

Глава XIX

ПОВЫШЕНИЕ СКОРОСТИ МОТОЦИКЛА

Мотоциклетный спорт по видам и условиям проведения очень разнообразен. Соревнования могут быть на прямых, коротких, длинных участках шоссе, по замкнутому кругу или по пересеченной местности. Для участников во всех этих видах соревнований есть одно общее стремление — повысить среднюю скорость. Чем меньше затрачивается время на прохождение дистанции, тем большую среднюю скорость показывает спортсмен.

Поэтому важнейшей оценкой всегда является время прохождения гонщиком дистанции.

Для того, чтобы сократить это время, необходимы 2 основных условия: качественная подготовка всего мотоцикла к данному соревнованию и хорошая тренировка самого спортсмена. Подчеркивая слово к данным соревнованиям, считаем, что универсальной подготовки мотоцикла ко всем видам быть не может. Есть только часть общих мероприятий, применительных ко всем условиям и видам соревнований. К ним можно отнести: уменьшение потерь в силовой передаче мотоцикла, повышение мощности двигателя, работу над повышением надежности ходовой части и всех агрегатов мотоцикла в условиях спортивных соревнований. В самом деле, соревнование по шоссе и кроссу не могут быть сравнимы, а следовательно, и подготовка к ним должна быть различной. В первом случае для уменьшения потерь на впуске необходимо применить специальный патрубок, поставить более легкие шины, обеспечивающие хороший накат и выдерживающие большую окружную скорость, а для кросса гонщик вынужден ставить перед карбюратором специальное предохранительное устройство от попадания пыли, грязи и воды, которое, безусловно, ухудшает наполнение цилиндра рабочей смесью. Шины в этом случае ставятся повышенной проходимости или даже со специальными шипами.

Для шоссейной кольцевой гонки нужны усиленные тормоза, а на линейных дистанциях по шоссе тормоз нужен только для неожиданной или окончательной остановки. В последнем случае увеличение массы вращающихся частей тормозного барабана только ухудшает динамические качества мотоцикла.

Несмотря на различие способов и методики подготовки мотоциклов к отдельным соревнованиям, ясно одно, что для успешного выступления необходима надежность работы всех агрегатов мотоцикла, безотказная работа которых во время гонок является залогом победы.

Поэтому подготовка мотоцикла к спортивным соревнованиям является самой интересной и творческой частью работы механика и гонщика.

Под тренировкой самого спортсмена понимаются прежде всего его хорошая физическая подготовка и умение в совершенстве и длительное время владеть мотоциклом в условиях вождения его на большой скорости или по пересеченной местности.

Перед тем как приступить к подготовке мотоцикла к соревнованию, необходимо ознакомиться с его конструктивными особенностями, с технической характеристикой по заводским данным.

От мотоцикла, предназначенного для спортивных целей, следует прежде всего получить проектную мощность или гарантийную скорость, а затем по результатам испытания решить вопрос о целесообразности его использования по видам соревнований.

Предположим, что ваш мотоцикл показывает хорошую скорость для данного класса. В этом случае получение еще большей скорости зависит от самого спортсмена. Что же для этого надо сделать?

Для того, чтобы ответить на этот вопрос, необходимо знать, как расходуется мощность вашего двигателя при езде на максимальной скорости.

Часть мощности, получаемой на валу двигателя, расходуется на трение в механизме силовой передачи. Эти потери достигают до 10% эффективной мощности. Неправильная сборка деталей, отсутствие смазки цепей, изношенность подшипников и чрезмерно густая смазка намного увеличивают эти потери. Значительно большая часть мощности затрачивается на преодоление сопротивления воздуха и сравнительно небольшая часть ее — на сопротивление качению мотоцикла.

Способы уменьшения сопротивления воздуха и других потерь при движении мотоцикла рассмотрены более подробно ниже.

Имея представление о том, от чего зависит повышение скорости и как расходуется мощность двигателя, спортсмен должен составить себе план технической подготовки своего мотоцикла к данным соревнованиям.

Для уточнения плана необходимо сделать внешний осмотр и проверку качества сборки мотоцикла. Подтянуть крепежные болты всего мотоцикла, смазать его по заводской инструкции. Проверить систему зажигания, наличие электролита в аккумуляторах и т. д.

Сделав внешний осмотр, проверить работу двигателя на малых и больших оборотах, приемистость, тормозную систему, легкость переключения передач и исправность работы дискового сцепления.

Закончив таким образом внешний осмотр и проверку, необходимо составить график обкатки мотоцикла (если он новый) согласно заводской инструкции. Обкатку рекомендуется производить на богатой смеси, для чего главный жиклер надо поставить несколько больший по производительности по сравнению с заводским (примерно на 30%). После обкатки требуется испытать мотоцикл на скорость. Все наблюдения за работой мотоцикла, процесс обкатки, расход топлива, масла и километраж записываются в дневник. Это особенно ценно делать, когда что-нибудь изменяется и дополняется в мотоцикле. Впоследствии такая запись намного облегчит подготовку и работу над другим мотоциклом.

Большинству спортсменов приходится иметь дело с дорожными мотоциклами, не приспособленными для скоростных соревнований. В этом случае приходится в первую очередь поработать над увеличением мощности двигателя.

