

УДК 621.4 : 629.114.2
ББК 31.365 я 7
К 27

Одобрено методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства
24.04.2007 и научно-методическим советом БГСХА 24.04.2007.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Общие сведения о системе охлаждения автотракторных двигателей.....	3
2. Влияние теплового режима двигателя на его основные технико-экономические показатели.....	5
3. Классификация и общее устройство систем охлаждения автотракторных двигателей.....	9
4. Устройство элементов и узлов системы жидкостного охлаждения.....	16
5. Расчет системы охлаждения.....	31
Литература.....	44

Карташевич А.Н., Белоусов В.А.

К 27 Системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания: Лекция. – Горки: Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, 2007. 44с.

Рассмотрены классификация, конструкция, принцип работы и основы расчета системы охлаждения автотракторных двигателей внутреннего сгорания.

Для студентов специальностей 1-74 06 01 – техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 06 – материально-техническое обеспечение АПК, 1-74 06 04 – техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

Таблиц 2. Рисунков 15. Библиогр. 5.

Рецензенты: Г.М. КУХАРЕНОК доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» БНТУ; А.К. ТРУБИЛОВ канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «ТО и ремонта машин» БГСХА.

УДК 621.4 : 629.114.2
ББК 31.365 я 7

© А.Н. Карташевич, В.А.Белоусов, 2007
© Учреждение образования
«Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Эффективное использование тракторов, комбайнов и автомобилей, срок их службы во многом определяются состоянием энергетических установок – двигателей внутреннего сгорания. Современные автотракторные двигатели – сложные и дорогостоящие. Поэтому глубокое знание инженерными кадрами сельскохозяйственного производства вопросов конструкции, регулирования и технического обслуживания двигателей и их основных систем позволит не только полнее использовать мощностной потенциал, но и поддерживать в исправном техническом состоянии все механизмы и системы двигателя.

Предлагаемая лекция ставит целью помочь студентам изучить основы конструкции и расчета системы охлаждения автотракторных двигателей.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сгорание топливоздушной смеси сопровождается выделением значительного количества теплоты. Функцию регулируемого принудительного отвода теплоты выполняет система охлаждения, которая должна обеспечивать: 1) автоматическое поддержание оптимального теплового режима независимо от режима работы двигателя и внешних условий; 2) быстрый прогрев двигателя до рабочей температуры; 3) длительное сохранение теплоты после остановки двигателя; 4) малые энергетические затраты, связанные с приводом агрегатов системы охлаждения.

Не все тепло от сгорания топлива превращается в полезную работу. Распределение теплоты в ДВС показано на рис. 1.

Из рис. 1 видно, что

$$Q = Q'_г + Q_{ст} + Q_{мн} + Q_e + Q_{ост}, \quad (1)$$

где Q – общее количество теплоты, введенной в двигатель;

$Q'_г$ – потери теплоты с отработавшими газами;

$Q_{ст}$ – потери теплоты через внутрицилиндровое пространство;

$Q_{мн}$ – потери теплоты, эквивалентные механическим потерям;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе;

$Q_{ост}$ – остаточные потери теплоты, не учтенные составляющими теплового баланса.

где $Q_{ж}$, $Q_{м}$, $Q_{пл}$ – теплота, рассеиваемая соответственно радиаторами системы охлаждения, системы смазки и боковой поверхностью двигателя.

Распределение теплоты в карбюраторных двигателях и дизелях при номинальной мощности приведено в табл. 1.

Т а б л и ц а 1. **Распределение теплоты при сгорании топлива, %**

Распределение теплоты	Бензиновые двигатели	Дизели
Теплота, превращенная в полезную работу	22...30	30...42
Теплота, отводимая системой охлаждения	12...25	15...35
Теплота, унесенная отработавшими газами	30...35	25...45
Теплота, не выделявшаяся вследствие неполноты сгорания и др.	0...30	0...5

2. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ДВИГАТЕЛЯ НА ЕГО ОСНОВНЫЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Одним из важнейших факторов, влияющих на долговечность и экономичность двигателя, является обеспечение его надежного запуска и поддержание оптимального теплового режима в период работы при различных значениях температуры окружающего воздуха. В зимних условиях эксплуатации применение масла повышенной вязкости значительно затрудняет пуск двигателя и увеличивает его износ (табл. 2).

После пуска двигателя густое масло в течение длительного времени не поступает к трущимся поверхностям. Поэтому после пуска двигателя даже при нормальных показаниях масляного манометра нельзя нагружать или резко увеличивать частоту вращения двигателя, так как можно вывести из строя подшипники коленчатого вала.

Т а б л и ц а 2. **Зависимость времени запуска двигателя и его износа от вязкости масла**

Показатели	Вязкость масла, ст			
	4	6	8	10
Время запуска, с	20	33	50	74
Износ двигателя, %	100	110	120	135

При слишком низких температурах холодный пуск двигателя приводит к повреждению вкладышей подшипников и шеек коленчатого вала, к интенсивному износу гильз цилиндров, причем пусковые износы этих деталей у холодного двигателя даже на зимних сортах масла примерно в 3...4

раза больше, чем у прогретого. Вследствие этого предпусковая тепловая подготовка двигателей во многих случаях просто необходима. Предпусковой прогрев нужно осуществлять с помощью различных подогревательных устройств.

Нормальное тепловое состояние двигателя весьма важно обеспечить не только перед пуском, но и в процессе его работы. Вредны как перегрев двигателя, так и его переохлаждение. При перегреве двигателя происходит разжижение и более быстрое старение картерного масла, что вызывает ускоренный износ деталей. Если двигатель не охлаждать или охлаждать недостаточно, то детали его могут нагреться до высокой температуры, а это связано с уменьшением их прочности и возможности термического разрушения (прогорание поршней, пригорание фасок клапанов), с уменьшением массового наполнения цилиндров из-за интенсивного нагрева воздуха или топливо-воздушной смеси от горячих поверхностей двигателя и ухудшением его мощностных и экономических показателей, с ухудшением условий работы системы смазки вследствие снижения вязкости перегретого масла и разрушения слоя поверхностно-активных молекул. Кроме того, частицы топлива, конденсируясь на стенках цилиндра, смывают с них масло и, стекая в картер, разжижают масло. Чрезмерный перегрев двигателя приводит к заклиниванию поршней в цилиндрах.

Пониженный тепловой режим, т. е. переохлаждение двигателя, также приводит к негативным последствиям. Следует указать, что в учебниках неубедительно обосновывается поддержание температуры охлаждающей жидкости не ниже 80°C. В то же время трактористы и водители неправильно считают, что для двигателя вредно поддерживать температуру более 90°C и поддерживают ее на уровне 60...70°C. Но при такой температуре значительно возрастает износ двигателя, что объясняется следующими факторами. В карбюраторных двигателях при пониженном тепловом режиме происходит конденсация паров бензина из смеси на стенках цилиндров и впускного коллектора, в результате чего смывается масляная пленка с зеркала цилиндра и между деталями возникает полусухое трение. При этом быстро изнашиваются зеркало цилиндров и поршневые кольца. Особенно много бензина конденсируется при запуске холодного двигателя, в результате чего он изнашивается в такой же степени, как при пробеге автомобиля на расстояние около 150 км, если запускали непрогретый двигатель при температуре –15°C.

В дизельных двигателях ускоренный износ при пониженном тепловом режиме объясняют электрохимической коррозией, которая возникает в результате образования на зеркале цилиндров серной, сернистой и угольной кислот. Происходит это следующим образом. В дизельном топливе находится иногда более 1% серы. При сгорании серы образуется серный или сернистый ангидриды SO_3 , SO_2 . На стенках зеркала цилиндров из газов,

образующихся в результате сгорания топлива, могут конденсироваться пары воды, в которых растворяются вышеназванные ангидриды и образуются активная серная и сернистая кислота, которые сильно корродируют детали цилиндно-поршневой группы, в результате чего при пуске и прогреве двигатель очень быстро изнашивается.

Конденсация паров воды может происходить при температуре стенок 80°C и даже несколько больше. Это объясняется тем, что в цилиндре давление газов при сгорании составляет несколько десятков атмосфер, при котором температура кипения воды значительно выше 100°C – температуры кипения воды при атмосферном давлении.

Выбор нижнего предела рекомендованного интервала температуры охлаждающей жидкости сделан из тех соображений, чтобы вышеуказанные процессы конденсации паров воды и образования в результате этого кислот не могли произойти. Но при запуске и последующем прогреве двигателей эти процессы неизбежны, так как предварительный подогрев двигателя до температуры охлаждающей жидкости, равной нижнему допустимому пределу, т. е. 80°C, потребовал бы применения специального подогревателя и увеличения времени для подготовки двигателя к работе, что оправдано только в зимнее время при минусовых температурах.

Износ двигателя увеличивается также потому, что картерное масло разжижается горючим, в результате чего ухудшаются его смазочные свойства. Мощность и экономичность двигателя снижаются, а износ его резко увеличивается. Работа дизеля при пониженной температуре деталей приводит к их осмолению, так как происходит превращение части горючего и некоторого количества масла в смолы, которые, попадая в поршневые канавки, уменьшают подвижность поршневых колец, и, попадая в зазоры между стержнями клапанов и направляющими втулками, могут вызывать их зависание. Вследствие этого поршневые кольца полностью не закрывают зазор между поршнем и цилиндром, а клапаны не садятся в свои седла, в результате чего снижается мощность двигателя, он хуже запускается, быстро изнашивается и требует преждевременного ремонта.

С понижением теплового режима увеличивается вязкость картерного масла, что ведет к повышению механических потерь в двигателе, а также ухудшается очистка масла центрифугой. С увеличением вязкости масла ухудшается его прокачиваемость и увеличивается момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала.

Работа двигателя с переохлаждением способствует уменьшению срока службы картерного масла, увеличению расхода топлива, уменьшению мощности. Значительно увеличивается износ деталей цилиндно-поршневой группы, что видно из следующих данных: при температуре цилиндров 40, 50, 100, 150 и 175°C износ цилиндров на 1000 км пробега автомобиля соответственно составляет 30,0; 20,0; 7,5; 4,0 и 2,5 микрона.

Эксплуатация автотракторных двигателей при температуре охлаждающей жидкости на выходе из водяной рубашки головки блока ниже 55°С недопустима, так как создаются условия, ускоряющие износ цилиндров и верхних компрессионных колец в 3...3,5 раза.

Наибольшая мощность и экономичность двигателя и наименьшая скорость изнашивания цилиндро-поршневой группы имеют место тогда, когда температура охлаждающей жидкости на выходе из водяной рубашки находится в пределах 85...95°С. Так, у двигателей ЗИЛ-130 износ гильз при пониженном тепловом режиме был на 60...70% больше, чем при нормальном. Значительный износ двигателей ЗИЛ-130 наблюдался при пуске в зимнее время без предварительного прогрева.

Для увеличения моторесурса двигателя необходимо, чтобы он работал при оптимальном тепловом режиме независимо от температуры окружающего воздуха и нагрузки. Однако в условиях рядовой эксплуатации двигателя требуют ремонта значительно раньше. В частности, это объясняется нарушением правил ухода за системой охлаждения и недооценкой её роли в повышении моторесурса.

В зимний период двигатели работают на пониженном тепловом режиме. Это приводит к их усиленному износу, сокращению срока службы, уменьшению мощности и увеличению расхода топлива. Между тем при достаточном предпусковом прогреве двигателей и работе их на оптимальном тепловом режиме износ деталей двигателей может быть меньше, чем летом за такой же период, так как уменьшается износ цилиндров, вызываемый пылью, находящейся во всасываемом воздухе.

На тепловое состояние двигателя значительное влияние оказывает температура окружающего воздуха и нагрузка. Мощность двигателя при поддержании оптимального теплового режима и при понижении температуры окружающего воздуха возрастает, а при неизменной температуре окружающего воздуха по мере снижения теплового режима уменьшается. Низкий тепловой режим двигателей в зимний период обуславливается не только понижением температуры окружающего воздуха, но и зачастую недогрузкой двигателя.

