
Стационарный	180	300-320	200-220
Тракторный	200	320-340	220-240
Автомобильный	220	340-360	240-260

Таблица П2. Значение удельного расхода охлаждающего воздуха для дизелей с воздушным охлаждением (в м³/л.с.ч.) [8]

Тип двигателя	Диаметр цилиндра в мм		
	75-100	100-125	Свыше 125-150
Стационарный	60	55	50
Тракторный	55	50	45
Автомобильный	50	45	40

Таблица П3. Значение удельной поверхности охлаждения головки цилиндра [8]

Тип двигателя	Удельная поверхность охлаждения в см ² /л.с.ч.	
	Дизели	Карбюраторные двигатели
Стационарный	500-550	600-650
Тракторный	400-450	500-550
Автомобильный	300-350	400-450

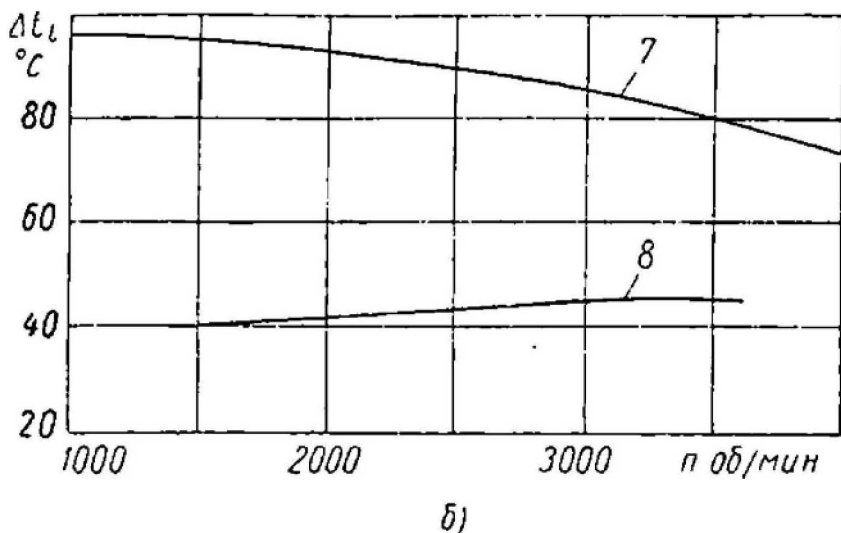
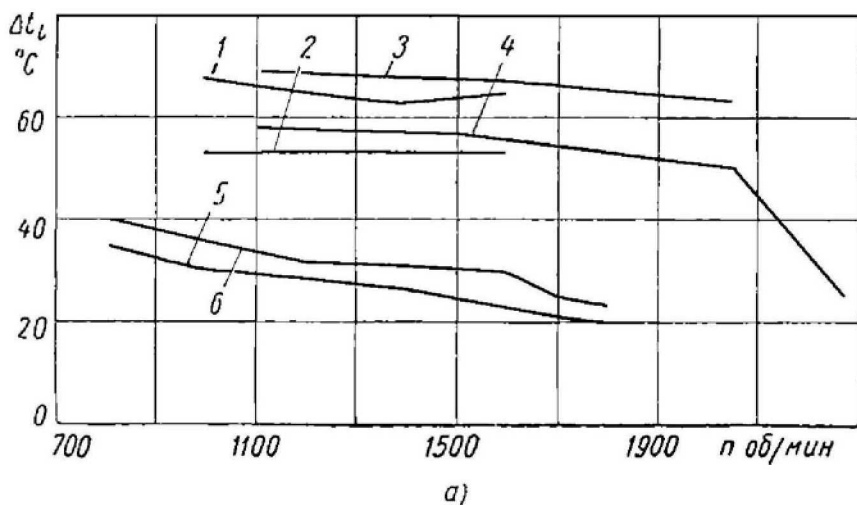


Рис. П1. Повышение температуры воздуха при прохождении межрёберных каналов [8]: а – дизели; б – карбюраторные двигатели; 1,4,5,7 – цилиндры, 2,3,6,8 – головки (по данным фирм Дейтс, Татра, Ситроен, Армстронг-Сидли)