Рассмотрение конструкций спортивных и дорожных мотоциклов показывает, что мощность двигателя увеличивается в основном за счет следующих мероприятий:

- 1) увеличения степени сжатия;
- 2) повышения коэффициента наполнения;
- 3) увеличения числа оборотов;
- 4) уменьшения мощности трения.

Для эффективного использования перечисленных факторов спортсмен должен обладать необходимой технической подготовкой и иметь такой запас соответствующего топлива и запальных свечей, который обеспечивал бы нормальную работу форсированных двигателей.

Поэтому в дальнейшем будут изложены в последовательном порядке наиболее целесообразные способы повышения мощности и надежности работы двигателя и всего мотоцикла, предназначенного для спортивных соревнований.

ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПОСРЕДСТВОМ УВЕЛИЧЕНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Общие сведения

Один из наиболее доступных и эффективных способов повышения мощности двигателя — это увеличение степени сжатия. Степенью сжатия называется отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания (рис. 71):

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}, \quad (1)$$

где

ε — степень сжатия;

V_h — рабочий объем цилиндра, см³

V_c — объем камеры сгорания, см³.

Все спортивные двигатели без нагнетателей, как правило, отличаются высокой степенью сжатия (от 7 до 14).

Чем выше степень сжатия данного двигателя, тем большая часть тепла превращается в полезную работу и тем выше, следовательно, эффективный к. п. д. двигателя. Кроме того, уменьшение объема камеры сгорания вызывает значительное уменьшение количества

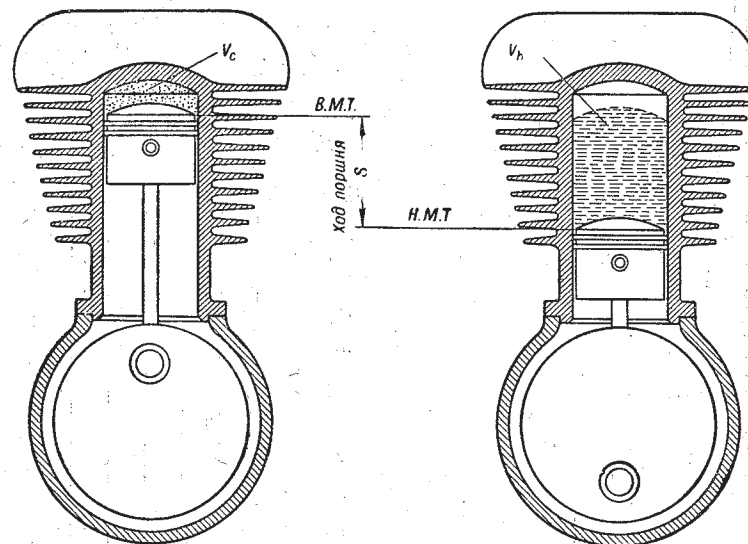


Рис. 71. Схема двигателя:

V_c — объем камеры сгорания, V_h — рабочий объем цилиндра

остаточных газов, что благоприятно воздействует на процесс сгорания, а именно:

1) при уменьшении количества остаточных газов увеличивается скорость сгорания рабочей смеси, что способствует увеличению числа оборотов вала двигателя;

2) при уменьшении количества остаточных газов понижается температура смеси в конце такта впуска, что способствует большому наполнению цилиндра.

При увеличении степени сжатия от 7 до 8 эффективный к. п. д. возрастет приблизительно на 5%; давление вспышки при этом увеличивается примерно на 15—20%. Наибольшее возрастание среднего эффективного давления достигается при увеличении степени сжатия до 9. При дальнейшем увеличении прирост среднего эффективного давления меньше, но максимальное давление вспышки

резко возрастает. На рис. 72 показано изменение индикаторной диаграммы двигателя, форсированного по степени сжатия.

Резкое возрастание давления вспышки понижает запас прочности кривошипного механизма, особенно у двигателя, предназначенного для дорожной эксплуатации. Этим и объясняется более быстрый износ деталей форсированных двигателей.

Таким образом, при увеличении степени сжатия увеличивается среднее эффективное давление и число оборотов коленчатого вала двигателя; пропорционально их произведению увеличивается и мощность двигателя.

Для приближенного подсчета среднего эффективного давления можно пользоваться следующей эмпирической формулой:

$$p_e = (4,2 + 0,84 \epsilon) k^*, \quad (2)$$

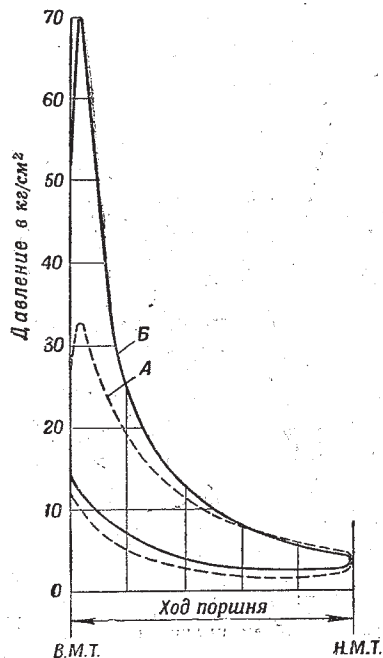


Рис. 72. Индикаторные диаграммы двигателей с различными степенями сжатия:

