

ТЮНИНГ АВТОМОБИЛЯ



своими руками



Тюнинг автомобиля ВАЗ
Тюнинг двигателя
Тюнинг кузова и салона
Электрика и электроника
Акустика
Покраска автомобиля
Раллийный тюнинг
автомобилей 70-х
Аксессуары



Игорь Скрипник

Тюнинг автомобиля своими руками

Текст предоставлен правообладателем

http://www.litres.ru/pages/biblio_book/?art=14324206

Тюнинг автомобиля своими руками / Скрипник, И. – М.: АСТ, 2012. –

978-5-17-072561-8 : АСТ; Москва; 2012

ISBN 978-5-17-072561-8

Аннотация

Автолюбители, интересующиеся современным тюнингом, найдут в этой книге много полезной информации об усовершенствовании машин отечественного производства. Тюнинг двигателя, ходовой части, салона, кузова машины, подготовка автомобиля к настоящему ралли – все это в ваших силах, если вы воспользуетесь нашими советами и рекомендациями. Для широкого круга читателей.

Содержание

Предисловие	4
Тюнинг двигателя	6
Фазы газораспределения	14
Распредвал для форсированного двигателя	26
Тюнинг впускного тракта системы питания	33
Конец ознакомительного фрагмента.	47

Игорь Скрипник

Тюнинг автомобиля своими руками

Предисловие

Автомобильным тюнингом в наше время уже никого не удивишь. Более того, доработка и реконструкция автомобиля давно уже стала настоящим искусством за рубежом. Пришло это искусство и в Россию, где существует весьма специфическая почва для тюнинга. В нашей стране долгое время существовали свои автомобильные стандарты. Соответственно и «автогерои» у нас свои собственные. Это машины отечественных марок, среди которых особо выделяются автомобили ВАЗ.

Казалось бы, что улучшать в «жигулях»! Однако, по мнению тысяч автолюбителей, ВАЗ – это практически безграничное поле для экспериментов на ниве тюнинга. Вряд ли вам захочется дорабатывать двигатель дорогой «мазды» или «тойоты». Это очень дорого и накладно. Тюнинг шикарных иномарок могут себе позволить далеко не все. Да и не всегда он нужен. А вот потрудиться над «жигулями» выпуска 80-х годов прошлого века – это интереснейшая задача.

Безусловно, это не означает, что наша книга будет совершенно бесполезна для владельцев иностранных авто. Они тоже найдут здесь много полезной информации. Но все же основное внимание будет уделено тюнингу отечественных машин. Любят в нашей стране вазовские изделия. Автомобили тольяттинского завода были и остаются народными и самыми популярными, и никуда от этого не денешься. Поэтому мы и выбрали основным объектом для тюнинга именно «жигули».

В книге собраны не только советы профессиональных автоинженеров, но и опыт обычных автолюбителей, своими силами, методом проб и ошибок дорабатывавших свои автомобили – пусть не до идеала, но до желанного образца. Речь пойдет о тюнинге различных частей автомобиля: двигателя, ходовой части, салона и кузова. А любители рэйсинга узнают много интересного о подготовке отечественных автомобилей к настоящему ралли.

Думается, каждый читатель, интересующийся современным тюнингом, найдет в этой книге что-то свое. И надеемся, что советы, приведенные здесь, помогут вам в практическом освоении современного тюнинга.

Тюнинг двигателя

Обычно, когда говорят об автомобильном тюнинге, подразумевают тюнинг кузова и салона. Может быть, потому, что доработка двигателя не столь бросается в глаза. Тем не менее, от работы двигателя часто зависит гораздо больше, нежели от того, насколько красиво сделан кузов или салон автомобиля. Для множества автолюбителей улучшение машины начинается (а порой и заканчивается) с работы над двигателем, ведь желание иметь более мощный автомобиль зачастую сильнее желания иметь автомобиль привлекательный внешне. Поэтому, вопреки расхожему мнению, скажем, что тюнинг автомобиля – это прежде всего тюнинг двигателя. С него и начнем.

Следует заметить, что реконструкцию двигателя может произвести далеко не каждый автолюбитель. Если для переделки кузова можно обойтись стандартным набором инструментов, то настоящий тюнинг двигателя зачастую можно провести только в заводских условиях и на дорогом оборудовании. Но не будем пугать владельцев авто. Те методы, о которых пойдет речь в данной главе, в принципе, доступны, и в рамках возможностей той или иной службы автосервиса можно провести работы по улучшению качества функционирования двигателя. Но сразу оговоримся: тюнинг двигателя потребует тонкой и кропотливой работы. Но результат

все же этого стоит.

Динамические качества транспортного средства во многом зависят от технических характеристик двигателя, установленного на автомобиле. Как их оценить в полной мере?

Наиболее объективную оценку динамических качеств автомобильного двигателя можно получить при анализе его внешней скоростной характеристики. Внешняя скоростная характеристика – это зависимость показателей работы двигателя (мощности, крутящего момента, коэффициента наполнения цилиндров, удельного эффективного расхода топлива и др.) от частоты вращения коленчатого вала (КВ) при неизменном положении органа управления, обеспечивающем максимальную подачу топлива в цилиндры.

Также важным параметром автомобильного двигателя, позволяющим оценить устойчивость его режима при работе по внешней скоростной характеристике, является коэффициент приспособляемости (k). Это значение определяется отношением максимального крутящего момента к номинальному крутящему моменту, развиваемому двигателем на номинальной мощности при номинальной частоте вращения КВ. Чем более крутой подъем преодолевает автомобиль, тем более заметно проявляется значимость этого параметра. Чем больше значение k , тем большее сопротивление движению может преодолеть автомобиль без переключения коробки передач на пониженную передачу.

Важен также и диапазон изменения частоты вращения

КВ, в котором двигатель устойчиво работает. Чем больше этот диапазон, тем лучшими динамическими качествами обладает автомобиль, тем легче управление двигателем. Скоростной диапазон устойчивой работы двигателя оценивается скоростным коэффициентом (k_c), представляющим собой отношение частоты вращения КВ при максимальном крутящем моменте к номинальной частоте вращения. Отсюда следует, что чем больше диапазон устойчивой работы двигателя, тем меньше значение k_c . Другими словами, при выборе автомобиля предпочтение следует отдать тому, у двигателя которого меньшее значение k_c .

При выборе авто следует знать еще один важный показатель, который достаточно часто применяется для оценки динамических качеств легковых автомобилей, – это приемистость. Это понятие включает в себя время разгона автомобиля с места до скорости 100 км/ч. Этот показатель во многом определяется значениями k и k_c , но, кроме того, он зависит от соотношения номинальной мощности двигателя и массы автомобиля. Чем меньше масса автомобиля, приходящаяся на единицу номинальной мощности двигателя, тем меньше времени требуется автомобилю для достижения указанной скорости. Очевидно, что приемистость автомобиля с дизельным двигателем той же мощности, что и у бензинового, будет несколько хуже, так как удельная масса такого автомобиля больше. Некоторые тюнингованные спортивные автомобили имеют приемистость, которая оценивается вре-

менем менее 5 секунд.