Таблица П4. Распределение поверхности охлаждения между головкой и цилиндром в % [8]

Тип двигателя	Головка цилиндра	Цилиндр
Карбюраторные двигатели	60-65	40-35
Дизели:		
с разделённой камерой	55-60	45-40
с неразделённой камерой	45-50	55-50

Таблица П5. Поправочный коэффициент $\varepsilon_l = f\left(\frac{l}{d}\right)$ [8]

Re _г	Отношение l/d				
	1	5	15	30	50
1·10 ⁴	1.65	1.50	1.17	1.07	1.00
2·10 ⁴	1.51	1.40	1.13	1.05	1.00
5·10 ⁴	1.34	1.27	1.10	1.04	1.00
1·10 ⁵	1.28	1.22	1.08	1.03	1.00
1·10 ⁶	1.14	1.11	1.04	1.02	1.00

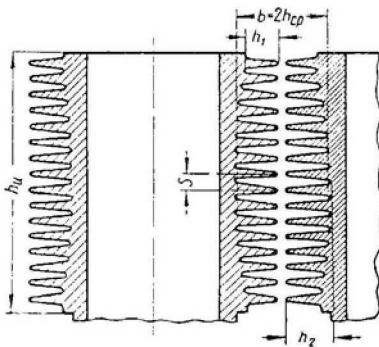


Рис. П2. Обозначение элементов оребрения [8]

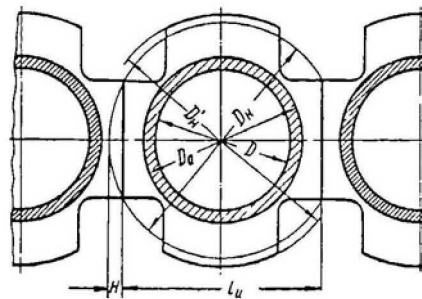
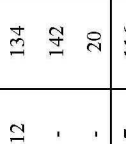
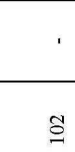


Рис. П3. Схематическое изображение оребрения цилиндра [8]

Таблица П6. Характеристика оребрения головок цилиндра [8]

Диаметр цилиндра D , мм	Ход поршня S , мм	Высота головки, мм			H_c/D	Изображение ребер	Количество ребер	Шаг ребер S_r , мм	Площадь сечения, $см^2$		Коэффициент живого сечения β_c	Поверхность охлаждения, $см^2$
		общая H_c	обдуваемой части h'_c	ребренной части h_c					Общая	Минимальное проходное сечение		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
108	108	94	94	-	-		7	12	134	20	0,149	1058
80	110	79,5	79,5	-	-		-	-	142	26	0,183	900
85	100	58	58	-	-		-	-	20	16,4*	0,82*	1130
85	115	138	102	102	-		14	7	116	14	0,120	2560
110	140	198	198	120	-		17	6,4 (в) 5,8 (н)	294	20	0,068	3023
98	120	120	102	102	-		13	7	130	14	0,107	2400
95	108	92	92	92	0,97		15	6,5 (в) 5 (н)	131	15	0,114	2960
110	130	108	108	108	0,98		12	7,5	163	17,2	0,107	3364
120	130	120	120	120	1,0		13	7,5	185	21	0,113	3020
100	115	155	80	80	0,8		9	8	245	24	0,098	2532
95	120	93	93	93	0,98		13	7	127	26	0,205	2534
75	84	81,5	81,5	81,5	1,09		12	6	83	10	0,12	1395

Примечание. При подсчете минимального проходного сечения учитывается зазор между вершинами ребер двух соседних головок, с учетом зазора (8-10 мм) между вершинами ребер и дефлектором,
(в) - верхние ребра; (н) - нижние ребра