А — степень сжатия $\epsilon = 7$, Б — степень сжатия $\epsilon = 10$

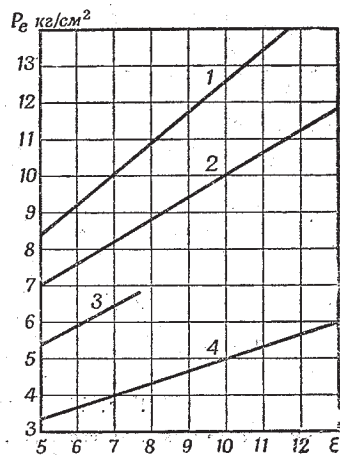


Рис. 73. Зависимость среднего эффективного давления p_e от степени сжатия и конструкции двигателя:

1 — четырехтактный двигатель с верхним распределительным валом, 2 — четырехтактный двигатель верхнеклапанный со штанговым приводом, 3 — четырехтактный нижнеклапанный двигатель, 4 — двухтактный двигатель (однопоршневый)

где

p_e — среднее эффективное давление, кг/см²;

ϵ — степень сжатия;

k — коэффициент, учитывающий конструктивные особенности двигателя.

* А. Н. Силкин, Подготовка мотоцикла к спортивным соревнованиям.

Средние величины этого коэффициента приведены в табл. 25.

Таблица 25

Средние величины коэффициента k

Тип двигателя	Величина k
Четырехтактный с верхним распределительным валом	1,0
Четырехтактный верхнеклапанный со штанговым приводом	0,86
Четырехтактный нижнеклапанный	0,65
Двухтактный	0,40

На рис. 73 показана зависимость p_e от степени сжатия для разных типов двигателей.

На основании анализа ряда характеристик мотоциклетных двигателей можно считать, что при отсутствии испытательного стенда подсчет среднего эффективного давления по формуле (2) может вполне удовлетворить гонщика. Отклонения при подсчете p_e по этой формуле от действительной величины p_e могут быть вследствие лучшего или худшего наполнения рабочей смесью цилиндра двигателя в зависимости от качества его доводки.

Подсчет мощности двигателя

Мощность двигателя подсчитывается по общепринятым формулам:

$$N_e = \frac{p_e V_h \cdot n}{900} \text{ л. с. для четырехтактных,} \quad (3)$$

$$N_e = \frac{p_e V_h \cdot n}{450} \text{ л. с. для двухтактных,} \quad (4)$$

где

p_e — среднее эффективное давление, кг/см²;

V_h — рабочий объем двигателя, л;

n — число оборотов двигателя в минуту.

Формулы (3) и (4) показывают, что чем больше p_e и n , тем больше будет мощность. При увеличении степени сжатия обе эти величины возрастают, а потому, чем выше степень сжатия, тем большую мощность можно получить от двигателя.

Пример: определить повышение среднего эффективного давления p_e и эффективной мощности N_e при увеличении степени сжатия с 6,9 до 10 для спортивного четырехтактного двигателя со штанговым приводом, если дано:

$V_h = 499 \text{ см}^3$ (0,499 л) — рабочий объем двигателя;

$n = 5400 \text{ об/мин.}$

Решение. $p_e = (4,2 + 0,84 \varepsilon) \cdot k = (4,2 + 0,84 \cdot 6,9) \cdot 0,86 = 8,6 \text{ кг/см}^2$.
Мощность двигателя будет:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n}{900} = \frac{8,6 \cdot 0,499 \cdot 5400}{900} = 25,7 \text{ л. с.}$$

Для новой степени сжатия среднее эффективное давление будет:

$$p_e = (4,2 + 0,84 \cdot 10) \cdot 0,86 = 10,8 \text{ кг/см}^2.$$

Мощность двигателя при тех же оборотах будет:

$$N_e = \frac{10,8 \cdot 0,499 \cdot 5400}{900} = 32,2 \text{ л. с.}$$

Это соответствует приросту мощности:

$$32,2 - 25,7 = 6,5 \text{ л. с., т. е. на } 25,3\%.$$

Подсчет степени сжатия

Рабочий объем одного цилиндра определяется по формуле:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \text{ см}^3,$$

где

$$\pi = 3,14;$$

D — диаметр цилиндра, см;
 S — ход поршня, см.

Объем камеры сгорания V_c измеряется практически.

Для измерения V_c поршень ставят в верхней мертвой точке такта сжатия, наклоняют двигатель, как показано на рис. 74, с таким расчетом, чтобы отверстие для свечи находилось вверху, и наливают из градуированной мензурки жидкое масло до нижней кромки резьбы под свечу.

Объем масла, залитого в головку, и будет объемом камеры сгорания.

Для точности измерения заливку следует повторить и затем, пользуясь формулой (1), определить степень сжатия.