Четверть века назад бензиновые автомобильные двигатели имели $k = 1,25-1,35$, тогда как для дизельных двигателей были характерны значения $k = 1,05-1,15$, при этом меньшие значения коэффициента приспособляемости имелись у двигателей с наддувом. Скоростной коэффициент для бензиновых двигателей составлял $k_c = 0,45-0,55$, а для дизельных двигателей – соответственно $k_c = 0,55-0,70$, достигая при высоком наддуве значения 0,8.

Чтобы улучшить указанные параметры автомобильных двигателей, используют несколько основных приемов. Это, во-первых, подбор наиболее эффективных фаз газораспределения. Во-вторых, использование волновых и инерционных явлений во впускном и выпускном тракте для улучшения очистки и наполнения цилиндров при работе двигателя в зоне максимального крутящего момента. В-третьих, это прием регулирования давления наддува воздуха или топливовоздушной смеси на впуске для двигателей с наддувом. И, наконец, прием увеличения цикловой подачи топлива с улучшением наполнения цилиндра при работе дизельного двигателя по скоростной характеристике в зоне максимального крутящего момента.

Следует отметить, что каждый из этих приемов в той или иной степени усложняет конструкцию двигателя, ухудшает его массо-габаритные показатели и увеличивает стоимость. Однако многие автофирмы не шли бы на подобные опыты с

двигателями, если бы они не имели спрос и не оправдывали себя.

Известны расчетные значения k и k_s , полученные для автомобилей нескольких ведущих фирм Германии, а также автомобилей ВАЗ и ГАЗ (табл. 1).

Специалисты утверждают, что для большинства современных бензиновых двигателей легковых автомобилей зарубежного производства $k = 1,028-1,333$, тогда как для дизельных двигателей характерны значения $k_s = 1,100-1,344$.

В. Н. Степанов в своем пособии «Тюнинг автомобильных двигателей» сообщает о тенденции уменьшения нижнего предела диапазона k для бензиновых двигателей. Такой подход автор объясняет тем, что зарубежные легковые автомобили предназначены преимущественно для движения с высокой скоростью, и их двигатели имеют быстроходную регулировку. Применение в этих автомобилях автоматической коробки передач делает для водителя проблему своевременного переключения передач при возрастающем сопротивлении движению не столь актуальной. В то же время для дизельных двигателей произошло увеличение как нижнего, так и верхнего предела диапазона k_s до значений, характерных для бензиновых двигателей и даже превосходящих последние (табл. 2). Это стало возможным благодаря коррекции топливоподачи, совершенствованию смесеобразования и применению регулируемого турбонаддува.

Таблица 1

Показатели динамических качеств легковых автомобилей с бензиновыми двигателями

Фирма	Марка автомобиля	Марка двигателя	Номинал. мощность / частота вращения КВ, кВт/(1/мин)	Максим. момент / частота вращения КВ, Нм/(1/мин)	k	kc
AUDI		ADR 1.8	92/5800	173/3950	1,142	0,681
		ACE 2.0	103/5900	185/4500	1,110	0,763
		ABC 2.6	110/5750	225 / 3500	1,232	0,609
		AAH 2.8	128/5500	245 / 3000	1,102	0,545
		ACK 2.8	142/6000	280/3200	1,239	0,533
		AAN 2.2	169/5500	350/1900	1,194	0,345
BMW	316i	M43	75 / 5500	150/3900	1,152	0,709
	318i	M43	85 / 5500	168/3900	1,138	0,709
	320i	M52	110/5900	190/4200	1,070	0,712
	325i	M50	141/5900	245 / 4700	1,074	0,797
	328i	M52	142/5300	280/3950	1,094	0,745

MERCEDES	E200	111.945	100/5500	190/3700	1,094	0,673
	E240	112.911	125/5900	225/3000	1,112	0,508
	E280	112.921	150/5700	270/3000	1,074	0,526
	E320	112.941	165/5600	315/3000	1,120	0,536
	E430	113.940	205 / 5750	400 / 3900	1,175	0,678
	E55 AMG	113.980	260 / 5500	530/3000	1,174	0,545
VW	Passat	AAM1.8	55/5000	140/2500	1,333	0,500
		AFT 1.6	74 / 5800	140/3500	1,149	0,605
		ADY2.0	85/5400	166/3200	1,104	0,593
		ABF2.0	110/6000	180/4800	1,028	0,800
VW	Passat VR6	AAA 2.8	128/5800	235 / 4200	1,115	0,724
		ABV 2.9	135/5800	245 / 4200	1,102	0,724
BA3	BA3-2104	2105 1.3	47,0 / 5600	92/3400	1,148	0,607
	BA3-21051	2101 1.2	43.2 / 5600	85/3400	1,154	0,607
	BA3-21053	2103 1.5	52.3 / 5600	103,9/3400	1,165	0,607
	BA3-21083	21083 1.5	52.6 / 5600	106.4/3400	1,188	0,607
GAZ	ВОЛГА	4021.10 2.4	66.2 / 4500	172.6/2400	1,228	0,533
		402.10 2.4	73.5/4500	182.4/2400	1,169	0,533
		4101.10 2.9	80.9 / 4250	225.4/2500	1,240	0,588
		4062.10 2.3	110.3/5200	206/4000	1,017	0,769

Таблица 2

Показатели динамических качеств легковых автомобилей с дизельными двигателями

Фирма	Марка автомобиля	Марка двигателя	Номинал. мощность / частота вращения КВ, кВт / (л/мин)	Максимальный момент / частота вращения КВ, Нм / (л/мин)	ξ	κ_c
AUDI	A4, A6, 100	1.9TDI	66/4000	202/1900	1,282	0,475
		1.9TDI	81/4150	225/1700	1,207	0,41
		2.4 D	60/4400	164/2400	1,259	0,54
		2.5 TDI	103/4000	290/1900	1,179	0,475

BMW	318tds	M41	66/4400	190/2000	1,327	0,455
	325td	M51	85/4800	222/1900	1,313	0,396
	325tds	M51	105/4800	260/2200	1,245	0,458
MERCEDES	Limousine, T- Modell	E220 Diesel	70/5000	150/3100	1,122	0,62
		E290 Turbo-D	95/4000	300/1800	1,323	0,45
		E300 Diesel	100/5000	210/2200	1,100	0,44
		E300 Turbo-D	130/4400	330/1600	1,170	0,364
VW	Passat	1Y1.9	48/4400	140/2200	1,344	0,500
		AAZ1.9	55/4200	140/2200	1,200	0,524
		RA/SB1.6	59/4500	155/2600	1,241	0,578
		1Z1.9	66/4000	202/1900	1,282	0,475
		AFN1.9	81/4150	235/1900	1,261	0,458