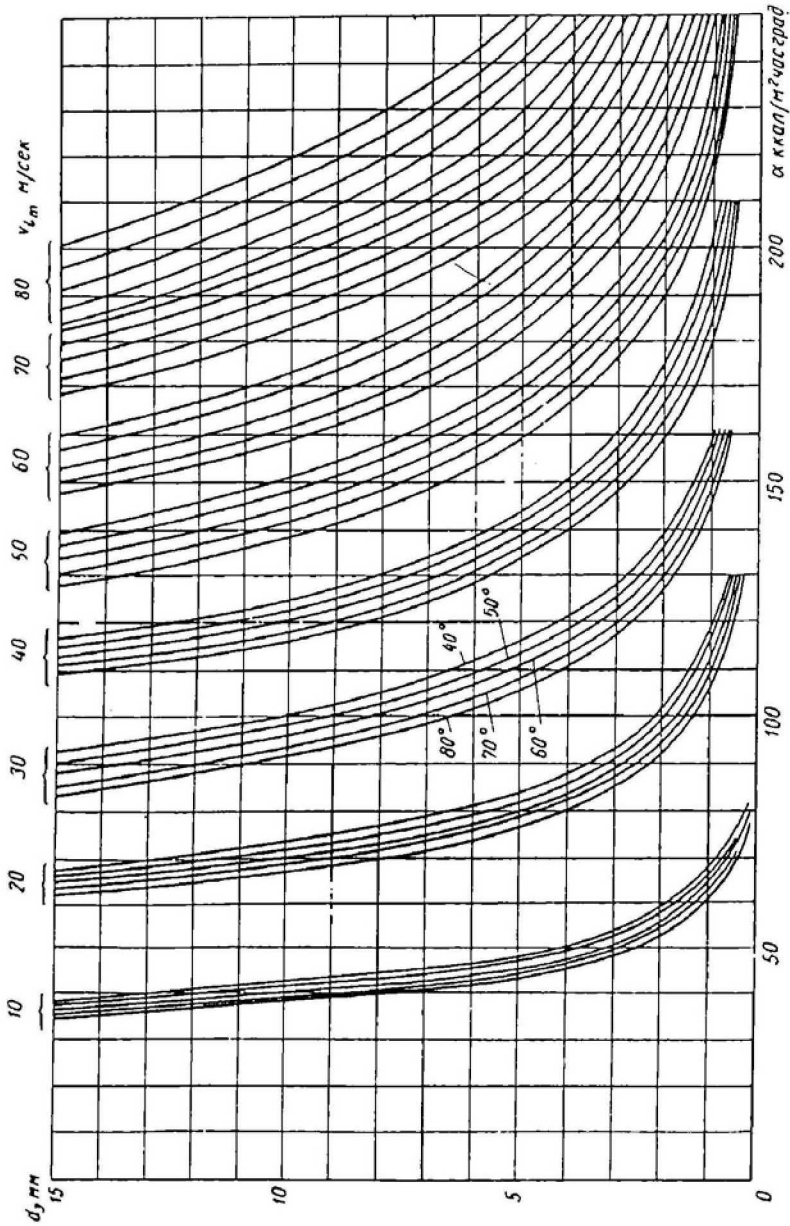
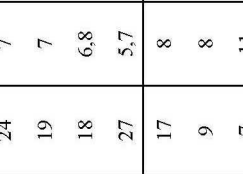
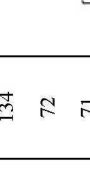


Рис. П4. Зависимость коэффициента теплоотдачи α от эквивалентного диаметра d_e при разных скоростях и температурах воздуха [8]

Таблица П7. Характеристика оребрения цилиндров [8]

Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Высота цилиндра, мм			Изображение ребра	Число ребер	Радиус, мм		Толщина, мм		
		общая	обдуваемой части	оребрённой части			основания r_a	вершины r_b	основания δ_a	вершины, δ_b	
1	2	3	4	5	6	7	9	10	11	12	
100	115	225,5	181	168	 Плоские литые	24	4	3	3	3	
95	108	230	145	136		19	4	3	3	3	3
85	115	212	137	117		18	4,3	2,5	2,5	2,5	2,5
110	140	264	162,5	152,5		27	3,5	2,2	2,2	2,2	2,2
95	120	234	165	134	 Треугольные литые	17	2	1	3	2	2
88,9	101,6	197	88	72		9	2	1	3,5	2	2
85	85	195	103	71		7	2	1,75	5	3,5	3,5
98	120	257	173	144		22	1,5	1	3	2,5	2,5
80	110	207	189	111		12	2,5	0,75	3	1,5	1,5
108	108	249	122	122		14	2	-	4,5	3	3
75	64	124,5	86	78,5		12	1,5	1,5	4,5	2,5	2,5
85	125	212	134	134		15	2	1,5	4,5	3	3
110	130	247	178	153,5		29	0,5	-	2,5	1,5	1,5
120	130	255	185	165		34	1,5	-	2	0,7	0,7
75	84	159	122	98	25	1	-	2	1	1	