Пример: определить степень сжатия одноцилиндрового двигателя по следующим данным:

$$V_h = 499 \text{ см}^3 \text{ и } V_c = 62 \text{ см}^3.$$

Решение:

$$\varepsilon = \frac{499 + 62}{62} = \frac{561}{62} = 9,05.$$

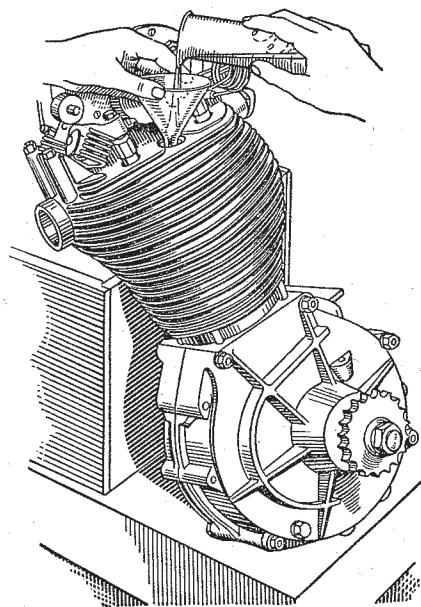


Рис. 74. Способ замера объема камеры сгорания

Изменение степени сжатия

Степень сжатия в случае необходимости может быть увеличена при помощи:

а) повышения днища поршня, б) понижения высоты цилиндра, в) изменения формы головки.

Наметив величину степени сжатия, определяют новый объем камеры сгорания по формуле:

$$V_c' = \frac{V_h}{\varepsilon' - 1} \text{ см}^3,$$

где

V_c' — объем камеры сгорания, соответствующий новой степени сжатия;

V_h — рабочий объем цилиндра.

Пример: двигатель $V_h = 345 \text{ см}^3$; $V_c = 50 \text{ см}^3$, что соответствует степени сжатия $\varepsilon = 7,9$; диаметр цилиндра двигателя — 74 мм.

Необходимо увеличить степень сжатия до 10. Определим объем камеры сгорания V_c' , соответствующий новой степени сжатия $\varepsilon' = 10$.

$$V_c' = \frac{345}{10 - 1} = \frac{345}{9} = 38,3 \text{ см}^3.$$

Следовательно, для перехода к степени сжатия $\varepsilon' = 10$ камеру сгорания необходимо уменьшить на разность объемов, т. е.

$$V_c - V_c' = 50 - 38,3 = 11,7 \text{ см}^3.$$

Если конструкция дает возможность уменьшить объем за счет цилиндрической части камеры сгорания, то высота A , на которую следует сточить головку или цилиндр, определяется следующим образом:

$$11,7 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot A,$$

откуда

$$A = \frac{4 \cdot 11,7}{3,14(7,4)^2} = 0,272 \text{ см, или } 2,72 \text{ мм.}$$

В случае же изменения степени сжатия за счет выпуклости поршня для определения конфигурации последнего используется пластилин. В данном случае, взяв количество пластилина, равное по объему $11,7 \text{ см}^3$, накладывают его на днище поршня, придавая ему соответствующую форму (рис. 75).

Для двухтактного двигателя конфигурация верхней части поршня должна быть строго согласована с конфигурацией головки, причем должен быть сохранен примененный в данной конструкции принцип продувки. При бездефлекторной продувке расстояние между поршнем и внутренней поверхностью головки (рис. 76) желательнее установить так, как показано в положении а. Нельзя придавать камере сгорания форму, указанную на этом же рисунке (положе-

ние б). В этом случае в верхней части камеры получается узкая щель С, которая может задерживать распространение пламени на больших оборотах. Такая камера, несмотря на увеличение степени сжатия, резко снижает мощность двигателя.

На практике аналогичный случай встречается при форсировании двухтактных двигателей и двигателей М-72.

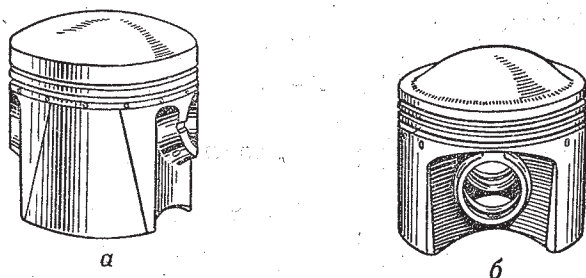


Рис. 75. Поршень:

а — с низкой степенью сжатия; б — с высокой степенью сжатия

Проверку формы камеры сгорания осуществляют путем наклеивания на днище поршня нескольких слоев бумаги. Затем, поворачивая рукой вал двигателя, находят место соприкосновения бумаги с головкой. В этом месте удаляют часть металла с поршня или с головки. Таким образом достигается достаточное расстояние между контуром головки и днищем поршня

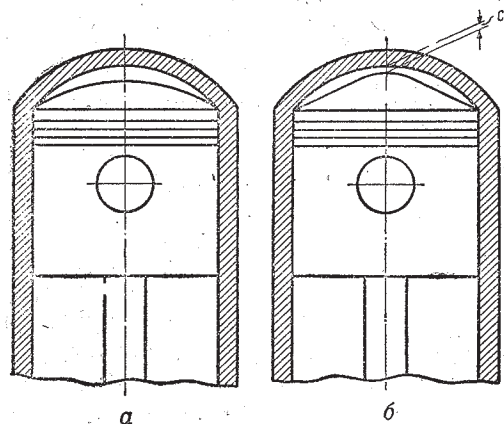


Рис. 76. Изменение формы камеры сгорания у двухтактного двигателя:

а — правильная форма камеры сгорания, б — неправильная форма камеры сгорания с узкой щелью С

при наибольших степенях сжатия. Минимальный зазор между кромкой поршня и головкой в положении поршня в в.м.т. должен быть не менее 2 мм (рис. 77).