Значения скоростного коэффициента для современных бензиновых двигателей находятся в диапазоне $\kappa_c=0,345-0,800$, а для дизельных соответственно $\kappa_c=0,364-0,620$. Сравнивая эти цифры с данными 25-летней давности, В. Н. Степанов констатирует, что как для бензиновых, так и для дизельных двигателей удалось добиться почти одинакового расширения скоростного диапазона устойчивой работы (уменьшение нижнего предела κ_c). Верх-

ний предел скоростного коэффициента дизельных двигателей также понизился, тогда как для наиболее высокооборотных бензиновых двигателей отмечено сужение скоростного диапазона с возрастанием значения k_c до 0,8.

Можно утверждать, что современные дизельные двигатели легковых автомобилей по своим динамическим качествам фактически не уступают бензиновым.

Фазы газораспределения

Обычно фазы газораспределения (в дальнейшем – ФГР) подбираются заводскими инженерами таким образом, чтобы обеспечить экстремальное значение какого-либо одного наиболее важного, с точки зрения настройщика, параметра двигателя. Такими параметрами считаются, к примеру, мощность P_e (среднее эффективное давление p_{me}), крутящий момент M_e , удельный эффективный расход топлива b_e , содержание токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) двигателя и др. При этом подбираются профили впускных и выпускных кулачков распределительного вала, определяющие ускорение и время-сечение открытия клапанов, а также взаимное положение распределительного (распределительных) и коленчатого валов, от которого зависит момент начала открытия клапанов.

При подборе ФГР нельзя пренебрегать значениями ограничительных факторов, например, максимально допустимым значением температуры отработавших газов (ОГ).

Специалисты утверждают, что изменение профилей кулачков распределительного вала в процессе работы двигателя нецелесообразно из-за значительной громоздкости и недостаточной надежности соответствующего исполнительного механизма и снижения по этой причине надежности двигателя в целом. Поэтому при выбранных в процессе до-

водки профилях кулачков дальнейший подбор ФГР заключается обычно в установке такого момента начала открытия клапанов, при котором происходит более эффективное наполнение цилиндров свежим зарядом.

Есть и другой подход к увеличению наполнения цилиндров. Он заключается в замене имеющегося распределительного вала на нестандартный, с расширенными фазами газораспределения. Отличный пример этого приводит В. Н. Степанов в вышеуказанном пособии. Он утверждает, что можно выполнить тюнинг карбюраторных и инжекторных двигателей ВАЗ-21083 с рабочим объемом 1,5 л и карбюраторных двигателей ВАЗ-21080 (1,3 л). Устанавливаемый нестандартный распределительный вал с расширенными ФГР имеет увеличенную высоту профиля кулачков, что позволяет увеличить ход клапанов до 10,2 мм.

Кроме установки нового распределительного вала, производится обработка по шаблону контуров отверстий впускных каналов у фланцев головки цилиндров и у фланцев впускного коллектора с последующей установкой коллектора на направляющие штифты. Для тонкой настройки ФГР на распределительный вал устанавливается разрезная шестерня привода, позволяющая изменять положение ее зубчатого венца относительно ступицы.

На заключительной стадии работ выполняется регулировка клапанов, систем питания и зажигания, а также регулировка уровня эмиссии СО и СхНу. После выполнения всех

работ подвергнутой тюнингу двигатель при 5900 1/мин развивает мощность 58,9 кВт (80 л. с.), кроме того, его максимальный крутящий момент в диапазоне средних частот вращения КВ несколько увеличивается.

Существует еще один коэффициент – n_v . Он характеризует эффективность наполнения цилиндров и именуется коэффициентом наполнения. Он представляет собой отношение количества свежего заряда, поступившего в цилиндр к моменту действительного начала сжатия, к тому количеству заряда, которое теоретически могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при неизменных условиях на впуске. За момент действительного начала сжатия заряда в цилиндре четырехтактного двигателя принимается момент закрытия впускных клапанов. Условия на впуске для двигателей без наддува характеризуются давлением $p_k = p_0$ и температурой $T_k = T_0$, где p_0 и T_0 – параметры окружающей среды. Для двигателей с наддувом условиями на впуске являются давление p_k и температура T_k после компрессора.

Специалисты-инженеры отмечают, что найденные для определенной частоты вращения КВ наиболее эффективные фазы газораспределения при другой частоте вращения таковыми уже не являются, так как не обеспечивают соответствующего наполнения цилиндров. Поэтому в подавляющем большинстве случаев фактически производится регулировка момента начала открытия клапанов для наиболее характерного в процессе эксплуатации скоростного режима рабо-

ты двигателя. Общей тенденцией для впускных и выпускных клапанов, имеющей место с ростом частоты вращения КВ, является более раннее начало и увеличение продолжительности их открытия по углу ПКВ.

Обычно ФГР настраиваются или для скоростного режима, близкого к номинальной мощности двигателя (быстроходная регулировка), или для скоростного режима в зоне максимального крутящего момента (тихоходная регулировка). Более благоприятные условия для подбора эффективных фаз газораспределения имеются у двигателей, где управление впускными и выпускными клапанами осуществляется отдельными распределительными валами. При управлении клапанами с помощью одного распределительного вала можно вести речь об эффективной настройке ФГР или только для впускных, или только для выпускных клапанов. Настройка ФГР должна выполняться в условиях испытательного стенда, позволяющего производить нагрузку двигателя по внешней скоростной характеристике и контролировать все необходимые параметры.

Рассмотрим пример, приведенный В. Н. Степановым. Это пример последовательности настройки ФГР из условия обеспечения максимального среднего эффективного давления p_{me} для карбюраторного двигателя во всем диапазоне частоты вращения КВ. Заметим, что развиваемая бензиновым двигателем мощность зависит не только от наполнения цилиндров, но и от качественного состава горючей смеси, кото-

рый характеризуется коэффициентом избытка воздуха a . Коэффициент избытка воздуха a представляет собой отношение количества воздуха, действительно поступившего в цилиндр на момент закрытия впускных органов, к тому количеству воздуха, которое теоретически необходимо для полного сгорания поступившего в цилиндр топлива.