Так как мощность, экономичность, надежность и долговечность автотракторных двигателей в значительной степени зависят от теплового режима, необходимо строго соблюдать правила технической эксплуатации и обеспечивать поддержание оптимального теплового режима при любой температуре окружающего воздуха и любой нагрузке, что является одним из важнейших условий долговечной и экономичной работы двигателя внутреннего сгорания.

3. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Тепловой режим двигателя, характеризуемый температурой воды на выходе из водяной рубашки системы охлаждения и температурой масла в картере, зависит от теплообмена в двигателе. Одним из важнейших факторов, определяющих систему охлаждения, следует считать вид охлаждающего агента, с помощью которого теплота отводится от нагретых деталей двигателя. Таким агентом может быть воздух, а также водяные пары или различные жидкости. Различают соответственно воздушное, пароводяное и жидкостное охлаждение. В практике отечественного автомобиле- и тракторостроения пароводяное охлаждение особого распространения не получило из-за ряда серьезных недостатков.

В зависимости от того, как осуществляется замена горячего агента холодным, различают циркуляционные, прямоточные и испарительные типы систем охлаждения. Циркуляционный вид применяется в жидкостной системе охлаждения, прямоточный – в воздушной.

Принцип действия прямоточного жидкостного охлаждения заключается в том, что охлаждающий агент, пройдя по системе, удаляется из нее и не используется вновь для охлаждения (для судовых или стационарных двигателей). Прямоточное жидкостное и испарительное охлаждение в автотракторных двигателях не применяются.

При циркуляционном охлаждении нагретая жидкость отводится из жидкостной рубашки двигателя в радиатор, где вследствие обдува его воздухом происходит отдача теплоты жидкостью в атмосферу. В зависимости от того, каким образом осуществляется подача воздуха, системы охлаждения подразделяют на эжекторную, вентиляторную и встречно-поточную.

Удаление от деталей горячей и подвод к ним охлажденной жидкости могут осуществляться термосифонным, принудительным и комбинированным способами.

В термосифонной системе охлаждения циркуляция осуществляется за счет разницы в плотности холодной и горячей жидкости. Во время работы двигателя жидкость в полости рубашки охлаждения нагревается и поднимается в верхнюю ее зону, откуда через патрубок поступает в верхний бачок радиатора. В радиаторе жидкость отдает теплоту воздуху, плотность ее повышается, вследствие чего за счет естественной конвекции она опять поступает в рубашку охлаждения. Для интенсивной циркуляции жидкости в таких системах нужен значительный перепад температур (около 30° С) на входе в радиатор и на выходе из него. В настоящее время термосифонное охлаждение применяют только на некоторых мотоциклетных и пусковых двигателях. Для улучшения теплоотвода наружная рубашка цилиндра делается оребренной, как и у двигателей воздушного охлаждения. Термо-

сифонная система в настоящее время применяется редко, так как увеличивается массу двигателя. К положительным качествам этой системы следует отнести простоту устройства.

В системах с принудительной циркуляцией жидкость прокачивается насосом из радиатора в нижнюю зону рубашки охлаждения, т. е. в зону, не требующую интенсивного теплоотвода, а затем уже подается для охлаждения более горячей головки. Это, как правило, приводит к переохлаждению нижней зоны цилиндров. Перепад температур на входе и на выходе из радиатора в таких системах может быть в пределах $8...12^{\circ}$, что позволяет значительно уменьшить его габариты.

Принудительная система охлаждения может быть выполнена в двух вариантах: открытом, когда полости, заполняемые жидкостью, в наиболее высокой точке сообщаются с атмосферой, и закрытом, когда указанные полости разобщены с атмосферой специальными клапанами. Закрытые системы могут быть с нормальной и повышенной температурой теплоносителя. Последняя способствует более эффективному превращению тепла в работу и примерно в $6...8$ раз снижает расход охлаждающей жидкости.

Смешанные, или комбинированные, системы охлаждения (рис. 2) характеризуются тем, что холодная жидкость из радиатора 2 подается насосом 6 в верхнюю зону рубашки охлаждения цилиндров или непосредственно в полость 11 головки блока. Цилиндры 13 охлаждаются в этом случае путем естественной конвекции жидкости, что позволяет поддерживать температуру их стенок на желаемом уровне. Охлаждающая жидкость подается к наиболее горячим стенкам камеры сгорания и выпускных патрубков в таких системах часто с помощью специальных водораспределительных труб 7 или каналов.

Температуру жидкости на выходе из двигателя (в патрубке 3) поддерживают в пределах $80...95^{\circ}$ С независимо от режима работы с помощью термостата 16, ограничивающего циркуляцию охлаждающей жидкости через радиатор, жалюзи 19, закрывающих решетку радиатора, или регулируя производительность вентилятора 4, просасывающего воздух через радиатор. Панели 1 капота и подкапотного пространства, особенно у легковых автомобилей и машин специального назначения, достаточно плотно закрывают моторный отсек. Соответствующий подбор проходных сечений решетки 20 передней облицовки и отверстий 15 для отвода воздуха регулирует скорость его протекания и температуру подкапотного пространства в целом, где, в частности, расположены приборы питания.

Система воздушного охлаждения автомобильных и тракторных двигателей состоит из ряда элементов, регулирующих ее работу и поддерживающих заданное тепловое состояние двигателя. Принципиальная схема воздушного охлаждения включает в себя подкапотное пространство, закрытое соответствующими кузовными панелями; аксиальный или центро-

бежный вентилятор с направляющим аппаратом, приводимый от коленчатого вала двигателя; направляющие панели «рубашки» охлаждения, а также органы, управляющие расходом воздуха, например, в виде управляемых термостатами заслонок, дросселирующих вход или выход воздуха, или автоматической муфты регулирования частоты вращения вентилятора. В потоке охлаждающего воздуха помещают масляный радиатор. Для контроля теплового состояния двигателя служат датчик температуры стенки цилиндра или масла.

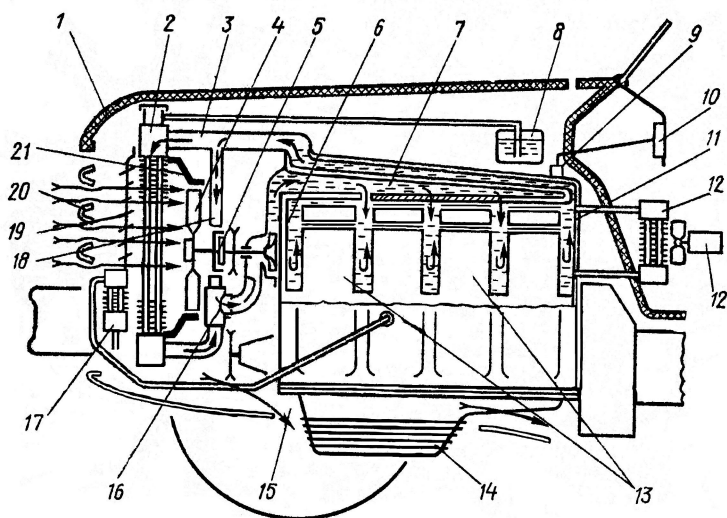


Рис. 2. Схема комбинированного жидкостного охлаждения: 1 – панель капота; 2 – радиатор; 3 – патрубок; 4 – вентилятор; 5 – автоматическая муфта; 6 – водяной насос; 7 – водораспределительный патрубок; 8 – расширительный бачок; 9 – датчик температуры; 10 – указатель температуры охлаждающей жидкости; 11 – полость головки блока; 12 – радиатор отопителя, вентилятор с электродвигателем; 13 – цилиндры; 14 – поддон; 15 – отверстия для прохода воздуха; 16 – термостат; 17 – масляный радиатор; 18 – канал подачи жидкости по малому кругу; 19 – жалюзи; 20 – решетка передней облицовки; 21 – направляющий кожух.

Автотракторные двигатели и двигатели, устанавливаемые на сельскохозяйственных машинах, имеют в основном жидкостное или воздушное охлаждение.

Преимущества системы жидкостного охлаждения перечислены ниже.

1. Жидкостная система охлаждения более инерционна, двигатель медленно остывает.
2. Эффективное охлаждение более нагретых мест двигателя при любой тепловой нагрузке (теплопроводность охлаждающей жидкости в 20...25 раз выше теплопроводности воздуха).
3. Более равномерное охлаждение деталей двигателей.
4. Допустимость применения блочных конструкций цилиндров двигателей.
5. Стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы (высокая теплопроводность и большая теплоемкость жидкости).
6. Возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения.
7. Меньший шум при работе двигателя.
8. Меньшая склонность к детонации бензиновых двигателей.
9. Возможность изоляции воздушного тракта системы охлаждения.
10. Меньшие затраты мощности на охлаждение (2,0...9,0%) по сравнению с воздушным охлаждением (3,5...13%).

Недостатки жидкостного охлаждения изложены ниже.

1. Длительный прогрев двигателя после пуска, повышающий износ цилиндров.
2. Пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха вследствие замерзания воды в системе.
3. Низкие температуры стенок цилиндров (при водяном охлаждении), способствующие повышенному коррозионному износу, особенно при работе на сернистых топливах.
4. Повышенная трудоемкость обслуживания и ремонта, так как необходимо регулярно пополнять и очищать системы охлаждения.
5. Большая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха.
6. Потребность в дефицитных металлах (медь, латунь, свинцово-оловянные сплавы).

Ниже перечислены преимущества воздушного охлаждения.

1. Быстрый прогрев двигателя после пуска и, следовательно, меньший пусковой износ цилиндров.
2. Меньшая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха (более высокие температуры цилиндров).
3. Пониженная чувствительность к топливу, содержащему серу.
4. Надежная работа при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как отсутствует опасность замерзания и утечек жидкости в системе охлаждения.

5. Простота обслуживания и меньшая стоимость (отсутствуют трубопроводы, радиатор и водяной насос).

Недостатки воздушного охлаждения.

1. Уменьшение среднего эффективного давления и литровой мощности вследствие худшего весового наполнения цилиндров двигателя.

2. Повышенный расход мощности на привод вентилятора воздушного охлаждения.

3. Более трудный пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха и существующих способах подогрева.

4. Повышенная шумность работы, вызываемая работой быстроходного вентилятора.

5. Трудность обеспечения нормального охлаждения форсированных двигателей большого литража.

6. Возможность засорения межреберных каналов головок цилиндров.

7. Потребность в масляном радиаторе даже и в тех случаях, когда при водяном охлаждении он не требуется.

Рассмотрение преимуществ и недостатков воздушного охлаждения автотракторных двигателей позволяет считать их применение наиболее целесообразным:

а) для карбюраторных и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндра до $0,001 \text{ м}^3$ независимо от степени форсирования;

б) для карбюраторных и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндра $0,001 \dots 0,0025 \text{ м}^3$ и невысокой литровой мощностью.

В настоящее время наиболее перспективным является воздушно-жидкостное охлаждение, так как оно объединяет все преимущества воздушной и жидкостной системы охлаждения. Внедрена эжекционная система охлаждения, которая работает за счет энергии отработавших газов. Преимущества этой системы заключается в простоте устройства и надежности, так как в ней нет вращающихся, подверженных износу деталей. Недостаток ее в том, что необходимо затрачивать мощность на преодоление сопротивления выходящим газам.

Широкое распространение получает герметизированная система охлаждения с повышенным температурным режимом и применением всепогодной жидкости, что значительно уменьшает затраты цветных металлов, коррозионное разрушение деталей цилиндрико-поршневой группы, увеличивает КПД двигателя. Однако повышение температуры охлаждающей жидкости до $100 \dots 110^\circ\text{C}$ вызывает увеличение передачи теплоты в масло, в результате чего его температура повышается. Ведутся работы по конструированию системы охлаждения с роторным радиатором.

На основании приведенного обзора систем охлаждения автотракторных двигателей их можно классифицировать по следующим основным признакам: 1) способу подачи воздуха; 2) типу теплоносителя или охлаж-

дающего агента; 3) способу отвода горячего агента от нагретых деталей; 4) применяемой жидкости; 5) способу циркуляции теплоносителя; 6) способу сообщения системы охлаждения с атмосферой; 7) рабочей температурой теплоносителя на выходе из водяной рубашки.