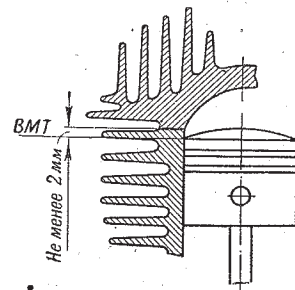


Рис. 77. Минимальный зазор между кромкой поршня и головкой цилиндра

Для проверки формы камеры сгорания можно применить заливку ее расплавленным воском или свинцом. Перед заливкой поршень ставят в положение верхней мертвой точки в такте сжатия. Заливку воска производят через свечное отверстие. После того, как сплав хорошо затвердеет, снимают головку цилиндра и затем отделяют застывшую форму камеры сгорания. Из этой формы осторожно вырезают четверть объема путем двух надрезов под углом 90°. Разрез формы камеры сгорания покажет изменение сечения ее и зазоры между клапаном и головкой.

При изменении выпуклости поршня четырехтактного двигателя на величину зазора необходимо обратить особое внимание, так как при больших оборотах коленчатого вала двигателя клапан при закрытии может отставать от коромысла, что объясняется сильным возрастанием инерционных сил.

Влияние степени сжатия на работу двигателя

Изменение степени сжатия значительно отражается на характере работы двигателя. При увеличении ϵ улучшаются условия использования тепла. Этим и объясняются:

- 1) уменьшение средней температуры цикла;
- 2) уменьшение температуры отработавших газов, что увеличивает надежность работы выпускного клапана;
- 3) уменьшение удельного расхода топлива, что важно при гонках на большие дистанции.

На рис. 78 показано изменение температуры отработавших газов, мощности и удельного расхода топлива.

При увеличении степени сжатия от $\epsilon=6$ до $\epsilon=8$ температура отработавших газов понизилась на 20° (с 810 до 790°), мощность увеличилась с 28,5 л. с. до 32,5 л. с., а удельный расход топлива снизился с 265 г/л. с. ч. до 235 г/л. с. ч.

Все эти положительные явления происходят при работе двигателя на данном топливе без возникновения детонации.

В случае появления детонации все резко меняется. Нормальная работа двигателя нарушается; цилиндр и головка двигателя перегреваются, резко снижаются мощность и экономичность двигателя. В этом случае поршень может заклиниваться, а днище его даже прогорать.

Признаками детонации являются:

- 1) резкий металлический звук в цилиндре;
- 2) перегрев двигателя;
- 3) появление хлопьев сажи в выхлопе в результате неполного сгорания топлива.

Чем выше степень сжатия, тем больше опасность появления детонации. Поэтому к повышению степени сжатия необходимо приступать осторожно, она должна быть наивысшей, но не вызывать детонации.

При большом предварительном сжатии и связанном с ним повышении температуры как сам процесс сжатия, так и соприкосновение

горючей смеси с перегретыми точками камеры сгорания вызывают сильное повышение температуры смеси. При этом может произойти самовоспламенение или детонация.

Самовоспламенение происходит обычно до верхней мертвой точки и сопровождается, в отличие от детонации, глухими ударами, затем двигатель резко останавливается. Получается впечатление заклинивания поршня, тогда как на самом деле этого нет. Однако это очень опасный момент для мотоциклиста-одиночки, особенно при езде по скользкой дороге. В таких случаях необходимо вы-

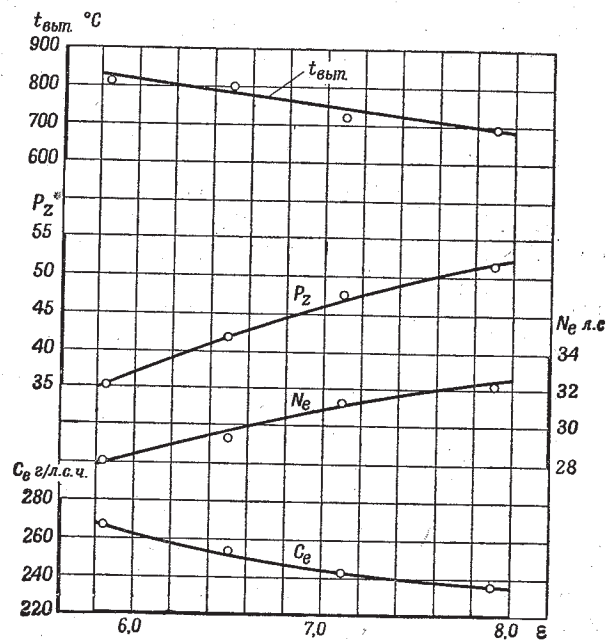


Рис. 78. Изменение параметров двигателя с изменением степени сжатия $t_{вып.}$ — температура отработавших газов, p_z — давление вспышки газов, N_e — мощность, G_e — удельный расход топлива

ключить сцепление, проехать 100—150 м и затем вновь включить его. Слегка охлажденный двигатель снова будет работать нормально. При появлении признаков самовоспламенения ехать на полном открытии дроссельного золотника уже невозможно. Чтобы проверить, происходит ли самовоспламенение, можно выключить зажигание, после чего двигатель делает еще несколько вспышек; в случае же детонации работа двигателя при выключении зажигания прекращается.