Сначала при неизменной регулировке карбюратора и неизменных фазах открытия и закрытия выпускного клапана, установленных заводом-изготовителем, получим зависимости коэффициента избытка воздуха a от частоты вращения КВ n при разных значениях угла начала открытия впускного клапана $\varphi_{н.о. вп}$. Скорее всего, окажется, что разброс значений $a = f(\varphi_{н.о. вп})$ при разных значениях n будет неодинаковым, т. к. на a , по крайней мере, будут влиять волновые процессы во впускном трубопроводе.

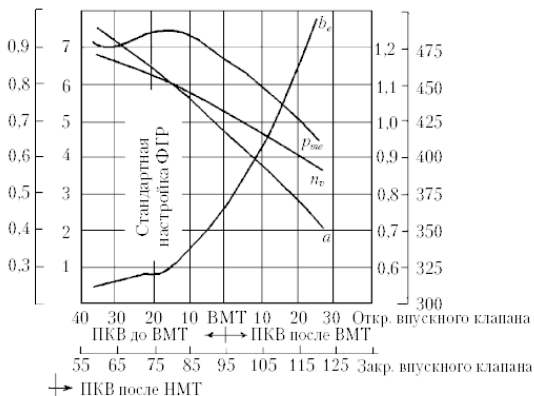


Рис. 1. Влияние фаз открытия и закрытия впускного клапана на параметры рабочего процесса при неизменной регулировке карбюратора

При значении n , для которого имеет место максимальный разброс значений a , экспериментально найдем зависимости p_{me} , b_e , a , $n_v = f(\phi_{н.о. вп})$ и построим соответствующие графики. Из рисунка видно, что с увеличением запаздывания угла начала открытия впускного клапана значения a и n_v монотонно уменьшаются. Поэтому, если характер изменения p_{me} и b_e связывать только с изменением значения a , то это приведет к неправильным выводам. Дело в том, что в результате выталкивания поршнем заряда из цилиндра перед закрытием впускного клапана происходит падение n_v , а это, в

свою очередь, влечет за собой уменьшение a .

Чтобы исключить в последующих опытах влияние a на p_{me} , утверждает В. Н. Степанов, карбюратор на каждом нагрузочном режиме путем регулировки главного жиклера должен настраиваться на значение a , при котором в предыдущих опытах было достигнуто максимальное значение p_{me} . Из рисунка 1 следует, что в данном случае для всех нагрузочных режимов должно быть выполнено условие $a \approx 1,1$. Далее выполняются эксперименты, целью которых является определение зависимости $p_{me} = f(n)$ сначала при различных значениях угла начала открытия впускного клапана $\phi_{н.о. вп}$ и неизменном (заводском) значении угла начала открытия выпускного клапана $\phi_{н.о. вып}$, а затем наоборот, при различных значениях $\phi_{н.о. вып}$ и $\phi_{н.о. вп} = const$. При проведении экспериментов для каждой постоянной частоты вращения КВ необходимо определить интервал $B\phi$, в котором значение p_{me} , полученное при конкретном значении угла начала открытия клапана, оставалось бы неизменным.

Из полученных результатов, утверждает автор «Тюнинга автомобильных двигателей», очевидно, что при минимальной, средней и номинальной частоте вращения КВ для получения максимального значения p_{me} требуются разные фазы газораспределения.

Поэтому для обобщения результатов строится диаграмма, у которой по оси абсцисс откладываются значения $\phi_{н.о. вп}$, а по оси ординат – значения $\phi_{н.о. вып}$. На эту диаграмму нано-

сятся максимальные значения p_{me} при минимальной, средней и номинальной частоте вращения КВ. Затем вокруг этих значений строятся, например, линии $(p_{me} - 2 \% p_{me} \max) = const$. Если область, в которой линии всех максимумов пересекаются, отсутствует, то строят $(p_{me} - 4 \% p_{me} \max) = const$. В результате таких построений определяется область значений углов начала открытия клапанов (на диаграмме эта область заштрихована), в которой на каждом скоростном режиме обеспечивается $96 \% p_{me}$. Для получения желаемого результата остается выставить на двигателе такие значения *фн.о. вп* и *фн.о. вып*, чтобы соответствующие этим значениям линии пересекались на диаграмме в заштрихованной области (рисунок 2).

Аналогично находится область ФГР, в которой обеспечивается минимальное значение b_e . В пределах найденных областей ФГР для $p_{me} \max$ и $b_e \min$ значения *фн.о. вп* и *фн.о. вып* следует выставить такими, чтобы они, по возможности, обеспечивали получение во всем скоростном диапазоне как $p_{me} \max$, так и $b_e \min$.

Таблица 3

Фазы распределения автомобильных двигателей

Фазы газораспределения автомобильных двигателей, ° ПКВ			
Впускной клапан		Выпускной клапан	
Угол начала открытия	Угол закрытия	Угол начала открытия	Угол закрытия
Бензиновые двигатели			
10–20 до ВМТ	35–45 после НМТ	45–55 до НМТ	5–15 после ВМТ
Дизельные двигатели			
0–30 до ВМТ	30–50 после НМТ	30–55 до НМТ	5–40 после ВМТ

Это не единственный способ расширения скоростного диапазона устойчивой работы наиболее высокооборотных бензиновых двигателей. В отдельных случаях применяется автоматическая регулировка фаз газораспределения во всем диапазоне частоты вращения КВ непосредственно во время работы двигателя. В качестве примера В. Н. Степанов ссылается на устанавливаемый на автомобили BMW 320i и 325i однорядный 6-цилиндровый бензиновый двигатель М-50, который (начиная с сентября 1992 г.) оснащен механизмом динамической регулировки фаз газораспределения, получившим сокращенное обозначение VANOS (от немецкого словосочетания *variable Nockenwellensteuerung*). Исполнительный механизм включает в себя расположенный в корпусе поршень, переходящий в шток с винтовыми шлицами. Эти шлицы входят в зацепление с соответствующими шлицами

цами, выполненными в зубчатом колесе для привода распределительного вала, управляющего впускными клапанами. Перемещение поршня и его штока в направлении оси распределительного вала приводит к изменению взаимного положения зубчатого колеса и вала. При этом ход поршня и обусловленное им изменение положения распределительного вала зависят от давления масла, подводимого к корпусу исполнительного механизма по отдельному маслопроводу. Блок управления двигателем с помощью электромагнитного клапана, расположенного в корпусе исполнительного механизма, регулирует давление масла в зависимости от частоты вращения КВ.

Применение этого механизма позволило уменьшить значение скоростного коэффициента k_c с 0,797 до 0,712 при практически неизменном значении коэффициента приспособляемости $k = 1,074$. В данном случае механизм VANOS, плавно изменяя момент открытия впускных клапанов в зависимости от скоростного режима, обеспечивает максимальные значения n_v во всем диапазоне частоты вращения КВ.

Качественный характер изменения n_v в зависимости от вида регулировки показан на рисунке 3.