Распространенная принудительная система охлаждения не саморегулируемая, поэтому ее необходимо снабжать дополнительными устройствами, позволяющими регулировать в зависимости от условий эксплуатации (нагрузки и температуры окружающей среды) интенсивность циркуляции воды и потока воздуха, создаваемых соответственно водяным насосом и вентилятором. Для регулирования интенсивности теплообмена применяются жалюзи, термостаты и утеплительные чехлы, но эти устройства малоэффективны. Усовершенствование систем охлаждения происходит путем создания автоматически управляемых вентиляторов, что привело к появлению множества их типов.

Существующие вентиляторы автотракторных двигателей внутреннего сгорания предлагается классифицировать по следующим признакам: 1) типу применяемых вентиляторов; 2) типу привода вентилятора; 3) связи ведомой и ведущей частей вентилятора; 4) способу управления; 5) конструктивными особенностям привода.

До недавнего времени самыми распространенными были неуправляемые вентиляторы с жесткой связью. Они просты и не требуют питания для управления, но при помощи их невозможно поддерживать оптимальный тепловой режим двигателя. Автоматически управляемый вентилятор, работа которого зависит от температурного режима двигателя, включает датчик, реагирующий на колебания температуры в системе охлаждения, и устройства, обеспечивающие изменение производительности вентилятора, что может быть достигнуто изменением угла установки лопастей, периодическим включением вентилятора или изменением частоты его вращения. Не получили большого распространения вентиляторы с поворотными лопастями из-за сложности конструкции и недолговечности и вентиляторы с механическим зацеплением, так как в момент зацепления под действием ударных нагрузок зацепители выходят из строя. Поэтому в настоящее время в автоматически управляемых вентиляторах производительность регулируется изменением частоты вращения или их включением и выключением.

Регулирование частоты вращения осуществляется чаще всего гидравлическими и электрическими муфтами 5 (рис.2), электрическим и гидравлическим приводами. Для включения и выключения вентиляторов применяются гидромуфты, вязкостные муфты, сухие муфты трения с механическим, гидравлическим, пневматическим и электрическим управлением, специальные электромагнитные муфты, муфты с механическим зацеплением, термосиловым или биметаллическим управлением.

Применяются автоматически управляемые вентиляторы с дисковым сцеплением (сухой фрикционной муфтой), гидравлическим и пневматическим управлением с помощью термклапана. Однако наличие гидравлической или пневматической систем с постоянным давлением усложняет конструкцию и требует надежных уплотнений. Автоматически управляемые вентиляторы работают от термодатчика. Недостаток данных конструкций – значительное проскальзывание рабочих поверхностей из-за нечеткости включения, что приводит к износу сопрягаемых элементов и нарушению момента срабатывания муфты.

Недостатки перечисленных вариантов автоматически управляемых вентиляторов следующие: 1) ненадежность сальников гидромуфты, муфты с гидравлическим или пневматическим управлением; 2) сложность и ненадежность (когда вентилятор устанавливается на одной оси с водяным насосом); 3) повышенный износ рабочих поверхностей (муфты с механическим управлением).

Применение сухих муфт трения с электрическим управлением, электромагнитных муфт или электрического привода вентилятора сводит к минимуму перечисленные недостатки. Электромагнитные муфты обладают четкостью включения, обеспечивают высокую износостойкость рабочих поверхностей, а простота конструкции узлов позволяет широко унифицировать детали системы охлаждения.

Получили распространение электромагнитные (вихревые) муфты скольжения, достоинствами которых является износостойкость (ведомый и ведущий элементы не соприкасаются) и возможность регулировать частоту вращения вентилятора. Они обеспечивают в любом случае плавное, безударное включение вентилятора, что положительно сказывается на работоспособности подшипников и ремней привода. К недостаткам электромагнитных муфт скольжения следует отнести относительно большую массу и габариты, так как для передачи заданного момента требуется большая рабочая площадь полюсов и значительная мощность возбуждения. Скольжение ухудшает КПД и приводит к нагреву деталей муфты.

Широко применяется электрический привод вентилятора с отдельным электромотором, частота вращения которого может регулироваться температурным датчиком. Он обеспечивает наилучшую балансировку теплоты на всех режимах работы двигателя.

Ферромагнитные муфты с твердым магнитодиэлектриком являются промежуточным вариантом между муфтами скольжения и фрикционными электромагнитными муфтами, так как в зависимости от силы тока в катушке возбуждения они могут работать с некоторым проскальзыванием или полной блокировкой рабочих поверхностей. Применяемые электромагнитные муфты с жидким магнитодиэлектриком требуют создания надежных уплотнений. Положительным качеством ферромагнитных муфт

является высокая износостойкость рабочих поверхностей, отсутствие ударных нагрузок. При переменном сопротивлении в датчике можно плавно регулировать частоту вращения вентилятора.

Автоматически управляемые вентиляторы значительно сокращают время прогрева двигателя, затраты энергии на привод вентилятора в тот период, когда он не нужен. Регулирование частоты вращения вентилятора в зависимости от теплового режима двигателя дает большой экономический эффект, особенно при частичных нагрузках и высоких частотах вращения, так как производительность вентилятора пропорциональна частоте вращения, а потребляемая мощность – частоте вращения в третьей степени. Мощность, потребляемая вентилятором, колеблется в пределах 3...10% мощности двигателя. С применением регулируемого привода вентилятора ее можно значительно уменьшить.

Для поддержания оптимального теплового режима двигателя применяют разные способы терморегулирования. В автотракторных двигателях получили распространение комбинированные, представляющие собой сочетание различных способов регулирования (рис. 3).

4. УСТРОЙСТВО ЭЛЕМЕНТОВ И УЗЛОВ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Радиатор. Радиатор является теплообменником системы, где поступающая из двигателя жидкость отдает через его стенки теплоту потоку воздуха.

Наибольшее распространение получили радиаторы с естественным вертикальным направлением потока жидкости сверху вниз.

Для легковых автомобилей с клиновидной формой кузова применяют низкие широкие радиаторы с горизонтальным потоком жидкости. Для некоторых машин специального назначения по компоновочным соображениям применяют радиаторы с горизонтальным расположением или наклонные. Однако конструкция радиатора в принципе одинакова для всех вариантов его компоновки.

Вертикальный радиатор (рис. 4) состоит из верхнего 1 и нижнего 9 бачков, соединенных между собой трубками, образующими его охлаждающую решетку 10. Верхний бачок радиатора имеет наливную горловину 3 с пробкой 2, а нижний – сливной краник 8. С целью предохранения радиатора от разрушения при закипании жидкости в наливную горловину впаивают пароотводную трубку 4, соединенная с атмосферой, или при применении дорогостоящих антифризов и тосолов – с расширительным бачком, (см. рис. 2), размещаемым в хорошо охлаждаемом месте. Срез пароотводной трубки заглублен в жидкость, и при проходе через ее слой отводимые пары конденсируются.



Рис. 3. Способы регулирования температурного режима двигателя.

При остывании двигателя в системе охлаждения возникает некоторое разрежение, вследствие чего жидкость из расширительного бачка подсаывается в систему. Антифризы и тосолы обладают большим коэффициентом объемного расширения, что также компенсируют с помощью расширительного бачка 8 (см. рис. 2).

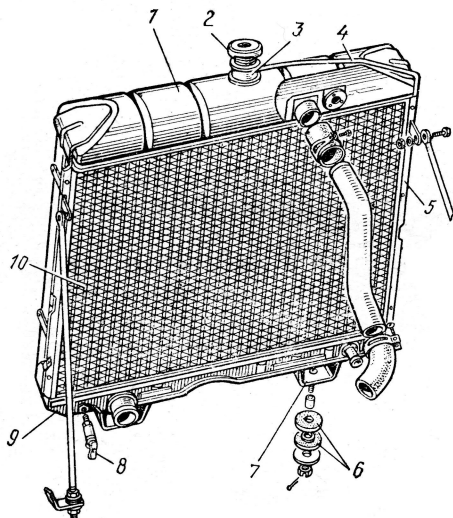


Рис. 4. Основные элементы радиатора двигателя: 1 – верхний бачок; 2 – пробка; 3 – горловина; 4 – паровыводная трубка; 5 – боковые стойки; 6 – резиновые подушки; 7 – крепежные скобы; 8 – сливной кран; 9 – нижний бачок; 10 – сердцевина.

К верхнему и нижнему бачкам припаяны боковые стойки 5, которые вместе с нижней пластиной, несущей крепежные скобы 7, образуют каркас радиатора. Для защиты от вибрации радиатор крепят к раме автомобиля с помощью эластичных резиновых подушек 6 и соединяют с двигателем достаточно длинными гибкими резиновыми шлангами. Как правило, радиатор дополнительно крепят с помощью упругих кронштейнов к облицовке или боковинам крыльев.

В зависимости от конструкции охлаждающей решетки различают трубчатые, пластинчатые и сотовые радиаторы (рис. 5).

Трубчатые радиаторы наиболее распространены. Они подразделяются на трубчато-пластинчатые и трубчато-ленточные. В трубчато-пластинчатых радиаторах охлаждающая решетка состоит из нескольких рядов трубок, проходящих сквозь пакет набранных с зазором поперечных пластин 2, увеличивающих теплоотвод. Для уменьшения гидравлического сопротивления решетки радиатора и повышения поверхности теплоотвода

трубки делают плоскоовальной формы. В трубчато-ленточных радиаторах трубки устанавливают друг за другом в ряд, а между ними прокладывается гофрированная лента. Радиаторы для двигателей легковых автомобилей имеют, как правило, только один ряд трубок.

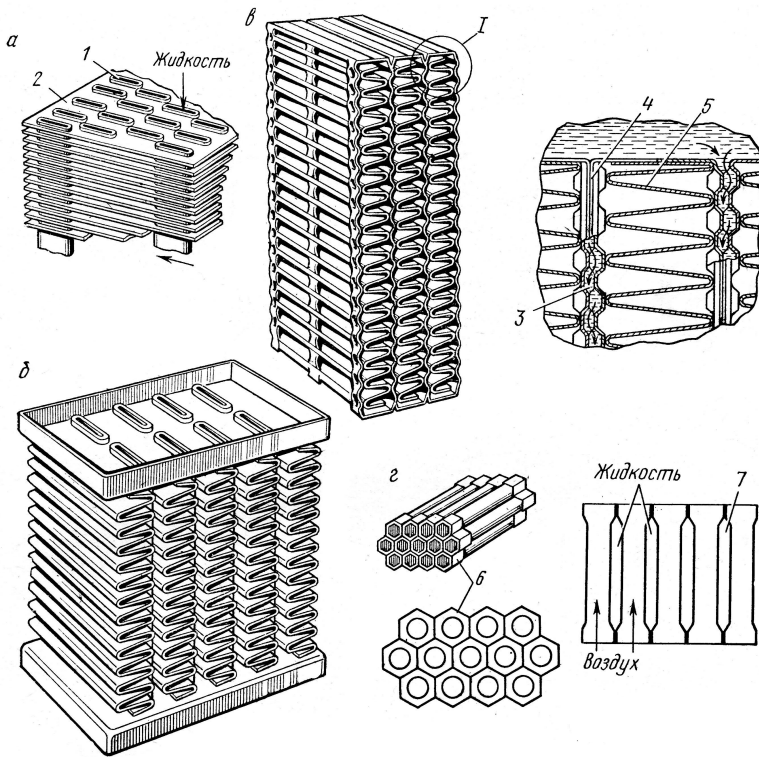


Рис. 5. Решетки радиаторов трубчато-пластинчатого (а); трубчато-ленточного (б); пластинчатого (в); сотового (г): 1 – трубки; 2 – поперечные пластины; 3, 7 – щель; 4 – кромки; 5 – гофрированная лента; 6 – горизонтальные трубки.