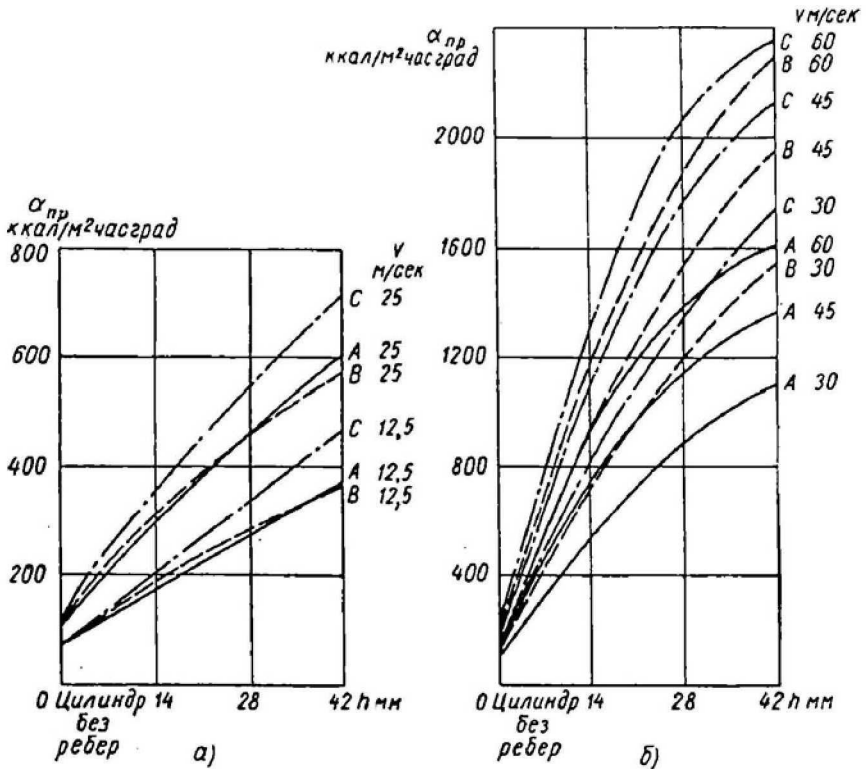


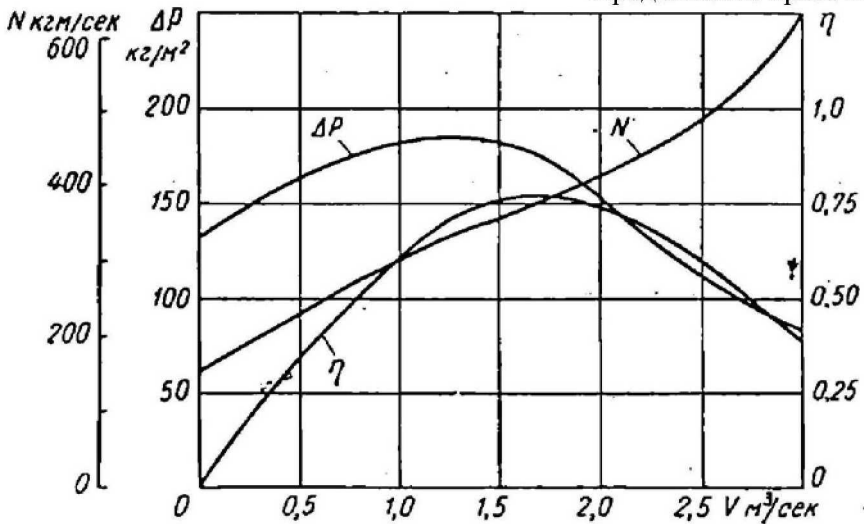
Рис. П5. Изменение приведённого коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$ рёбер треугольной формы [8]:
 а – при отсутствии дефлекторов; б – при наличии дефлекторов цилиндров с внешним диаметром 160 мм и различными рёбрами