Из рисунка видно, что с увеличением частоты вращения КВ максимальное значение n_v имеет тенденцию к снижению вследствие возрастания аэродинамических потерь из-за повышения скорости воздушного потока во впускном тракте.

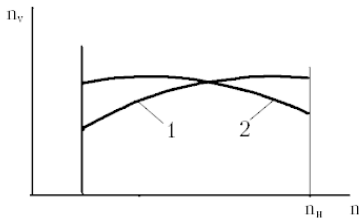


Рис. 3. Изменение коэффициента наполнения при работе двигателя по внешней скоростной характеристике при быстроходной (1) и тихоходной (2) регулировке фаз газораспределения

К сожалению, подобный тюнинг ГРМ под силу выполнить только самому предприятию-изготовителю двигателя, так как для этого требуется мощная экспериментальная и производственная база. Обычному предприятию автосервиса доступен разве что подбор эффективных фаз газораспределения путем изменения взаимного положения распределительного и коленчатого валов. В лучшем случае, это изготовление нового распределительного вала с измененными профилями и углами заклинки кулачков. Тем не менее, и в этом случае игра стоит свеч.

Распредвал для форсированного двигателя

Существуют три важных характеристики конструкции распредвала, которые управляют кривой мощности двигателя: величина подъема клапанов, продолжительность открывания клапана и фазы газораспределителя распредвала. Подъем клапана измеряется в миллиметрах и представляет собой максимальное расстояние, на которое клапан отходит от седла. Продолжительность открывания клапанов – это отрезок времени, измеряемый в градусах поворота коленчатого вала. Продолжительность можно измерить несколькими различными путями, но из-за того, что поток минимален при малом подъеме клапана, продолжительность обычно измеряется после того, как клапан поднялся от седла на малую величину, часто составляющую 0,5 или 1,2 мм. К примеру, конкретный распредвал может иметь продолжительность открывания в 250° поворота при подъеме в 1,27 мм.

Таким образом, при использовании подъема толкателя в 1,27 мм, в качестве точек начала и остановки подъема клапана, распредвал будет удерживать клапан открытым в течение 250° поворота коленчатого вала. Если продолжительность открывания клапана измеряется при нулевом подъеме (когда он находится у седла или только отходит от него), то продолжительность будет составлять 330° или более; поло-

жения коленчатого вала в моменты, когда определенные клапаны открываются или закрываются, часто называются фазами газораспределения распределительного вала. К примеру, распредвал может открывать впускной клапан при 30° до ВМТ и закрывать его при 70° после НМТ.

Каждый из этих критериев конструкции связан с другими, и модификация одного повлияет на то, как другие улучшат или ухудшат работу двигателя. Но, вообще говоря, увеличение подъема клапана и продолжительности его открывания или оптимизация фаз газораспределения увеличивают мощность. После небольшого увеличения типичных данных стандартного агрегата кривая мощности смещается выше в область оборотов. Когда продолжительность открывания и, в меньшей степени, подъем увеличиваются еще больше, двигатель может быть даже не способен работать на низких оборотах. «Гоночные» распредвалы с большой продолжительностью открывания часто имеют низкооборотный предел «холостого хода» 2000 об/мин или даже выше.

Распредвалы с большой продолжительностью открывания можно сделать более «гражданскими» путем изменения времени открывания и закрывания клапанов, но жертвой компромисса станет максимальная мощность. Из трех главных характеристик, регулируемых распредвалом, – продолжительности открывания клапанов, высоты подъема клапанов и фаз газораспределения – именно продолжительность открывания наиболее хорошо известна конструкторам форсиро-

ванных двигателей. Это является следствием прямого влияния продолжительности открывания клапанов на мощность двигателя.

Из общих соображений можно сказать, что чем дольше удерживаются открытыми клапаны (особенно впускной клапан), тем большая максимальная мощность двигателя будет в результате получена. Если продолжительность открывания клапана увеличивается более определенной величины, дополнительная максимальная мощность будет получена ценой качества работы двигателя на низких оборотах. Для гоночных двигателей максимальная мощность является практически единственной целью, но для «обычных» автомобилей с форсированными двигателями очень важными являются приемистость и крутящий момент на низких оборотах.

Увеличение высоты подъема клапана может быть полезным вкладом в увеличение мощности, т. к. оно может добавить мощность без существенного влияния на характеристики двигателя на низких оборотах. В теории решение может показаться простым: конструкция распредвала с короткой продолжительностью открывания клапанов для увеличения максимальной мощности. Теоретически это будет работать. Однако, механизмы привода клапанов не такие простые. В этом случае высокие скорости движения клапанов существенно уменьшают надежность двигателя.

Когда продолжительность открывания клапана уменьшается, то на перемещение клапана из закрытого положения

(у седла) до полного подъема и возвращения обратно остается меньше времени. Когда продолжительность становится еще короче, потребуются клапанные пружины с увеличенным усилием, и часто становится механически невозможным приводить в движение клапаны даже при относительно низких оборотах.

Таким образом, какое все-таки значение высоты максимального подъема клапана является практичным и надежным? Распредвалы с величиной подъема, большей 12,7 мм, находятся в той области, которая непрактична для обычных двигателей (как минимум для двигателей со штангами в приводе клапанов). Распредвалы с продолжительностью такта впуска менее 2850, сочетающейся с величиной подъема клапана более 12,7 мм, обеспечивают очень высокие скорости открывания и закрывания клапанов. Это создает нагрузки на механизм привода клапанов, что заметно уменьшает надежность кулачков распредвала, клапанных пружин, стержней клапанов, направляющих втулок клапанов. Хотя вал с высокими скоростями подъема клапанов может хорошо работать в начале эксплуатации, срок службы его и направляющих втулок клапанов может не превышать 20000 км. К счастью, большинство фирм-производителей распредвалов конструируют валы так, что обеспечивается хороший компромисс между значениями подъема и продолжительности открывания клапанов, при значительном сроке службы и надежности.

Наиболее подробно обсуждаемые высота подъема клапанов и продолжительность такта впуска не являются единственными характеристиками конструкции распредвала, которые влияют на выходную мощность двигателя. Моменты, в которые клапаны открываются и закрываются по отношению к положению распределительного вала, являются такими же важными параметрами для оптимизации характеристик двигателя. Эти фазы газораспределения распредвала указаны в таблице, прилагаемой к любому качественному распредвалу. Эта таблица данными числами и графически иллюстрирует угловые положения распредвала, когда впускные и выпускные клапаны открываются и закрываются. Они определяются точно в градусах поворота коленчатого вала перед (или после) ВМТ или НМТ.