Пластинчатые радиаторы изготовляют из гофрированных пластин, парно спаянных отбортованными кромками 4 (рис. 5, в). Ширина пластин равна глубине, а длина – высоте охлаждающей решетки радиатора. Жидкость протекает в них по узкой щели 3 между двумя спаянными пластинами. Для увеличения теплорассеивающей поверхности в промежутки между пластинами дополнительно впаивают иногда гофрированные ленты 5.

Сотовые радиаторы состоят из набора спаянных между собой горизонтальных трубок 6, длина которых равна глубине радиатора. Жидкость протекает здесь через щели 7, образованные внешними поверхностями трубок, а охлаждающий воздух – через трубки. В таких радиаторах площадь теплоотвода со стороны воды и воздуха одинакова, эффективность их мала и в настоящее время их не применяют.

Основные детали радиаторов до недавнего времени изготовляли из дорогостоящей латуни и соединяли пайкой. В настоящее время латунь заменяют более дешевым алюминием, а бачки радиатора изготавливают из пластических материалов. Такие радиаторы собираются механически: трубки развальцовываются в пакете пластин и резиновых прокладках доньшек бачков.

Пробки наливной горловины. Пробки радиаторов в закрытых системах жидкостного охлаждения изготавливают герметичными с двумя предохранительными клапанами: паровым 3 и воздушным 2 (рис. 6). Паровой клапан, уплотняемый резиновой прокладкой, открывается только для выпуска пара из системы, если его давление превышает заданные пределы (положение а). Воздушный клапан, снабженный уплотнительной прокладкой, пропускает в радиатор атмосферный воздух в случаях, когда при остывании двигателя в системе возникает повышенное разрежение (положение б).

В унифицированных пробках наливных горловин радиаторов автомобилей паровой клапан регулируют на избыточное давление в 0,045...0,055 МПа. Воздушный клапан открывается у них при падении давления в системе против атмосферного не более чем на 0,01 МПа. Повреждение уплотнительных прокладок парового или воздушного клапанов нарушает герметичность системы и вызывает заметное увеличение расхода охлаждающей жидкости. При нормальном функционировании рассматриваемых клапанов закрытые системы только кратковременно могут соприкасаться с окружающей средой или расширительным бачком.

Жалюзи. Жалюзи изготавливают в виде набора вертикальных или горизонтальных пластин-створок из оцинкованного железа. Они объединены общей рамкой и снабжены шарнирным устройством, обеспечивающим одновременный или групповой поворот их вокруг своих осей. Жалюзи прикрепляют к каркасу радиатора или к наружной облицовке. Управляют створками жалюзи вручную с места водителя или термостатом.

Центробежные насосы. В автомобильных и тракторных двигателях применяют компактные одноступенчатые центробежные насосы с напором 0,04...0,1 МПа. Такие насосы обеспечивают нужную подачу при сравнительно больших зазорах между рабочим колесом (крыльчаткой) и стенками корпуса. Это исключает возникновение между ними трения и не препятствует циркуляции жидкости при неподвижной крыльчатке, что

благоприятно сказывается на выравнивании теплового состояния двигателя после его остановки.

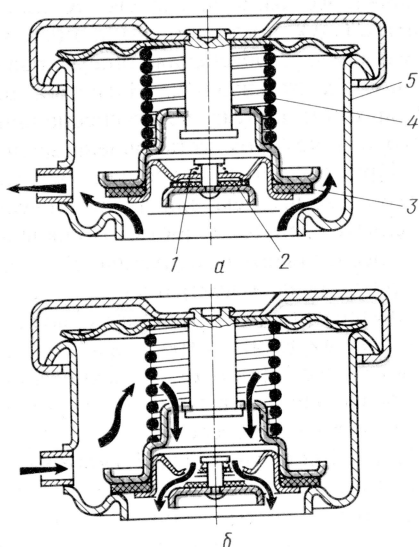


Рис. 6. Пробка наливной горловины радиатора: а – работа парового клапана; б – работа воздушного клапана; 1 – пружина воздушного клапана; 2 – воздушный клапан; 3 – паровой клапан; 4 – пружина парового клапана; 5 – горловина радиатора.

На рис. 7 показан насос двигателя ГАЗ-53-12. Водяной насос закреплен на переднем торце блока цилиндров. Корпус 3 насоса состоит из двух частей: одна часть отливается из чугуна и прикрепляется к другой, изготовленной вместе с крышкой блока распределительных зубчатых колес из алюминиевого сплава. 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 загрязнения шарикоподшипники имеют уплотнения. На одном конце вала напрессована ступица вентилятора и шкива привода насоса и генератора. От осевого смещения ступица удерживается шайбой и корончатой гайкой, которая тщательно зашлифована. На другом конце вала напрессована пластмассовая крыльчатка 6, имеющая стальную ступицу. Крыльчатка удерживается от смещения шайбой и болтом, ввернутым в торец вала. Вал 2 в корпусе уплотнен самоподжимным сальником, состоящим из графитизированной текстолитовой шайбы 12, резиновой манжеты 11, двух обоев 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 насо-

са. Подтекание воды через контрольное отверстие 7 свидетельствует о неисправности самоподжимного сальника. В этом случае необходимо снять насос с двигателя и отремонтировать. Шарикоподшипники насоса смазывают пластичным смазочным материалом, который не вымывается водой. Через масленку 5 смазочный материал подается шприцем в корпус насоса до тех пор, пока свежий материал не появится из контрольного отверстия 4. Излишний смазочный материал необходимо удалить, так как он разрушает ремень вентилятора.

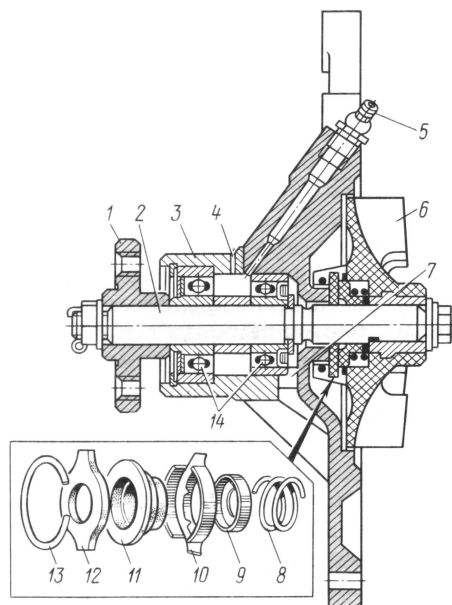


Рис. 7. Водяной насос:
 1 – ступица; 2 – вал; 3 – корпус; 4 – контрольное отверстие; 5 – масленка; 6 – крыльчатка; 7 – контрольное отверстие; 8 – пружина; 9, 10 – обоймы; 11 – резиновая манжета; 12 – текстолитовая шайба; 13 – кольцо; 14 – шарикоподшипники.

Привод водяного насоса и вентилятора осуществлен от шкива коленчатого вала при помощи клиноременной передачи, состоящей из одного ремня. Ремень охватывает шкив водяного насоса и вентилятора, шкив натяжного ролика и шкив коленчатого вала. Шкив вентилятора двухручейный. Второй ремень от шкива вентилятора перекинут на шкив генератора. Для нормальной работы ременных передач натяжение ремней должно быть оптимальным (не очень слабым и не очень тугим). Натяжение ремня водяного насоса регулируют перемещением натяжного ролика, а ремня привода генератора – перемещением генератора. При правильном натяжении первого ремня прогиб под действием силы 40 Н (4 кгс), приложенной

в середине ветви натяжной ролик – шкив водяного насоса, должен составлять 10...15 мм, а в середине второй ветви шкив водяного насоса – шкив генератора – 10...12 мм.

Термостат. Термостат служит для ограничения, вплоть до полного перекрытия, протока жидкости через радиатор. Различают термостаты жидкостные (сильфонные) и с твердым наполнителем, а также одноклапанные, которые только ограничивают проток жидкости, и двухклапанные, распределяющие проток жидкости между радиатором и малым кругом циркуляции жидкости. Устанавливают термостаты либо на пути движения жидкости к радиатору, либо перед насосом.

До недавнего времени больше применялись сильфонные двухклапанные термостаты (рис. 8, а). Управление клапанами, основным 3 и перепускным 4, осуществляют в них сильфоном 5 (гофрированным тонкостенным латунным баллоном, внутренняя герметичная полость которого частично заполнена легко испаряющейся жидкостью – семью 2/3 дистиллированной воды и 1/3 этилового спирта). Если жидкость в системе охлаждения не прогрета, то в сильфоне давление понижено и он находится в сжатом состоянии. Вследствие этого основной клапан, перекрывающий выходной патрубок, плотно закрыт, а перепускной клапан открывает окна 1 в корпусе термостата. Охлаждающая жидкость от насоса через перепускные окна и патрубок 2 циркулирует по малому кругу, т. е. внутри полости охлаждения. По мере прогрева системы охлаждения жидкость в сильфоне испаряется, давление в нем повышается, сильфон расширяется, открывает основной клапан и одновременно закрывает перепускной клапан. С этого момента жидкость начинает циркулировать через радиатор. Клапан 3 начинает открываться при температуре жидкости в системе охлаждения 70...80 °С и полностью открывается при 85...95 °С.

Термостаты жидкостного типа вследствие образования микроскопических усталостных трещин в стенках сильфона и потери герметичности имеют ограниченный срок службы.

В настоящее время применяют термостаты с твердым наполнителем (рис. 8, б). Подобные термостаты устанавливаются в систему охлаждения двигателей Минского моторного завода. Они состоят из капсулы 9, заполненной активной массой (кристаллический воск с медными опилками, церезин). Капсула закрыта резиновым буфером-мембраной 5, соединенной со штоком 4. Шток 4 упирается своим концом в регулировочный винт 3, расположенный в верхней рамке 2 термостата, кольцо которой образует седло 6 для основного клапана 7. Клапан 7 и вместе с ним капсула 9 поджимаются пружиной 8, которая вторым своим концом опирается в нижнюю рамку 1. Через направляющее кольцевое отверстие 10 в нижней рамке проходит конец капсулы, на котором закреплен перепускной клапан 11, зафиксированный упругим колечком 12 и поджимаемый пружиной 13.

Седло 14 перепускного клапана образовано в корпусе двигателя. При расширении активной массы шток, упирающийся в регулировочный винт, отжимает всю капсулу вместе с основным клапаном и открывает проход жидкости к радиатору. Одновременно нижний конец капсулы перекрывает перепускным клапаном циркуляцию жидкости по малому кругу. К числу достоинств термостатов с твердым наполнителем относится его способность развивать большие усилия для перемещения рабочих органов, поэтому они нашли широкое применение не только в системах жидкостного, но и воздушного охлаждения, в муфтах отключения вентиляторов и других устройствах.

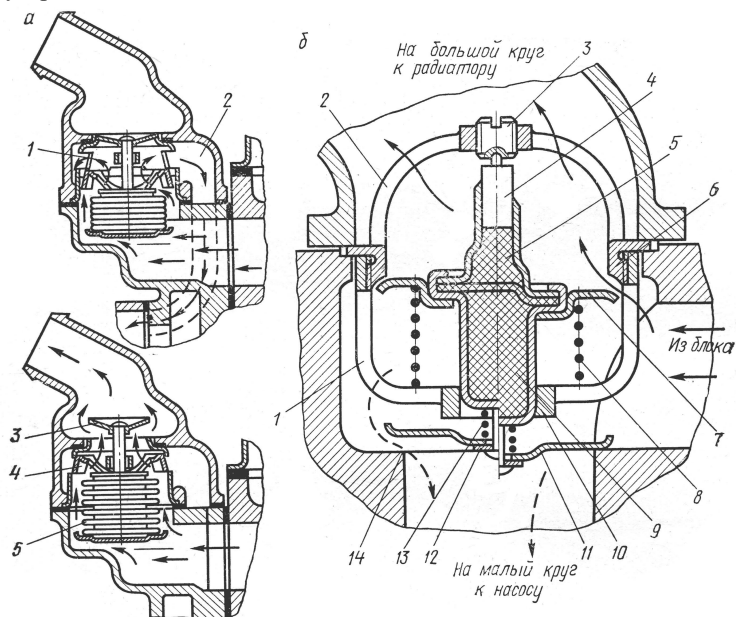


Рис. 8. Термостаты сильфонного типа (а) и с твердым наполнителем (б): 1 – окно; 2 – патрубок; 3 – регулировочный винт; 4 – шток; 5 – резиновый буфер-мембрана; 6 – седло; 7 – основной клапан; 8 – пружина; 9 – капсула; 10 – кольцевое отверстие; 11 – перепускной клапан; 12 – упругое кольцо; 13 – пружина; 14 – седло.