Одним из положительных результатов работы двигателя с высокой степенью сжатия следует считать увеличение скорости сгорания рабочей смеси. Однако сокращение времени сгорания при

увеличении степени сжатия может создать и такие условия, при которых максимальное давление вспышки создается раньше, чем поршень достигнет верхней мертвой точки, а это недопустимо, так как при этом получается резкий удар, передающийся поршневому пальцу и шейке коленчатого вала. Во избежание этого явления угол опережения зажигания следует уменьшать. Зависимость величины опережения зажигания от степени сжатия показана на рис. 79.

При работе на другом виде топлива, например на спирте и бензоле, угол опережения может остаться прежним или должен быть увеличен. Поэтому наиболее целесообразный момент зажигания необходимо выбирать на стенде по наибольшей мощности или на шоссе по наибольшей скорости.

Характеристика двигателя при увеличении степени сжатия может резко измениться как по оборотам, так и по мощности. Для рационального использования обоих факторов следует правильно подобрать передаточное отношение от двигателя к заднему колесу.

К отрицательным сторонам увеличения степени сжатия следует отнести резкое возрастание максимального давления вспышки, что сильно отражается на износе деталей кривошипного механизма и может вызвать поломки. Поэтому на спортивных мотоциклах изготавливают подшипники коленчатого вала большего диаметра, ставят усиленные шатуны и поршневые пальцы. Кроме того, необходимо применять масло с большей вязкостью.

Большое значение имеет подбор свечей для двигателей с высокой степенью сжатия. В этом случае применяют более холодные свечи; температура их центрального электрода не должна превышать температуру самоочистки во избежание преждевременных вспышек.

Подбор топлива — также одно из главных условий успешного использования высокой степени сжатия. При отсутствии специального топлива и специальных свечей невозможно эффективно использовать форсированный двигатель. Применение же специального топлива приводит к изменению регулировки карбюратора и даже к его конструктивному изменению.

Повышение мощности двигателя в результате его форсирования тем или иным способом требует дополнительного отвода тепла. Практически эта задача, в зависимости от конструкции двигателя, решается двумя способами: улучшением условий охлаждения головки и цилиндра и применением специального топлива.

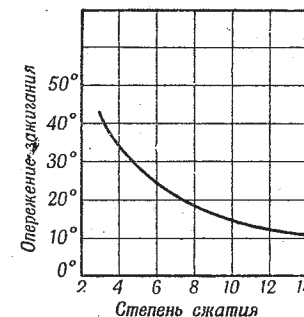


Рис. 79. Зависимость угла опережения зажигания от степени сжатия

Крайне нежелательно образование нагара в двигателе с высокой степенью сжатия. Нагар образует слой с низкой теплопроводностью, вследствие чего повышается температура внутренней поверхности цилиндра, а это ухудшает его наполнение и может вызвать детонацию или преждевременную вспышку. Обычно объем камеры сгорания в двигателе с высокой степенью сжатия значительно уменьшен, а накопление нагара может резко увеличить степень сжатия. Перед соревнованием камера сгорания должна быть очищена от нагара и отполирована.

Изложенные соображения должны служить исходными данными для подготовки двигателя с высокой степенью сжатия.

Подбор наиболее целесообразной степени сжатия

При подборе наиболее целесообразной степени сжатия необходимо иметь в виду:

- 1) возможность применения высококачественного топлива и специальных свечей;
- 2) особенности конструкции двигателя;
- 3) диаметр цилиндра двигателя;
- 4) условия и дистанцию соревнования.

Вопрос о подборе топлива будет подробно рассмотрен ниже. Предварительно можно начать работу с имеющимся топливом, причем необходимо знать хотя бы основные его свойства. Подбирать степень сжатия необходимо в порядке последовательности освоения, начиная с $\epsilon=7$ и выше. Следует предупредить гонщиков, главным образом начинающих, что резкие переходы от одной величины степени сжатия к другой могут привести к отрицательным результатам, особенно при ограниченном выборе топлива. Только убедившись в надежности работы двигателя, можно испытать следующую величину степени сжатия. Если нет тормозного станка, то наиболее целесообразную степень сжатия можно подобрать по максимальной скорости на шоссе, учитывая среднее время нескольких заездов в обе стороны.

При этом необходимо обратить внимание на то, что максимальная скорость может быть получена при двух значениях степени сжатия, например при $\epsilon=8$ и при $\epsilon=9$. Предпочесть следует $\epsilon=8$, так как эта величина в данном случае наиболее целесообразна и дальнейшее повышение ее не увеличивает скорости. Применяемые в настоящее время алюминиевые сплавы для головок поршней и оребрения цилиндра дают возможность использовать примерно на 1—2 единицы большую степень сжатия, чем при чугунных головках.

Увеличение оборотов современных мотоциклетных двигателей также дает большую возможность повышения степени сжатия. Поэтому применяемая в современных мотоциклетных двигателях степень сжатия колеблется приблизительно от 5 до 7 при работе на стандартном бензине. На спортивных и гоночных мотоциклах, ра-

ботающих без нагнетателей на специальном топливе, степень сжатия доводят до 14 и выше.