Продолжительность открывания клапанов можно легко рассчитать из данных по фазам газораспределения, имеющихся в таблице. К примеру, для определения продолжительности открывания впускного клапана сложите момент открывания (в градусах перед ВМТ), момент закрывания (в градусах после НМТ) и 180° (продолжительность всего такта впуска). Если распредвал открывает впускной клапан в 27° до ВМТ и закрывает его в 63° после НМТ, то продолжительность открывания клапана будет составлять $27 + 63 + 180 = 270^\circ$.

Теперь подробнее рассмотрим соотношения фаз газораспределения распредвала с мощностью. Предположим, что у

нас есть два распредвала – валы А и В. Оба вала имеют одинаковую продолжительность открывания клапана в 270° , и они оба имеют одинаковую форму впускных и выпускных кулачков. Распредвалы такого типа обычно относят к конструкциям с «одним профилем». Однако распредвалы такого типа А и В не идентичны. Вал А имеет кулачки, расположенные так, что впускной клапан открывается за 27° до ВМТ и закрывается в 63° после НМТ, а выпускной клапан открывается за 71° до НМТ и закрывается в 19° после ВМТ. Для облегчения чтения можно представить эти данные по фазам газораспределения впускных и выпускных клапанов как 27–63 – 71–19. Вал В, соответственно, имеет фазы газораспределения 23–67 – 75–15.

Вопрос состоит в следующем: если установить эти распредвалы на наш испытываемый двигатель, как они повлияют на мощность? Ответ будет таким: вал А, вероятно, обеспечит большую мощность, но двигатель будет иметь более узкую кривую мощности и худшие характеристики в режимах холостого хода/частичного открывания дроссельной заслонки, чем вал В. Почему? Изменения в работе этих двух распредвалов, очевидно, не связаны с продолжительностью открывания клапанов или величиной их подъема: оба эти параметра остаются одинаковыми. Различия в кривых мощности являются результатом изменений в фазах газораспределения или, что более обще, в углах между центрами кулачков для каждого распредвала.

Угол между центрами кулачков является угловым смещением между центральной линией кулачка впускного клапана (часто называемого просто впускным кулачком) и центральной линией кулачка выпускного клапана (называемого выпускным кулачком).

Угол соответствующего цилиндра обычно измеряется в углах поворота распределительного вала, так как мы обсуждаем смещение кулачков относительно друг друга, которое является одним из нескольких моментов, когда характеристика распредвала указывается в градусах поворота распредвала, а не в градусах поворота коленчатого вала. Это не касается двигателей, использующих два распредвала в головке блока цилиндров.

Угол непосредственно влияет на перекрытие клапанов, т. е. на период, когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно. Перекрытие клапанов измеряется в углах поворота коленчатого вала. Когда угол между центрами кулачков уменьшается, то моменты закрывания выпускного клапана и открывания впускного клапана будут перекрываться больше.

Следует помнить, что на перекрытие клапанов также влияет изменение продолжительности открывания: когда продолжительность открывания увеличивается, перекрытие клапанов тоже увеличивается, обеспечивая отсутствие изменений угла для компенсации этих увеличений.

Тюнинг впускного тракта системы питания

Это также один из сложнейших видов реконструкции двигателя. Впускной тракт служит для подвода свежего заряда (горючей смеси или воздуха) к цилиндрам двигателя. Он включает в себя заборник атмосферного воздуха, впускные трубопроводы, воздушный фильтр, устанавливаемый в разрыв впускных трубопроводов, впускной коллектор, впускные патрубки и впускные каналы головки цилиндров. В карбюраторных двигателях перед впускным коллектором располагается карбюратор, поэтому часть впускного тракта от карбюратора до впускных клапанов оказывает существенное влияние на процесс смесеобразования и распределения горючей смеси по цилиндрам двигателя.

Почему специалистов по тюнингу интересует именно этот элемент двигателя? Дело в том, что параметры впускного тракта оказывают очень сильное влияние на характер изменения мощности и крутящего момента. За счет правильного определения размеров трубопроводов и настройки впускного тракта можно добиться значительно большего наполнения цилиндров, чем, к примеру, путем совершенствования формы изгибов трубопроводов выпускной системы. Основные требования, предъявляемые к впускному тракту, заключаются в обеспечении минимального сопротивления на

впуске и равномерном распределении горючей смеси по цилиндрам двигателя.

Чтобы обеспечить минимальное сопротивление на впуске, необходимо устранить шероховатости внутренних стенок трубопроводов. Кроме того, эффект минимального сопротивления достигается также путем резких изменений направления потока и устранения внезапных сужений и расширений тракта. Поскольку гидравлические потери в проходном сечении выпускных клапанов оказывают на наполнение цилиндров значительно меньшее влияние, чем потери в проходном сечении впускных, то для увеличения коэффициента наполнения n_v диаметр впускного клапана увеличивают за счет уменьшения диаметра выпускного.

Увеличить мощность двигателя можно с помощью увеличения количества впускных клапанов. В наиболее форсированных двигателях на один цилиндр делают два, а иногда даже три клапана. Однако это не означает, что проблема решается простым добавлением клапанов. Все гораздо сложнее. Выбор количества впускных клапанов в головке цилиндров делается с учетом многих факторов. Для лучшей закрутки воздушного заряда на впуске автомобильных дизельных двигателей с диаметром цилиндра менее 150 мм применяют головки цилиндров со спиральными впускными каналами и одним впускным клапаном на цилиндр. В этом случае интенсивность вращения заряда в цилиндре оказывается в 1,5 раза и более выше, чем при наличии двух впускных кла-

панов. Некоторым уменьшением значения n_v при наличии одного впускного клапана на цилиндр при этом пренебрегают, так как воздуха для полного сгорания поданного в цилиндр топлива оказывается вполне достаточно. Форма спирали впускного канала подбирается такой, чтобы закрутка заряда обеспечивала наиболее эффективное смесеобразование.

Работникам автосервиса, выполняющим подобные работы, необходимо знать, что в процессе пуска дизельного двигателя при низких температурах окружающей среды закрутка заряда приводит к увеличению периода задержки самовоспламенения топлива, что ухудшает пусковые качества двигателя. Добиться улучшения пусковых качеств можно путем установки шибера между впускными патрубками и впускными каналами. На период пуска шибер ставится водителем в положение, при котором площадь сечения впускных каналов в головке цилиндров перекрывается примерно на 80 %. Этого оказывается достаточно для того, чтобы уменьшить вращение заряда в цилиндре и обеспечить надежный пуск дизельного двигателя (без применения прочих средств облегчения пуска) при температуре окружающей среды до -21 °С. В бензиновых двигателях, наоборот, предпочтение отдается более эффективному наполнению цилиндров, так как количество поступившей в цилиндры горючей смеси непосредственно сказывается на мощности. Более высокие значения n_v достигаются при наличии двух впускных клапанов

на цилиндр.