Для удаления воздуха из полости рубашки охлаждения при заполнении ее и полного слива жидкости из системы в клапане термостата делают небольшое дренажное отверстие.

Вентилятор. Вентилятор в системе жидкостного охлаждения служит для интенсификации потока воздуха через теплообменную решетку радиатора. На привод вентилятора затрачивается до 3...5% мощности двигателя, что вызывает увеличение расхода топлива. С вентилятором связана и повышенная шумность работы двигателя. Поэтому в настоящее время стремятся обеспечить эффективную работу системы охлаждения с минимальными энергетическими затратами. Работу вентилятора характеризуют коэффициентом давления, который у обычных одноступенчатых аксиальных вентиляторов с малым числом лопастей составляет 0,07. У многолопасточных аксиальных вентиляторов эффективность повышается вдвое ($K = 0,15$), еще более эффективны осерадialные вентиляторы с неподвижным направляющим аппаратом ($K = 0,3$). Наиболее эффективно работают центробежные вентиляторы ($K = 0,4$), однако для систем жидкостного охлаждения их практически не применяют из-за громоздкости воздухоборной улитки.

Аксиальные вентиляторы обычно делают с неравномерным шагом лопастей, что снижает вибрацию и уровень шума вентилятора. На рис. 9, *a* показан простейший шестилопастный вентилятор со штампованными стальными лопастями. Такие вентиляторы были широко распространены до недавнего времени. Сейчас чаще применяют 6...8-лопастные вентиляторы, отлитые целиком из алюминия или пластмассы, лопасти которых имеют сечение крыла (рис. 9, *б*). На рис. 9, *в* показан многолопастный вентилятор, набранный из отдельно отштампованных из пластмассы коротких профильных лопаток, на рис. 9, *г* – осерадialный вентилятор. Последние два типа вентиляторов имеют высокую эффективность и применяются на двигателях, работающих с высокими нагрузками на машинах с ограниченными скоростями движения. Для двигателей легковых автомобилей, работающих в основном с частичными нагрузками, более актуальным является переохлаждение, поэтому в настоящее время получили распространение вентиляторы с подачей, регулируемой в зависимости от температуры охлаждающей жидкости. При температуре охлаждающей жидкости менее 85...90 °C они отключаются, что позволяет уменьшить расход топлива.

В 60-х годах появились вентиляторы с углом атаки лопастей, уменьшающимся с ростом частоты вращения вала двигателя, т. е. с увеличением скорости автомобиля и динамического напора воздуха на решетку радиатора.

Наиболее распространен привод вентилятора клиноременной передачей от шкива на носке коленчатого вала. Клиноременный привод достаточно прост, однако имеет и свои недостатки. Прежде всего это потери мощности на деформацию ремня и невысокая долговечность. Такой привод требует регулярного контроля натяжения ремня. Недостаточное натяжение связано с пробуксовкой и повышенным износом, а чрезмерное – с

перегрузкой подшипников ступицы вентилятора. Технологически более сложный, но менее «энергоёмкий» шестеренный привод вентилятора сохранился на двигателях ЯМЗ-236. Для малых двигателей легковых автомобилей все чаще применяют привод вентилятора электродвигателем.

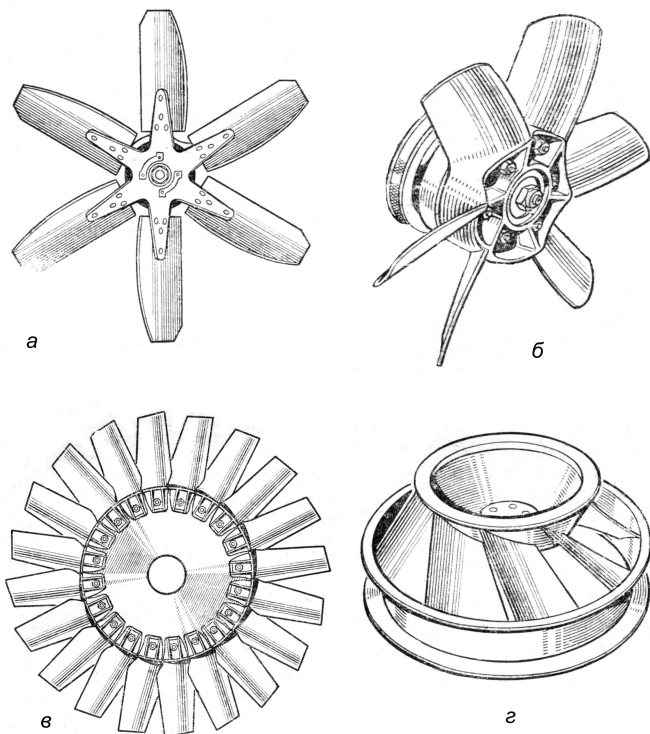


Рис. 9. Типы вентиляторов: *a* – шестилопастный вентилятор со штампованными стальными лопастями; *б* – лопасти, имеющие сечение крыла; *в* – многолопастный; *z* – осердиальный.

На рис. 10 показана электромагнитная муфта включения вентилятора. Электромагнит управляется термоспротивлением, установленным в верхнем бачке радиатора. Лопасти вентилятора закрепляют в этом случае на фланце 1, ступица которого относительно шкива 6 привода вала 9 насоса может свободно поворачиваться на двухрядном шарикоподшипнике 2. В шкив 6 вмонтирован электромагнит 5, получающий питание от электросети автомобиля через контактный диск 7 и щетку, расположенную в дер-

жателе 8. Между электромагнитом 5 и фланцем ступицы 1 расположен ведомый диск 4, который связан со ступицей шлицами и при подаче тока притягивается электромагнитом. Его осевое перемещение ограничено винтами 3. Как только температура охлаждающей жидкости снижается до заданных пределов, электромагнит отключается от сети питания и лопасти вентилятора прекращают свое вращение.

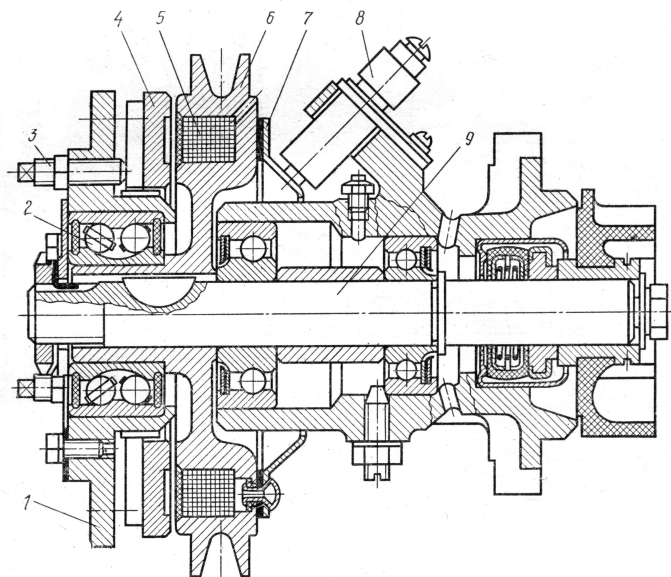


Рис. 10. Электромагнитная муфта включения вентилятора: 1 – фланец; 2 – двухрядный шарикоподшипник; 3 – винт; 4 – ведомый диск; 5 – электромагнит; 6 – шкив; 7 – контактный диск; 8 – держатель; 9 – вал.

Недостатком электромагнитной муфты является наличие подвижного контакта для передачи тока на вращающийся магнит. Электромагнитные и фрикционные муфты подвержены износу, поэтому ни те, ни другие большого распространения не получили. Этих недостатков нет у гидравлических муфт.

Гидравлические муфты, способные переносить большую мощность (аналогично гидромуфтам трансмиссии), применяют для регулировки частоты вращения и производительности вентиляторов больших дизелей грузовых автомобилей и тракторов. Примером могут служить двигатели КамАЗ, ЯМЗ и др. Такие муфты заполняют из системы смазки двигателя, а

количество подаваемого масла регулируют температурными датчиками (рис. 11).

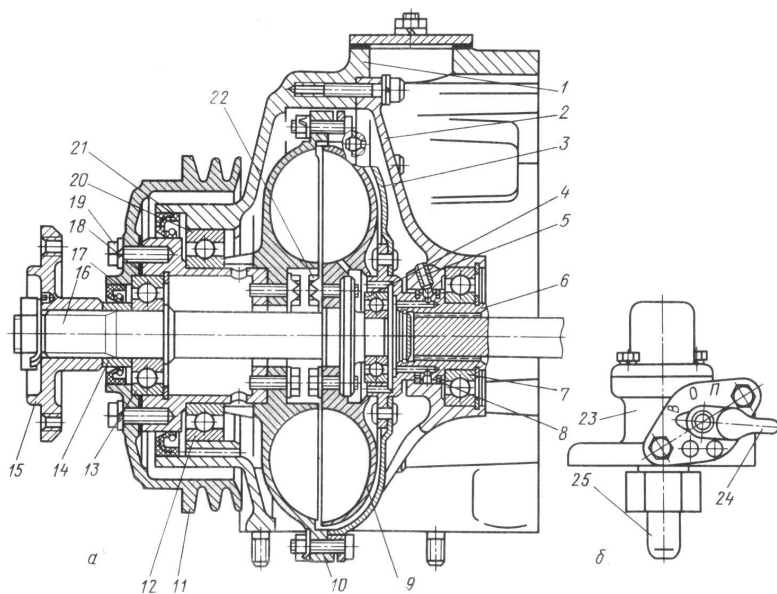


Рис. 11. Гидромуфта привода вентилятора: а – конструкция; б – включатель гидромуфты: 1 – передняя крышка; 2 – корпус; 3 – кожух; 4, 7, 12, 13 и 20 – шарикоподшипники; 5 – трубка подвода масла; 6 – ведущий вал; 8 – уплотнительное кольцо; 9 – ведомое колесо; 10 – ведущее колесо; 11 – шкив; 14 – упорная втулка; 15 – ступица вентилятора; 16 – ведомый вал; 17 и 21 – самоподжимные сальники; 18 – прокладка; 19 и 22 – болты; 23 – корпус включателя; 24 – рычаг пробки крана; 25 – термосилового датчик.

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, расположенный соосно 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 вращается на шарикоподшипниках 7 и 20. Ведомую часть гид-

ромуфты 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 включатель (рис. 11, б) золотникового типа, установленный на нагнетательном патрубке в передней части двигателя. В зависимости от температуры жидкости в системе охлаждения включатель 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 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. 11, б) гидромуфта включается или отключается, а в связи с этим включается или отключается вентилятор. Кран находится в корпусе 23 включателя гидромуфты.

Вентилятор дизеля КамАЗ-740 может работать в трех режимах:

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

вентилятор отключен – рычаг крана включателя гидромуфты установлен в положение 0, 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 включателя установлен в положение 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 включателя. При первой возможности нужно устранить неисправность. Основной режим работы гидромуфты – автоматический.

Термостат вентилятора фирмы «Холсет» (рис. 12) представляет собой биметаллическую пластину 1, которая через штифт 2 воздействует на пластинчатый клапан 10, перекрывающий отверстие для перетока масла в разделительном диске 7, установленном в корпусе 3 вентилятора. Ведущий диск 6 соединен шпонкой со ступицей 8 шкива привода вентилятора.