Группа рёбер	Шаг рёбер	Толщина основания рёбер
А	8	4
В	5	4
С	4	2

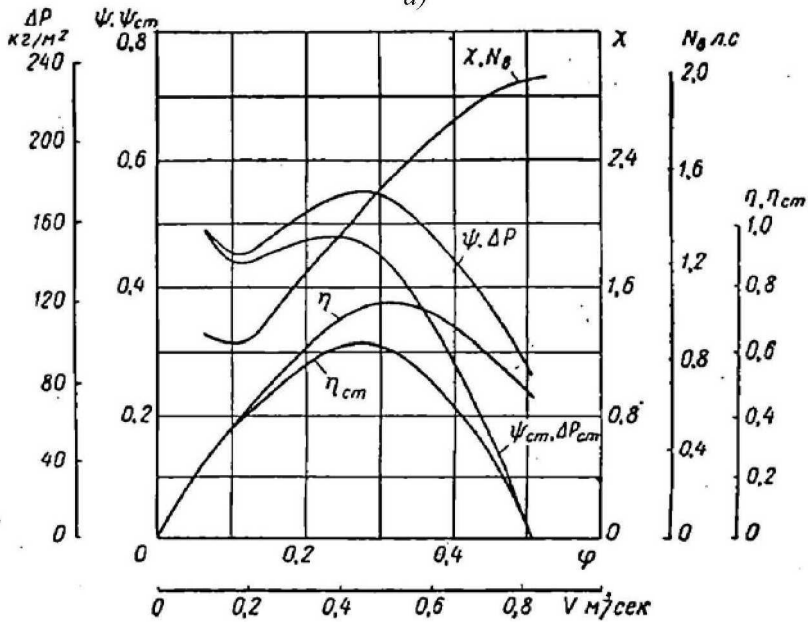
Таблица П1. Отношения подобия для вентиляторов [8]

Индексы: 1 – первоначальный параметр; 2 – конечный параметр; I – исходный вентилятор; II – подобный вентилятор

V_1	ΔP_1	n_1	L_1	$(u_2)_1$	ρ_1	$(d_2)_1$
V_2	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2$	$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2}$	$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2$	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \frac{V_1}{V_2}$	$\rho = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}\right)^{1/2}$	ΔP_2	$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{\Delta P_{\text{cmI}}}{\Delta P_{\text{cmII}}}\right)^{1/2}$	$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}\right)^{3/2}$	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \left(\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}\right)^{1/2}$	$\rho = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}$	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$	n_2	$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \frac{n_1}{n_2}$	$\rho = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^{1/3}$	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^{2/3}$	$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^{1/3}$	L_2	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^{1/3}$	$\rho = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_2} = \frac{(u_2)_1}{(u_2)_2}$	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left[\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2}\right]^2$	$\frac{n_1}{n_2} = \frac{(u_2)_1}{(u_2)_2}$	$\frac{L_1}{L_2} = \left[\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2}\right]^3$	$(u_2)_2$	$\rho = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$	$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$\frac{L_1}{L_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$V_2 = V_1$	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$n_2 = n_1$	$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^2$	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$	$\rho_2 = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/2}$	$\Delta P_2 = \Delta P_1$	$\frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/2}$	$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{3/2}$	$\frac{(u_2)_1}{(u_2)_2} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/2}$	$\rho_2 = \text{const}$	$d_2 = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_{II}} = \left[\frac{(d_2)_I}{(d_2)_{II}}\right]^3$	$\frac{\Delta P_I}{\Delta P_{II}} = \left[\frac{(d_2)_I}{(d_2)_{II}}\right]^2$	$n_{II} = n_I$	$\frac{L_I}{L_{II}} = \left[\frac{(d_2)_I}{(d_2)_{II}}\right]^5$	$\frac{(u_2)_I}{(u_2)_2} = \frac{(d_2)_{II}}{(d_2)_I}$	$\rho = \text{const}$	$(d_2)_{II}$ $n = \text{const}$
$\frac{V_1}{V_{II}} = \left[\frac{(d_2)_I}{(d_2)_{II}}\right]^2$	$\Delta P_{II} = \Delta P_I$	$\frac{n_I}{n_{II}} = \frac{(d_2)_{II}}{(d_2)_I}$	$\frac{L_I}{L_{II}} = \left[\frac{(d_2)_I}{(d_2)_{II}}\right]^2$	$(u_2)_{II} = (u_2)_I$	$\rho = \text{const}$	$(d_2)_{II}$ $u_2 = \text{const}$