Однако решить данную проблему можно не во всех автомобилях. Уменьшение сопротивления на впуске за счет уменьшения скорости потока путем увеличения сечений трубопроводов не всегда возможно по нескольким причинам. Во-первых, при увеличении сечений трубопроводов возрастают габариты и масса двигателя; во-вторых, снижение скорости потока уменьшает турбулизацию свежего заряда при поступлении его в цилиндры, в результате чего происходит ухудшение качества смесеобразования как в бензиновых, так и в дизельных двигателях.

Впускной тракт претерпевает несколько существенных изменений. В своем пособии по тюнингу двигателей В. Н. Степанов описывает следующие изменения. На наш взгляд они имеют важное значение при увеличении мощности. Для равномерного распределения свежего заряда по цилиндрам ему придают симметричную форму. Наиболее важно это для двигателей с внешним смесеобразованием, у которых процесс смесеобразования начинается в карбюраторе. При таком смесеобразовании важно обеспечить не только равномерное наполнение цилиндров, но и одинаковый качественный состав поступающей в цилиндры смеси. По этой причине в карбюраторных двигателях впускная система должна иметь не только пространственную симметрию, но и симметрию по времени. Последнее означает, что проходящая через дроссельную заслонку порция смеси должна подходить

к впускным каналам всех цилиндров за одинаковое время.

Возможные схемы расположения впускных трубопроводов показаны на рисунке 4. Схема с пространственной симметрией является наиболее распространенной. При ее использовании в цилиндры 2 и 3 поступает более обогащенная смесь, что особенно характерно при работе двигателя на частичных нагрузках. Это обусловлено тем, что при недостаточно высокой скорости воздушного потока на внутренних стенках впускного коллектора за карбюратором образуется пленка топлива. Эта пленка, особенно при низкой температуре окружающей среды, не всегда успевает испариться и достигает впускных каналов в головке цилиндров – в первую очередь тех, расстояние до которых короче.

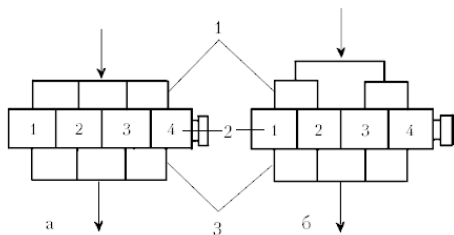


Рис. 4. Схема впускного коллектора: а – с пространственной симметрией; б – с пространственно-временной симметрией; 1 – впускной коллектор; 2 – блок цилиндров двигателя; 3 – выпускной коллектор

Однако и в случае впускного коллектора с пространственно-временной симметрией поступающая в цилиндры двигателя горючая смесь при работе на частичных нагрузках также может существенно отличаться по составу. Причина этого явления в том, что при частичном открытии дроссельной заслонки происходит отклонение потока горючей смеси от прямолинейного движения. В результате такого отклонения наиболее обогащенная смесь поступает в те цилиндры, в сторону которых поток отклоняется. Уменьшить влияние положения дроссельной заслонки на распределение смеси по цилиндрам позволяют предварительный подогрев смеси от стенок впускного тракта и изменение направления потока топливо-воздушной смеси. Подогрев стенок ускоряет процесс испарения бензина и способствует образованию смеси более равномерного состава. Обычно подогрев стенок впускного тракта осуществляется или жидкостью системы охлаждения двигателя, или за счет теплоты выпускного коллектора, когда системы впуска и выпуска располагаются с одной стороны блока цилиндров.

Изменение направления воздушного потока для обеспечения более равномерного состава смеси на впуске в цилиндры использовалось, в частности, на четырехцилиндровых бензиновых двигателях М40, устанавливавшихся на автомобили BMW 316i и 318i до 1993 года. После воздушной заслонки воздух поступал в центральную часть впускного коллектора, расположенного над клапанными форсунка-

ми (инжекторами), откуда распределялся по цилиндрам через впускные патрубки определенной длины, изменявшими направление воздушного потока на 180° .

И все же внутреннее сопротивление и трение о стенки движущегося потока воздуха – это только один, хотя и не маловажный, аспект при рассмотрении впускного тракта. Для улучшения коэффициента наполнения n_v намного важнее использовать возникающие во впускной системе волновые явления. Эти волновые явления возникают во впускных трубопроводах в результате циклического поступления воздуха в цилиндры двигателя. Когда впускная система является общей для нескольких цилиндров, то волновые явления во впускном патрубке одного цилиндра сказываются на колебательных процессах в патрубках остальных цилиндров. И чем больше цилиндров объединяет одна впускная система, тем труднее выполнить ее настройку, в том числе и по причине ограниченности объема моторного отсека.

Конструкция эффективной впускной системы часто является результатом сложных расчетов волновой системы, которые непременно должны проверяться экспериментально. Крайне важной для характеристики мощности и крутящего момента оказывается длина впускного (волнового) трубопровода. Принципиальным при этом является то, что короткие впускные трубопроводы смещают максимум наполнения, характеризуемый коэффициентом наполнения n_v , в область высоких частот вращения КВ, а длинные впускные

трубопроводы обеспечивают хорошее наполнение и соответственно высокий крутящий момент при низких частотах.

С учетом этого двигатели гоночных автомобилей, рассчитанные на максимальную мощность, снабжаются, как правило, относительно короткими впускными трубопроводами. Двигателям грузовых автомобилей, которые должны развивать хорошую силу тяги при низкой частоте вращения КВ, требуются волновые трубопроводы большей длины. При этом длинные трубопроводы улучшают наполнение цилиндров в области низкой частоты вращения, однако при увеличении частоты вращения КВ кривая мощности становится более пологой (рост мощности замедляется), а крутящий момент может значительно снизиться. Таким образом, при жестких, нерегулируемых впускных трубопроводах имеет место обычная альтернатива: или хороший крутящий момент в диапазоне низких частот вращения и пониженная номинальная мощность, или высокая номинальная мощность и уменьшенная сила тяги при низких частотах вращения КВ.

В некоторых случаях впускные волновые трубопроводы, расположенные перед впускными клапанами, берут свое начало из общего впускного коллектора, где они имеют форму направляющего патрубка. Например, V-образный 8-цилиндровый двигатель фирмы Chevrolet, подвергнутый тюнингу фирмой Marcos, имеет отдельную впускную систему для каждого блока цилиндров. Волновые трубопроводы сравнительно длинные и берут начало из соответствующих

общих впускных коллекторов, расположенных над блоками цилиндров. Поступление воздуха во впускные коллекторы осуществляется по трубопроводам, заборники которых расположены по обе стороны радиатора системы охлаждения. Это позволяет улучшить наполнение цилиндров двигателя за счет скоростного напора ветра, возникающего при большой скорости движения автомобиля.