Лопатки 5 вентилятора закреплены на ведомом диске 9, связанном жестко с корпусом вентилятора 3. Перекачка масла из полости Б ведущего диска в полость А между корпусом и разделительным диском осуществляют с помощью простейшего устройства в виде трубки 4, использующего эжекционный эффект при вращении ведущего диска. Если двигатель не прогрет, то пластинчатый клапан закрыт и при первых же оборотах двигателя масло почти полностью перекачивается в полость А. По мере прогрева двигателя пластина 1 прогибается, освобождает пластинчатый клапан 10 и масло в большей или меньшей мере заполняет полость Б, обеспечивая перенос крутящего момента от шкива на корпус вентилятора за счет трения вязкой жидкости.

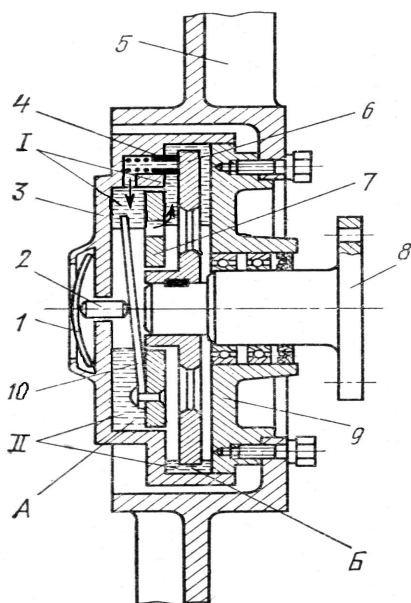


Рис. 12. Вязкостная муфта фирмы «Холсет»: I и II – полости; 1 – биметаллическая пластина; 2 – штифт; 3 – корпус; 4 – трубка; 5 – лопатки; 6 – ведущий диск; 7 – разделительный диск; 8 – ступица; 9 – ведомый диск; 10 – пластинчатый клапан.

Система жидкостного охлаждения двигателя Д-260. Система охлаждения дизеля Д-260 – жидкостная, закрытого типа, с принудительной циркулирующей охлаждающей жидкости. Включает рубашку охлаждения, водяной насос, радиатор, вентилятор с автоматически управляемой вязкостной муфтой, два термостата с твердым наполнителем, расширительный бачок, соединительные шланги и сливные краники.

Регулирование теплового состояния осуществляется изменением количества воздуха, проходящего через радиатор системы охлаждения, а также с помощью двух термостатов.

Температура охлаждающей жидкости контролируется по указателю температуры и световому сигнализатору, датчики которых установлены в крышке корпуса термостатов. Нормальный температурный режим дизеля соответствует температуре охлаждающей жидкости 80...97°С.

Охлаждение смазочного масла дизеля осуществляется жидкостно-масляным теплообменником, встроенным в блок дизеля. Для контроля давления масла в отводящем фланце теплообменника установлены датчики указателя давления и аварийного давления. Нормальный температурный режим дизеля по смазочному маслу находится в пределах 80...120°С.

Радиатор – трубчато-пластинчатый, паровой клапан крышки горловины радиатора поддерживает давление 0,045...0,05 МПа, воздушный клапан – разрежение 0,008...0,01 МПа.

Вентилятор имеет два режима работы: автоматический и принудительный. Автоматический режим обеспечивается муфтой вязкостного трения 12 (рис. 13) следующим образом: при температуре охлаждающей жидкости ниже 80° С возвратная пружина 7 удерживает клапан 10 в закрытом положении, вязкая жидкость перетекает в резервную полость муфты, ведущий 11 и ведомый 13 диски вращаются с зазором между собой, что обеспечивает выключение вентилятора (при этом частота вращения вентилятора должна быть не более 1500 мин⁻¹).

При температуре охлаждающей жидкости дизеля выше 80° С термочувствительный элемент 18 через шток 17 и толкатель 9, преодолевая усилие возвратной пружины 7, открывает клапан 10. Вязкая жидкость через отверстие в ведущем диске перетекает в рабочую полость, заполняет зазор между ведущим и ведомым дисками, в результате чего происходит сцепление этих дисков и вентилятор включается в нормальный рабочий режим.

При работающем компрессоре пневмосистемы необходимо включать принудительный режим работы вентилятора. Для перехода на режим принудительного (постоянного) включения вентилятора необходимо выполнить следующие операции: отвинтить гайку 4 стопора 5 на 4...5 оборотов (около 5 мм); поворачивать вентилятор рукой так, чтобы стопор 5 вошел в отверстие 3 ведущего диска 11. Если необходимо, нажать на стопор 5 рукой, чтобы застопорить ведущий и ведомый диски.

5. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Исходным параметром для расчета системы охлаждения является количество теплоты, которое необходимо отвести от двигателя в охлаждающую среду в единицу времени. Это количество теплоты можно определить из теплового баланса двигателя или из эмпирических зависимостей:

$$Q_{\text{охл}} = q \cdot N_e, \quad (4)$$

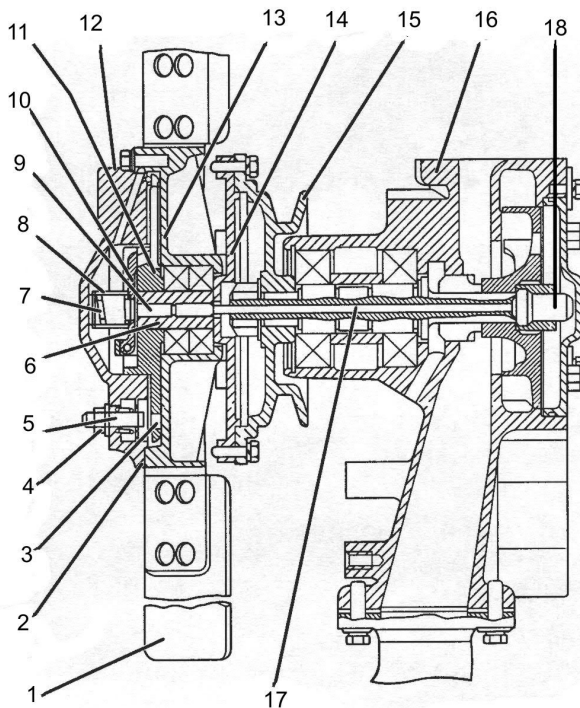


Рис. 13. Насос с муфтой вязкостного трения двигателя Д-260: 1 – вентилятор; 2 – корпус; 3 – отверстие; 4 – гайка; 5 – стопор; 6 – втулка; 7 – возвратная пружина; 8 – втулка; 9 – толкатель; 10 – клапан; 11 – ведущий диск; 12 – муфта вязкостного трения; 13 – ведомый диск; 14 – диск; 15 – шкив; 16 – корпус насоса; 17 – шток; 18 – термочувствительный элемент.

где q – удельное количество отводимой теплоты, $\text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$. Для карбюраторных двигателей $q = 2900 \dots 4300 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, для дизелей $q = 2300 \dots 3600 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Количество отводимой теплоты $Q_{\text{охл}}$ зависит от ряда конструктивных факторов, таких как степень сжатия ϵ , отношение S/D , а также от частоты вращения n и от условий эксплуатации (состава смеси, угла опережения зажигания или угла опережения впрыскивания топлива). Для ориентиро-

вочных расчетов четырехтактных двигателей $Q_{\text{охл}}$ (Дж/с) можно подсчитать по эмпирической формуле:

$$Q_{\text{охл}} = c \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha), \quad (5)$$

где $c = 0,4 \dots 0,47$ – коэффициент пропорциональности;

i – число цилиндров;

D – диаметр цилиндра, см;

n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

α – коэффициент избытка воздуха;

$m = 0,6 \dots 0,7$ – показатель степени.

Систему охлаждения обычно рассчитывают для режимов работы двигателя $N_e = n_{e, \text{max}}$ и $M_{\text{ке}} = m_{\text{ке, max}}$. Расчет системы жидкостного охлаждения сводится к определению основных размеров водяного насоса, площади поверхности радиатора и подбору вентилятора. При расчете системы воздушного охлаждения определяют площади поверхностей охлаждения ребер цилиндра и головки цилиндра.

Жидкостное охлаждение. Вместимость системы жидкостного охлаждения (л) принимают на основе следующих соотношений: для тракторов – $(0,5 \dots 1,7)N_e$, для грузовых автомобилей – $(0,27 \dots 0,8)N_e$, для легковых – $(0,13 \dots 0,35)N_e$.

Рассмотрим расчет отдельных агрегатов системы охлаждения: радиатора, вентилятора и насоса охлаждающей жидкости.

Расчет радиатора. Этот расчет сводится к определению площади поверхности охлаждения, необходимой для передачи теплоты от воды к окружающему воздуху. Основные параметры радиатора: площадь поверхности охлаждения F_p (м^2), омываемой воздухом; фронтальная поверхность радиатора $F_{\text{ф,р}}$ (м^2); глубина радиатора l (м), т. е. расстояние между передней и задней стенками его решетки по ходу воздушного потока ($l = 0,06 \dots 0,15$ м); объемный коэффициент компактности радиатора φ_p ; коэффициент оребрения Ψ , определяемый отношением площадей поверхностей, омываемых воздухом и жидкостью ($\Psi = 3 \dots 6$).

Площадь поверхности охлаждения радиатора F_p определяют из выражения

$$F_p = \frac{Q_{\text{охл}}}{k(T_{\text{ср,ж}} - T_{\text{ср,возд}})}, \quad (6)$$

где k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;

$T_{\text{ср,ж}}$ – средняя температура воды в радиаторе, К;

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

Коэффициент теплопередачи

$$k = 1/[(1/\alpha_1 + \delta/\lambda) \cdot \Psi + 1/\alpha_{2np}], \quad (7)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке радиатора, Вт/(м² · град);

α_{2np} – приведенный коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к воздуху, Вт/(м² · град);

δ и λ – соответственно толщина (м) и коэффициент теплопроводности [Вт/(м · К)] материала стенки радиатора;

Ψ – коэффициент оребрения для трубчато-пластинчатых радиаторов ($\Psi = 3 - 6$).

Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 при вынужденном движении жидкостей или воздуха определяют из критериальных зависимостей вида:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr_{ж}^n \cdot (Pr_{ж}/Pr_{ст})^k, \quad (8)$$

где Nu, Re, Pr – соответственно критерии Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля.

Экспериментальные значения коэффициента $\alpha_1 = 2300...4100$ Вт/(м²град). Значение α_{2np} для трубчатых радиаторов может быть приближенно определено по формуле

$$\alpha_2 = 11,4 \cdot v_L^{0,8}, \quad (9)$$

где v_L – скорость воздуха, проходящего через радиатор, м/с.

Для коэффициента теплопередачи k рекомендуются следующие значения: для дизелей 80...100, для карбюраторных двигателей 140...180 Вт/(м²град). Необходимая массовая подача (кг/с) жидкости насосом через радиатор

$$G_{ж} = Q_{охл}/[c_{ж}(T_{ж,вх} - T_{ж,вых})] = Q_{охл}/(c_{ж} \cdot \Delta T_{ж}), \quad (10)$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость циркулирующей жидкости, [для воды $c_{ж} = 4,178$ Дж/(кг·град), для этиленгликолиевых смесей $c_{ж} = 2,043$ Дж/(кг·град)];

$\Delta T_{ж}$ – перепад температуры охлаждающей жидкости в радиаторе, град.

При принудительной циркуляции воды в системе температурный перепад $\Delta T_{ж} = T_{ж,вх} - T_{ж,вых} = 6...12$ град; $T_{ж,вх}$ принимают 353...368 К. Тогда с учетом принятых значений $\Delta T_{ж}$ и $T_{ж,вх}$ можно определить среднюю температуру воды в радиаторе:

$$T_{ср,ж} = (T_{ж,вх} + T_{ж,вых})/2 = [T_{ж,вх} + (T_{ж,вых} - \Delta T_{ж})]/2. \quad (11)$$

Для тракторных и автомобильных двигателей $T_{\text{ср.ж}} = 358...365$ К. Так как в радиаторе теплота $Q_{\text{охл}}$ передается от воды в окружающую среду, то $Q_{\text{охл}} = Q_{\text{возд}}$.