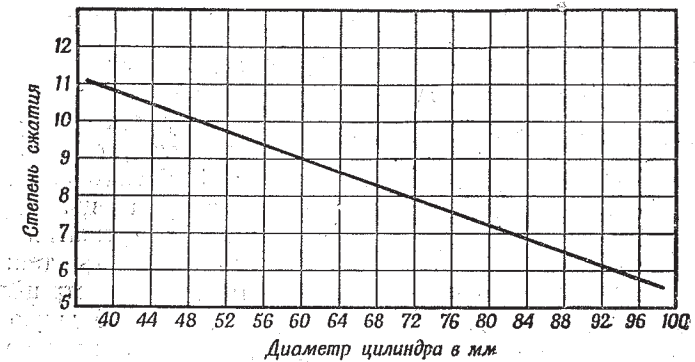


Рис. 80. Зависимость степени сжатия от диаметра цилиндра при работе на смеси 50% бензола и 50% бензина

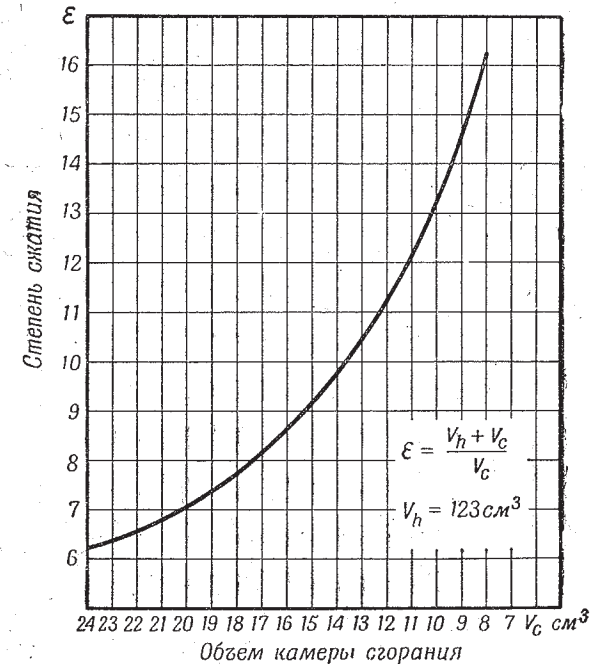


Рис. 81. Зависимость степени сжатия двигателей М1А и К-125 от объема камеры сгорания

При испытании двигателя с высокой степенью сжатия на данном топливе необходимо следить за работой свечей. Бывает, что данное топливо обеспечивает работу двигателя без детонации или само-

воспламенения, а свечи не выдерживают установленного режима. Электроды свечей нагреваются, изоляция расплавляется, в результате нарушается нормальная работа двигателя. В таких случаях

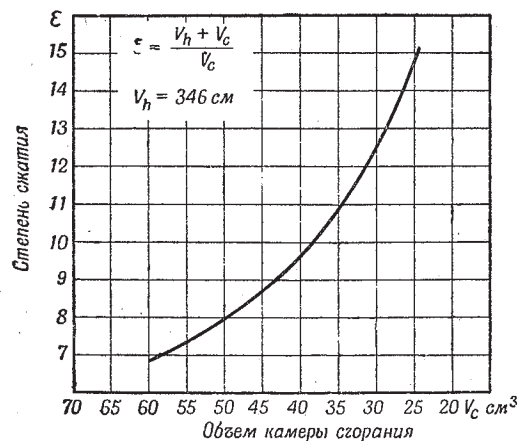


Рис. 82. Зависимость степени сжатия двигателя ИЖ-350 от объема камеры сгорания

необходимо понизить степень сжатия, чтобы обеспечить надежную работу двигателя по стойкости свечей. Зависимость между размером цилиндра и степенью сжатия можно выразить так: чем меньше диаметр цилиндра, тем большую степень сжатия можно применить при работе на том же топливе.

На рис. 80 показана зависимость величины допустимой степени сжатия от диаметра цилиндра четырехтактного двигателя, работающего на смеси 50% бензина и 50% бензола. Для двухтактных двигателей для тех же диаметров степень сжатия можно повысить на 15%.

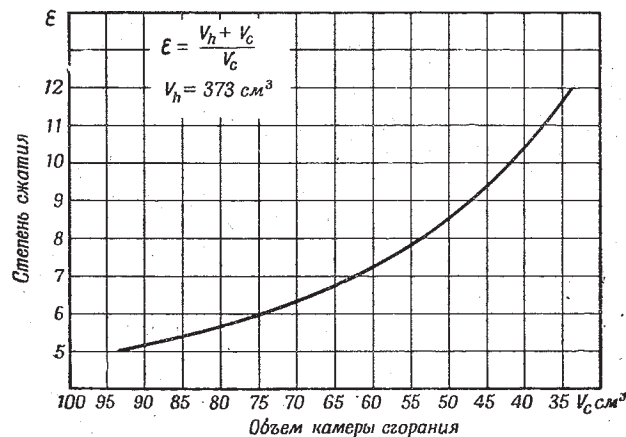


Рис. 83. Зависимость степени сжатия двигателей М-72, М-75 и М-76 от объема камеры сгорания

Подбор наиболее выгоднейшей степени сжатия зависит также и от условий соревнования. Сюда входят: ограничение применения топлива по октановому числу, характер соревнования (шоссе, кросс,

рекордные заезды и т. д.). В этих случаях целесообразность величины степени сжатия обуславливается наличием соответствующих свечей, топлив, тактических соображений спортсмена и его команды.