а)



б)

Рис. П1. Характеристики вентиляторов [8]:
а - осевого; б - центробежного

Таблица П2. Значение коэффициента ε_l [8]

Форма рабочего колеса	Форма лопасти		
	отогнутая назад	выходящая радиально	загнутая вперёд
Коническое С параллельными дисками	0,862	0,866	0,778
	0,855	0,850	0,790

Таблица П3. Ориентировочное значение коэффициента B [8]

Конструкция рабочего колеса	Внешний диаметр рабочего колеса		
	До 250 мм	250-500 мм	Свыше 500 мм
Рабочее колесо из листового материала	1,10	1,15	1,2
Литое рабочее колесо	0,80	0,90	1,0

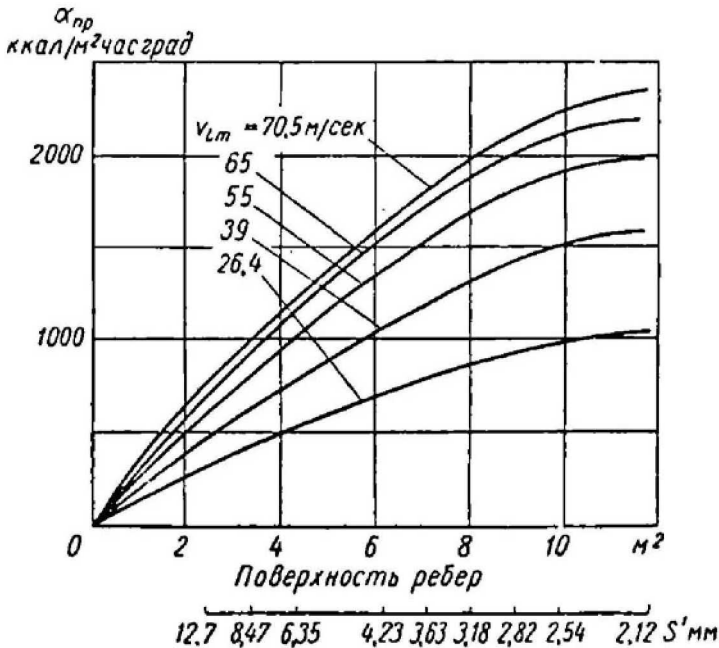


Рис. П2. Влияние оребрения на изменение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$ [8]

Таблица П4. Значение КПД вентиляторов систем воздушного охлаждения поршневых двигателей [8]