Необходимая массовая подача (кг/с) воздуха вентилятором через радиатор

$$G_{\text{возд}} = Q_{\text{возд}} / [c_{\text{возд}} (T_{\text{возд.вых}} - T_{\text{возд.вх}})], \quad (12)$$

где $c_{\text{возд}}$ – удельная теплоемкость воздуха ($c_{\text{возд}} = 1000$ Дж/(кг·град))

Температурный перепад ($\Delta T_{\text{возд}} = \Delta T_{\text{возд.вых}} - \Delta T_{\text{возд.вх}}$) воздуха в решетке радиатора составляет 20...30 град; $T_{\text{возд.вых}}$ принимают равной 313 К. Тогда с учетом принятых значений $\Delta T_{\text{возд}}$ и $T_{\text{возд.вх}}$ можно определить среднюю температуру охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор,

$$t_{\text{ср.возд}} = (T_{\text{возд.вх}} + T_{\text{возд.вых}})/2 = [T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})]/2. \quad (13)$$

Для тракторных и автомобильных двигателей $T_{\text{ср.возд}} = 323...328$ К. После подстановки в уравнение (6) значений $T_{\text{ср.ж}}$, $T_{\text{ср.возд}}$, k и $Q_{\text{охл}}$ можно определить площадь поверхности (м^2) радиатора:

$$F_{\text{в}} = Q_{\text{охл}} / \{k[(T_{\text{ж.вх}} - \Delta T_{\text{ж}}/2) - (T_{\text{возд.вых}} + \Delta T_{\text{возд}}/2)]\}. \quad (14)$$

Фронтальная площадь поверхности решетки радиатора (м^2), выполненной в виде квадрата, для получения коэффициента обдува, равного единице,

$$F_{\text{ф.р}} = V_{\text{возд}}/v_{\text{в}}, \quad (15)$$

где $V_{\text{возд}} = G_{\text{возд}}/\rho_{\text{в}}$; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха ($\text{кг}/\text{м}^3$) при средней его температуре в радиаторе;

$v_{\text{в}}$ – скорости воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения машины ($v_{\text{в}} = 6...24$ м/с).

Конструктивная компактность радиатора характеризуется объемным коэффициентом компактности:

$$\varphi_{\text{р}} = F_{\text{р}}/V_{\text{р}}, \quad (16)$$

где $V_{\text{р}}$ – объем решетки радиатора ($V_{\text{р}} = F_{\text{ф.р}} \cdot l_{\text{р}}$, м^3 ; здесь $l_{\text{р}}$ – глубина радиатора, м.

Для автомобильных радиаторов $\varphi_{\text{р}} = 900...1100$ м^{-1} .

Глубина радиатора

$$l_{\text{р}} = F_{\text{р}}/(F_{\text{ф.р}} \cdot \varphi_{\text{р}}). \quad (17)$$

Для автомобильных радиаторов $l_p = 60 \dots 130$ мм.

Для систем жидкостного охлаждения автотракторных двигателей удельная площадь поверхности охлаждения радиатора $f_p = F_p/N_e$ ($\text{м}^2/\text{кВт}$) и удельная емкость системы охлаждения $v_{ж} = V_{ж}/N_e$ ($\text{л}/\text{кВт}$), где $V_{ж}$ – полная емкость системы (л) равна следующим значениям:

для тракторов $f_p = 0,408 \dots 0,543$, $v_{ж} = 0,816 \dots 2,04$;

для грузовых автомобилей $f_p = 0,204 \dots 0,408$, $v_{ж} = 0,272 \dots 0,816$;

для легковых автомобилей $f_p = 0,136 \dots 0,313$, $v_{ж} = 0,613 \dots 0,647$.

Подбор вентилятора. Вентилятор необходим для создания направленного воздушного потока, отводящего тепло от радиатора.

В системах жидкостного охлаждения современных автотракторных двигателей в основном применяют осевые вентиляторы, преимущественно пропеллерного типа с одним рабочим колесом. Лопасти пропеллера изготавливают из стали, алюминиевых сплавов, пластмассы и устанавливают под углом $40 \dots 45^\circ$ для плоских лопастей и $35 \dots 40^\circ$ для выпуклых лопастей. Углы наклона лопастей изменяются от основания к вершине от 95° до 35° .

Степень совершенства аэродинамических качеств вентиляторов оценивают по их безразмерным аэродинамическим показателям. К ним относятся: коэффициент производительности, коэффициент статического давления, коэффициент потребляемой мощности, статический КПД вентилятора.

Коэффициент производительности

$$\bar{V}_{\text{возд}} = V_{\text{возд}} / (F \cdot U_R), \quad (18)$$

где $V_{\text{возд}}$ – подача воздуха вентилятором, $\text{м}^3/\text{с}$;

F – площадь, ометаемая колесом вентилятора, м^2 ;

U_R – окружная скорость колеса на внешнем диаметре ($U_R = 60 \dots 100$ м/с).

Коэффициент статического давления

$$\bar{N}_{\text{СТ}} = g \cdot N_{\text{СТ}} / \rho_B \cdot U_R^2, \quad (19)$$

где $N_{\text{СТ}}$ – статическое давление вентилятора, Па;

g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

ρ_B – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Коэффициент потребляемой мощности

$$\bar{N}_B = 55,15 \cdot g \cdot N_B / (\rho_B \cdot F \cdot U_R^3), \quad (20)$$

где N_B – мощность, потребляемая вентилятором, кВт.

Статический КПД вентилятора

$$\eta_{CT} = \bar{V}_B \cdot \bar{H}_{CT} / N_B, \quad (21)$$

Для большинства существующих вентиляторов на рабочем режиме $\bar{V}_{возд} = 0,1 \dots 0,2$; $\bar{H}_{CT} = 0,05 \dots 0,09$; $\eta_{CT} = 0,3 \dots 0,38$. Большие значения η_{CT} и \bar{H}_{CT} соответствуют меньшим значениям \bar{V}_B .

Подача воздуха (m^3/c) вентилятором

$$V_{возд} = q \cdot N_e / (\rho_B \cdot C_{возд} \cdot \Delta t_B \cdot 3600), \quad (22)$$

где q – удельное количество теплоты, отводимое от двигателя системой охлаждения, Дж/(кВт·с);

N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

$C_{возд}$ – теплоемкость воздуха при $t = 50^\circ \dots 55^\circ C$;

Δt_B – подогрев воздуха в радиаторе, град.

Статическое давление, создаваемое вентилятором (H_{CT}), расходуется на преодоление сопротивлений воздушного тракта (H_{TP}):

$$H_{CT} = H_{TP} = \xi \cdot \sum \rho_B \cdot v_B^2 \cdot 2 \cdot g, \quad (23)$$

где $\xi \cdot \sum$ – коэффициент суммарного аэродинамического сопротивления тракта;

v_B – скорость воздуха перед фронтом радиатора, м/с.

Для автотракторных двигателей $H_{CT} = 600 \dots 1000$ Па.

Мощность (кВт), потребляемая вентилятором,

$$N_B = H_{CT} \cdot V_{возд} / (1000 \cdot \eta_B), \quad (24)$$

где η_B – КПД вентилятора, равный для клéпанных вентиляторов $0,3 \dots 0,4$; для литых – $0,6 \dots 0,7$.

Для автотракторных двигателей N_B не превышает $0,8 \cdot N_{e \text{ ном}}$.

Тип вентилятора определяют по условному коэффициенту быстроходности:

$$\eta_y = n_B V_{возд}^{0,5} / H_{CT}^{0,75}, \quad (25)$$

где n_B – частота вращения вентилятора,

$$n_B = 60 \cdot u_R / (\pi \cdot D_B), \quad (26)$$

где $u_R = \Psi \sqrt{H_{CT} / \rho_B}$ (Ψ – коэффициент, зависящий от формы лопастей:

$\Psi = 2,2 \dots 2,9$ для криволинейных лопастей и $\Psi = 2,8 \dots 3,5$ для плоских лопастей).

Для двигателей с жидкостным охлаждением отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения вала вентилятора составляет $0,7 \dots 1$, для двигателей с воздушным охлаждением – $0,4 \dots 0,3$.

По найденному значению η_ν подбирают прототип вентилятора и уточняют его размеры.

Диаметр (м) лопастей вентилятора

$$D_B = 1,3 \sqrt{V_B / \omega_B}, \quad (27)$$

где ω_B – расчетная скорость воздуха в рабочем колесе ($13 \dots 40$ м/с), $v_B / \omega_B = 0,45 \dots 0,6$ и зависит от отношения площади «живого сечения» круга, описываемого крыльчаткой вентилятора, к фронтальной поверхности радиатора.

В автотракторных двигателях применяются вентиляторы с $D_B = 0,25 \dots 0,67$ м.

Вентиляторы у V-образных двигателей выбирают с большей подачей, чем у однорядных, из-за повышенных сопротивлений потоку воздуха в подкапотном пространстве. Более широкое распространение получают системы охлаждения с регулируемыми вентиляторами (регулируемый наклон лопастей, электромагнитные муфты, электропривод и др.).

Расчет насоса охлаждающей жидкости. Охлаждающая жидкость в системе охлаждения двигателей циркулирует, как правило, с помощью центробежных насосов с односторонним подводом жидкости.

Исходные данные для расчета: подача насоса $V_{ж}$ (л/с), создаваемый насосом напор $H_{ж}$ (Па) и частота вращения крыльчатки $n_{кр}$ (мин^{-1}). Напор, создаваемый насосом, полностью идет на преодоление гидравлических сопротивлений жидкостного тракта.

Частота вращения крыльчатки, как правило, принимается равной частоте вращения вентилятора.

Расчетная подача насоса

$$V_{ж,р} = V_{ж} / \eta_n, \quad (28)$$

где η_n – коэффициент подачи, учитывающий утечки жидкости из напорной полости во всасывающую ($\eta_n = 0,8 \dots 0,9$).

Радиус r_1 (м) входного отверстия крыльчатки определяется из соотношения

$$\pi \cdot (r_1^2 - r_0^2) = V_{ж.п} / C_1, \quad (29)$$

при котором обеспечивается расчетная подача охлаждающей жидкости через входное отверстие насоса:

$$r_1 = \sqrt{V_{ж.п} / (10^3 \cdot \pi \cdot C_1) + r_0^2}, \quad (30)$$

где r_0 – радиус ступицы крыльчатки, м ($r_0 = 12 \dots 30$ мм; большие значения r_0 относятся к двигателям с большим литражом);

C_1 – скорость жидкости на входе в насос ($C_1 = 1 \dots 2,5$ м/с).

Окружная скорость (м/с) схода жидкости

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{H_{ж} / (\eta_r \cdot \rho_{ж})}, \quad (31)$$

где α_2, β_2 – угол между направлениями скоростей соответственно C_2 и u_2 , W_2 и u_2 (рис. 14);

$H_{ж} = 0,05 \dots 0,1$ МПа;

η_r – гидравлический КПД насоса, равный $0,6 \dots 0,7$.

Для обеспечения $\eta_r = 0,6 \dots 0,7$ принимают $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$ и $\beta_2 = 35 \dots 50^\circ$. С увеличением β_2 возрастает напор, создаваемый насосом, но при этом снижается КПД насоса.

Радиус (м) крыльчатки на выходе

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / (\pi \cdot n_{кр}). \quad (32)$$

Окружная скорость (м/с) потока жидкости на входе находится из соотношения $u_1/r_1 = u_2/r_2$, откуда

$$u_1 = (u_2 \cdot r_1) / r_2.$$

Угол β_1 определяется исходя из того, что угол α_1 между векторами скоростей C_1 и u_1 равен 90° :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = C_1 / u_1. \quad (33)$$

Обычно $\beta_1 = 40 \dots 55^\circ$, но он может быть и меньше.

На основании полученных данных производится профилирование лопасти. В существующих конструкциях насосов $d_2 = 62 \dots 105$ мм, $d_1 = 34 \dots 65$ мм. Как правило, лопасти профилируются по дуге окружно-

сти. Для этого, проводя внешнюю окружность крыльчатки радиусом r_2 , а внутреннюю – радиусом r_1 , в произвольной точке B на внешней окружности строим угол β_2 .