Иногда волновым впускным трубопроводам придается коническая форма (на пути от коллектора к цилиндру поперечное сечение впускного трубопровода уменьшается), благодаря чему по мере приближения воздушного потока к впускным клапанам происходит его ускорение. Такая конструкция впускного тракта реализована, в частности, у 4-цилиндрового 16-клапанного двигателя фирмы Opel (Manta 400 2.4E-4V).

Исходя из сказанного выше, в двигателях гоночных автомобилей, как правило, отказываются от взаимного влияния волновых процессов, возникающих при наполнении цилиндров, и впускной патрубков каждого цилиндра настраивают индивидуально. При этом заборник впускного трубопровода, имеющего необходимую для получения желаемой характеристики мощности длину, начинается в направляющем воздушный поток коробе, расположенном снаружи автомобиля, или же в настолько большом коллекторе, расположенном в моторном отсеке, в котором цикличность работы цилиндров не может вызвать колебаний воздушного потока.

Таким образом, короткая длина впускных волновых трубопроводов гоночных двигателей свидетельствует о настройке этих двигателей на максимальную мощность.

Наглядными примерами использования подобных конструктивных решений в гоночных автомобилях являются двигатели Ford Cosworth V8 и оппозитный Ferrari 12, имеющие рабочий объем 3 л.

У двигателей легковых автомобилей в зависимости от того, сколько цилиндров объединяет один впускной коллектор, в результате наложения колебаний газа возникают различные перепады давления. Последние, в свою очередь, обуславливают существенно отличающиеся характеристики крутящего момента у различных конструкций двигателей. Например, 3-цилиндровые двигатели с общим впускным коллектором имеют очень ранний и высокий максимум крутящего момента, который при возрастании частоты вращения КВ резко падает. Это указывает на то, что при низкой частоте вращения наполнение цилиндров очень хорошее, тогда как при высокой, наоборот, неудовлетворительное. 4-цилиндровые двигатели имеют более широкий диапазон частоты вращения КВ , в котором сохраняется большое значение крутящего момента. Момент рано начинает расти, но достигает своего максимума большей частью уже после некоторого промежуточного пика при повышенной частоте вращения.

6-цилиндровые двигатели имеют слабый рост крутяще-

го момента, выразительный максимум которого достигается лишь при высокой частоте вращения КВ. 5-цилиндровые двигатели по характеристике крутящего момента занимают промежуточное положение между 4- и 6-цилиндровыми двигателями.

В. Н. Степанов делает вывод, что идеальным для автомобильного двигателя был бы впускной трубопровод переменной длины, который позволяет развивать повышенную мощность при высокой частоте вращения КВ (длина трубопровода минимальная) и максимальный крутящий момент в диапазоне низких и средних частот вращения (длина трубопровода увеличенная). То есть требуются впускные трубопроводы, которые имели бы оптимальную длину при любой частоте вращения КВ двигателя. Тогда аналогично тромбону можно было бы вдвигать трубы одна в другую, с тем чтобы бесступенчато изменять длину волнового трубопровода от впускного клапана до впускного коллектора.

В качестве примера на рисунках 5 и 6 показаны схемы систем впуска с регулируемой длиной волновых трубопроводов для 6-цилиндровых двигателей с различным расположением цилиндров. В приведенных схемах один резонатор объединяет группу из трех цилиндров, вспышки в которых следуют равномерно через 240° ПКВ. Длина и площадь поперечного сечения впускных патрубков, берущих начало из резонаторов, обычно принимаются такими же, как и в штатной системе впуска. Для уменьшения сопротивления на

впуске начальная часть впускных патрубков выполняется в форме раструба.

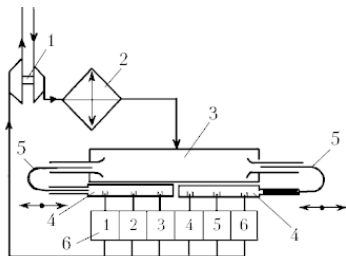


Рис. 5. Схема системы впуска одноблочного дизельного двигателя с волновым наддувом: 1 – турбокомпрессор; 2 – холодильник наддувочного воздуха; 3 – ресивер; 4 – резонатор; 5 – телескопическое колено волнового трубопровода; 6 – блок цилиндров двигателя

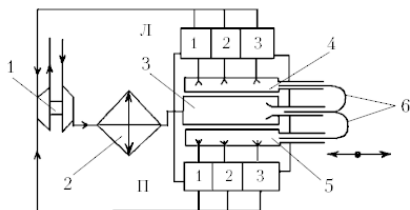


Рис. 6. Схема системы впуска двухблочного дизельного двигателя с волновым наддувом: 1 – турбокомпрессор; 2 – холодильник наддувочного воздуха; 3 – ресивер

вер; 4 – резонатор левого (Л) блока цилиндров; 5 – резонатор правого (П) блока цилиндров; 6 – телескопические колена волновых трубопроводов

Площадь сечения резонансного трубопровода стремятся задать такой, чтобы при допустимой длине трубопровода (с точки зрения габаритных размеров) он обеспечивал приемлемые гидравлические потери. Наиболее существенное влияние на настройку волновой системы оказывают объем резонатора и длина резонансного трубопровода. При этом в зависимости от частоты настройки чувствительность системы на изменение длины резонансного трубопровода в 1,52,0 раза выше, чем на изменение объема резонатора. По этой причине целесообразно выполнить резонатор в виде части штатного впускного коллектора.

Однако в реальных эксплуатационных условиях реализовать такие постоянно регулируемые впускные системы для автомобильных двигателей достаточно трудно не только с точки зрения затрат, но и сложности исполнительного механизма, а также его срока службы. Поэтому на практике реализуются более простые системы с перепуском части наддувочного воздуха на вход турбины, а также двухступенчатые впускные трубопроводы с различной длиной или, соответственно, с неодинаковыми поперечными сечениями. Какую из этих форм впускного трубопровода выбрать – зависит не только от конструкции соответствующего двигателя, но и

от количества его цилиндров. Количество цилиндров играет здесь важную роль, так как оно определяет форму волны и силу пульсаций во впускной системе.

Конец ознакомительного фрагмента.

Текст предоставлен ООО «ЛитРес».

Прочитайте эту книгу целиком, [купив полную легальную версию](#) на ЛитРес.

Безопасно оплатить книгу можно банковской картой Visa, MasterCard, Maestro, со счета мобильного телефона, с платежного терминала, в салоне МТС или Связной, через PayPal, WebMoney, Яндекс.Деньги, QIWI Кошелек, бонусными картами или другим удобным Вам способом.