Коэффициент полезного действия	Обозначен	Тип вентилятора	Пределы значений	Примечание
Входа в вентилятор	$\eta_{вх}$	Осевой	0,95...0,98	Любая схема
Выхода из вентилятора	$\eta_{вых}$	Осевой	1,0	Схема НА+К
Выхода из вентилятора	$\eta_{вых}$	Осевой	0,95...0,96	Схема К+СА
Направляющего кожуха	$\eta_{н}$	Осевой	0,85...0,95	Если он предусмотрен
Гидравлический	$\eta_{г}$	Центроб.	0,60...0,75	С кожухом, без НА
Гидравлический	$\eta_{г}$	Осевой	0,65...0,80	Без НА и СА
Гидравлический	$\eta_{г}$	Осевой	0,70...0,85	С НА или СА
Объемный	η_{v}	Центроб	0,92...0,95	-
Объемный	η_{v}	Осевой	Графич.	По граф. $\eta_v = f\left(\frac{S}{d_2/2}; \Delta_3\right)$ рис.ПЗ прил. Е
Механический	$\eta_{м}$	Осевой	0,95...0,97	При зубчатой передаче
Механический	$\eta_{м}$	Центроб	0,75...0,85	При ременной передаче
Эффективный	$\eta_{э}$	Центроб	По формуле	$\eta_{э} = \eta_{г} \eta_{v} \eta_{м}$
Эффективный	$\eta_{э}$	Осевой	По формуле	$\eta_{э} = \eta_{г} \eta_{v} \eta_{н} \eta_{м}$

Таблица П5. Значения расчётных коэффициентов систем воздушного охлаждения поршневых двигателей [8]

Коэффициент	Обозн.	Тип вентил.	Пределы значений	Примечание
Давление средн.	ψ	Осевой	0,1...0,4	-
Давление средн.	ψ	Центроб.	0,7...2,0	В зависимости от формы лопастей
Давления у втулки	ψ_1	Лопатые	0,1...1,35	--/--
Производительности	ϕ	Осевой	0,2...0,7	-
Производительности	ϕ	Центроб	0,05...0,5	-
Удельное число оборотов	η_q	Осевой	120...600	-
Удельное число оборотов	η_q	Центроб	20...100	-
Удельное число оборотов	η_q	Промеж.	70...160	-
Быстроходности	σ	Осевой	0,75...3,80	Вместо η_q
Быстроходности	σ	Центроб	0,125...0,650	Вместо η_q
Быстроходности	σ	Промеж	0,45...1,00	Вместо η_q

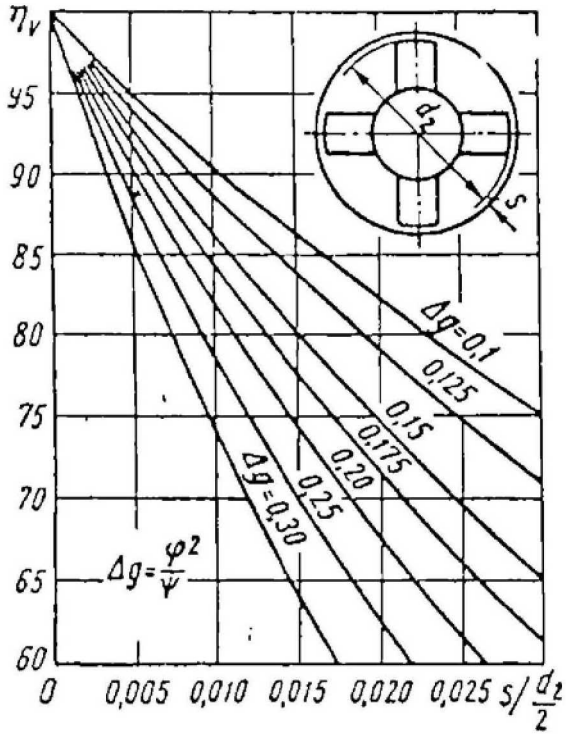


Рис. ПЗ. Зависимость объемного КПД вентилятора

от отношения S/d_2 [8]

Учебное издание

Арлен Петрович Толстоногов

**СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие

Редакторы: Н. С. Куприанова,
Т. К. Крестина

Компьютерная верстка Т. Е. Половнева

Подписано в печать 03.07.2002 г. Формат 60x84 1/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л.12,32. Усл. кр.-отт. 12,44. Уч.-изд.л. 13,25.

Тираж 250 экз. Заказ . Арт. С-7(Д1)/2002.

Самарский государственный аэрокосмический
университет им. академика С. П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

РИО Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443001 Самара, ул. Молодогвардейская, 151.



к стр.188

*По виду соединения
оробрения с труб-
ками: монометал-
лические (накатка);
паянные; клееные;
насадочные; дорно-
ванные*