От радиуса OB строится угол $\beta_1 + \beta_2$. Через точки B и N (рис. 14) проводится линия BN , которая продолжается до пересечения с окружностью входа (точка A). Из середины отрезка AB (точка C) проводится перпендикуляр к линии BA (точка D), а из точки D – дуга, являющаяся искомым очертанием лопасти.

Радиальная скорость (м/с) схода жидкости

$$C_r = H_{ж} / \operatorname{tg} \alpha_2 / (10^3 \cdot u_2 \cdot \eta_r \cdot \rho_{ж}). \quad (34)$$

Ширина (мм) лопастей на входе b_1 и выходе b_2

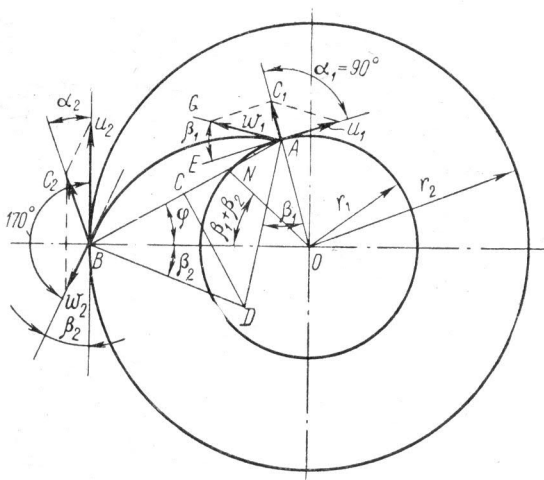


Рис.14. Расчетная схема водяного насоса.

$$b_1 = 10^3 \cdot V_{ж\cdot p} / [(2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot z \cdot \delta / \sin \beta_1) C_1]; \quad (35)$$

$$b_2 = 10^3 \cdot V_{ж\cdot p} / [(2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot z \cdot \delta / \sin \beta_2) C_2]; \quad (36)$$

где z – число лопастей на крыльчатке; δ – толщина лопасти, мм.

В существующих конструкциях насосов $z = 4 \dots 8$, $\delta = 3 \dots 5$ мм, $b_1 = 1 \dots 35$ мм, $b_2 = 4 \dots 25$ мм.

Мощность (кВт), необходимая для привода водяного насоса,

$$N_H = V_{ж.р} \cdot H_{ж} / (1000 \cdot \eta_M), \quad (37)$$

где η_M – механический КПД водяного насоса, равный 0,7...0,9.

Значение N_H составляет 0,5...1 % от мощности двигателя.

Воздушное охлаждение. В двигателях с воздушным охлаждением теплота от цилиндров и их головок отводится охлаждающим воздухом, омывающим внешние оребренные поверхности этих деталей. При этом тепловое состояние двигателя оценивается по температуре выходящего воздуха или картерного масла. Все охлаждаемые поверхности находятся на линии нагнетаемого воздуха. Для более равномерного охлаждения и уменьшения затрат мощности применяют дефлекторы – устройства для подачи потока воздуха с заданной скоростью и направлением. В первую очередь охлаждающий воздух подается в зону перемычки между гнездами клапанов, к свечам зажигания (в карбюраторных двигателях) или к форсункам (в дизелях).

Расчет системы воздушного охлаждения сводится к определению параметров оребрения и расчету вентилятора. За расчетный режим работы двигателя принимают режим максимальной мощности $N_e = N_{e \max}$, при котором теплоотдача в стенки достигает максимума.

Общее количество теплоты (Дж/с), которое необходимо отвести от двигателя через оребрения цилиндра и головки,

$$Q_{\text{общ}} = B \cdot N_e \cdot g_e \cdot Q_H, \quad (38)$$

где B – коэффициент, определяющий долю теплоты, передаваемой площадью поверхности оребрения (для дизелей $B = 0,25...0,3$; для карбюраторных двигателей $B = 0,28...0,33$);

N_e – эффективная мощность, кВт;

g_e – эффективный удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);

Q_H – удельная низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг.

Расчетное количество теплоты $Q_{\text{общ.р}}$ принимается на 10...15% большим $Q_{\text{общ}}$.

Площадь поверхности оребрения рассчитывают отдельно для головки и цилиндра. Принимают, что от головки цилиндра отводится 45...75%, а от цилиндра 25...55% общего количества отводимой от двигателя теплоты. При этом для дизелей $Q_r = (0,45...0,6) \cdot Q_{\text{общ}}$ и $Q_{\text{ц}} = (0,45...0,55) \cdot Q_{\text{общ}}$; для карбюраторных двигателей $Q_r = (0,6...0,75) \cdot Q_{\text{общ}}$ и $Q_{\text{ц}} = (0,25...0,04) \cdot Q_{\text{общ}}$.

Необходимую массовую подачу вентилятором охлаждающего воздуха (кг/с) определяют из выражения

$$G_{\text{возд}} = Q_{\text{общ.р}} / [c_{\text{р.возд}} (T_{\text{возд.вых}} - T_{\text{возд.вх}})], \quad (39)$$

где $c_{\text{р.возд}}$ – средняя удельная теплоемкость воздуха в интервале температур

$T_{\text{возд.вых}}$ и $T_{\text{возд.вх}}$, Дж/(кг·град);

$T_{\text{возд.вх}}$ – температура входящего воздуха ($T_{\text{возд.вх}} = 313$ К);

$T_{\text{возд.вых}}$ – температура выходящего воздуха ($T_{\text{возд.вых}} = 353 \dots 373$ К).

При расчете системы охлаждения двигателя с масляным радиатором вместо $Q_{\text{общ.р}}$ принимается $Q_{\text{общ.г}}$.

Площадь поверхности (м^2) охлаждения ребер цилиндра

$$F_{\text{ц}} = Q_{\text{ц}} / [k_{\text{в}} (T_{\text{ц}} - T_{\text{возд.вх}})], \quad (40)$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи поверхности оребрения, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{град}$);

$T_{\text{ц}}$ – средняя температура у основания ребер цилиндра, град;

$T_{\text{возд.вх}}$ – средняя температура воздуха в межреберном пространстве, град.

Площадь поверхности охлаждения ребер головки цилиндра (м^2)

$$F_{\text{г}} = Q_{\text{г}} / [k_{\text{в}} (T_{\text{г}} - T_{\text{возд.вх}})], \quad (41)$$

где $T_{\text{г}}$ – средняя температура у основания ребер головки, град;

$T_{\text{возд.вх}}$ – средняя температура воздуха в межреберном пространстве головки цилиндра, град.

По статистическим данным, средняя температура составляет у основания ребер: из алюминиевых сплавов $T_{\text{ц}} = 403 \dots 423$, $T_{\text{г}} = 423 \dots 473$ К; из чугуна $T_{\text{ц}} = 403 \dots 453$, $T_{\text{г}} = 433 \dots 503$ К.

Коэффициент теплоотдачи $k_{\text{в}}$ [Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{град}$)] можно определить по эмпирической зависимости, предложенной Стантоном:

$$k_{\text{в}} = 1,37 \cdot (1 + 0,0075 \cdot T_{\text{ср}}) \cdot (v_{\text{в}}/0,278)^{0,73}, \quad (42)$$

где $T_{\text{ср}}$ – среднее арифметическое значение температур ребра и обдуваемого воздуха, град;

$v_{\text{в}}$ – скорость воздуха в межреберном пространстве, м/с.

Среднюю скорость воздуха в межреберном пространстве цилиндра и его головки принимают равной 20...50 м/с при диаметре цилиндра $D = 75 \dots 125$ мм и 50...60 м/с при $D = 125 \dots 150$ мм.

В автомобильных и тракторных двигателях высоту ребер цилиндра по окружности выполняют неодинаковой: меньшая – в направлении продольной и большая – в направлении поперечной оси двигателя, что позволяет уменьшить его длину и массу.

Средние размеры ребер для автотракторных двигателей (рис. 15) составляют: высота h чугунового ребра 30...50 мм; алюминиевого – 35...70мм; расстояние l между чугунными ребрами 2,5...3 мм, между алюминиевыми – 3...4 мм; толщина δ чугунных ребер 2...4 мм, алюминиевых – 1,5...2,5 мм.

Расстояние между цилиндрами двигателя L находят из выражения

$$L = D + 2 \cdot h + \Delta h + 2 \cdot \delta_{ц}, \quad (43)$$

где Δh – зазор между вершинами ребер, мм;

$\delta_{ц}$ – номинальная толщина стенки цилиндра, мм.

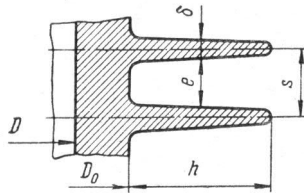


Рис. 15. Форма и основные размеры ребер цилиндра.

Суммарные потери давления в тракте

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{ц} + \Delta p_{н} + \Delta p_{а}, \quad (44)$$

где $\Delta p_{ц}$ – сопротивление оребренных головок и цилиндров;

$\Delta p_{н}$ – сопротивление направляющей части воздушного тракта;

$\Delta p_{а}$ – потери от скорости воздуха, выходящего из межреберных каналов.

Ориентировочно потеря полного давления в воздушном тракте разных дизелей составляет 750...1500 Па при диаметрах цилиндра меньше 100 мм и 1500...2500 Па при $D = 100...150$ мм.

Вентиляторы двигателей с воздушным охлаждением по конструкции значительно отличаются от вентиляторов при жидкостном охлаждении. Основные различия: удельный расход охлаждающего воздуха при воздушном охлаждении в 1,5...2,5 раза меньше, а необходимый напор в 2...3 раза больше.

В двигателях с воздушным охлаждением применяют в основном осевые вентиляторы с направляющими или спрямляющими аппаратами, а в некоторых случаях – центробежные вентиляторы.

Исходные данные для расчета вентилятора: массовая подача вентилятора $G_{\text{возд}}$ (кг/с), сопротивление тракта H (Па), частота вращения колеса n_B (с^{-1}).

Объемная подача вентилятора

$$V_{\text{возд}} = G_{\text{возд}} / (\rho_B \cdot \eta_{V_B} \cdot \eta_{N_{\text{тр}}}), \quad (45)$$

где ρ_B – плотность воздуха на входе в вентилятор, $\text{кг}/\text{м}^3$;

η_{V_B} – объемный КПД вентилятора, зависящий от зазора между вершиной лопасти и кожухом и равный 0,95;

$\eta_{N_{\text{тр}}}$ – объемный КПД тракта, характеризующийся утечками воздуха в тракте ($\eta_{N_{\text{тр}}} = 0,9 \dots 0,95$).

Полное давление (Па), развиваемое вентилятором,

$$H = H_{\text{ст}} / \chi, \quad (46)$$

где χ – коэффициент реакции, равный 0,75...0,8.

Мощность, потребляемая вентилятором,

$$N_B = H \cdot V_{\text{возд}} / (1000 \cdot \eta_B), \quad (47)$$

где η_B – общий КПД вентилятора, $\eta_B = \eta_{V_B} \cdot \eta_{\text{гв}} \cdot \eta_M$; здесь $\eta_{\text{гв}}$ – гидравлический КПД вентилятора; η_M – механический КПД вентилятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р а й к о в И. Я. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей / И.Я. Райков, Г.Н. Рытвинский. М.: Высш. шк., 1982. 352 с.
2. Автомобильный справочник BOSCH / Перевод с англ. Г.С. Дугин, Е.И. Комаров, Ю.В. Онуфрийчук. Второе русское издание. М.: За рулем, 2004. 992 с.
3. Тракторы и автомобили / В.Н. Болтинский, В.И. Анохин, А.А. Введенский и др. М.: Машиностроение, 1970. 585 с.
4. М и х а й л о в с к и й Е. Устройство автомобиля / Е.М. Михайловский, К.Б. Себряков, Е.Я. Тур. М.: Машиностроение, 1987. 352 с.
5. Н и к о л а е н к о А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. / А.В. Николаенко. М.: Колос, 1992. 414 с.