На рис. 81, 82, 83 приводятся вспомогательные графики для подбора степени сжатия двигателей мотоциклов: М1А, К-125, ИЖ-350, М-72 и М-75.

ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПОСРЕДСТВОМ БОЛЕЕ ВЫСОКОГО НАПОЛНЕНИЯ ЦИЛИНДРА

Степень наполнения цилиндра рабочей смесью во время такта впуска является чрезвычайно важным обстоятельством, влияющим на мощность двигателя. Можно утверждать, что мощность двигателя при прочих равных условиях зависит от наполнения цилиндра. Схема наполнения цилиндров двухтактных и четырехтактных двигателей без наддува дана на рис. 84.

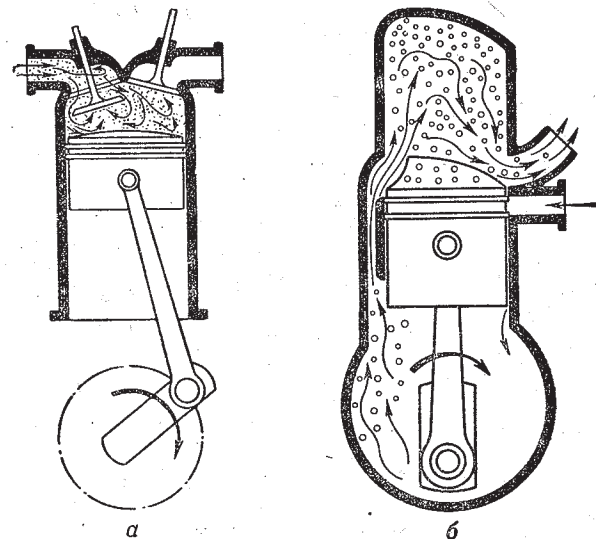


Рис. 84. Схема наполнения цилиндров рабочей смесью: а—четырёхтактный двигатель, б—двухтактный двигатель

Двигателем без наддува называется всякий двигатель, питаемый воздухом, необходимым для получения горючей смеси, непосредственно из атмосферы, без предварительного поджатия его, а лишь за счет движения поршня в цилиндре при такте впуска.

В результате сопротивления в системе впуска и влияния других факторов действительное количество воздуха, всасываемого в цилиндр, оказывается меньше теоретического. Отношение действительного количества воздуха, поступившего в двигатель, к теоретическому

гически возможно, при данных атмосферных условиях, называется коэффициентом наполнения и выражается формулой:

$$\eta_v = \frac{G_o}{G_o} = \frac{G_o}{V_h \cdot \gamma},$$

где

- η_v — коэффициент наполнения;
- G_o — вес воздуха, действительно поступившего в двигатель, кг;
- G_o — вес воздуха, взятый по рабочему объему двигателя при данных атмосферных условиях, кг;
- γ — удельный вес воздуха, кг/м³;
- V_h — рабочий объем двигателя, м³.

Величина коэффициента наполнения мотоциклетного двигателя без наддува равна:

$\eta_v = 0,65—0,85$ для четырехтактных и $0,4—0,45$ для двухтактных.

Таким образом, если рабочий объем V_h , то действительное количество поступившей смеси будет

$$G_o = V_h \gamma \eta_v.$$

Чем выше коэффициент наполнения, тем большую литровую мощность можно получить от данного двигателя. Для двигателей с нагнетателем коэффициент наполнения значительно выше, чем для двигателей без наддува, а при большом давлении наддува превышает 1,2. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения, следующие:

- 1) гидравлическое сопротивление системы впуска и клапанов;
- 2) температура и давление воздуха;
- 3) состав смеси;
- 4) род применяемого топлива;
- 5) фазы газораспределения;
- 6) конструкция системы выпуска.

Гидравлические сопротивления

К гидравлическому сопротивлению относятся:

- 1) трение смеси о стенки впускных каналов, продувочных окон и т. д.;
- 2) завихрения, получающиеся вследствие резких поворотов, выступов и других препятствий на пути продвижения смеси;
- 3) гидравлические удары при резком переходе от широкого сечения к более узкому.

Гидравлическое сопротивление увеличивается при плохой обработке внутренней поверхности впускного трубопровода и продувочных каналов, при плохо обтекаемых выступах на пути продвижения смеси, резких поворотах, расширениях и сужениях при увеличении скорости движения горючей смеси и при уменьшении проходного сечения впускного клапана.

Учитывая все это, гонщик после разборки двигателя должен обратить внимание на отделку деталей системы впуска и наметить план работы по улучшению условий наполнения. Чтобы уменьшить потери в современных двигателях, стараются сделать впускной канал более прямым с обтекаемой формой клапана и его направляющей. С той же целью у спортивных двигателей делают наклонный и впускной патрубок.

Недостаточные проходные сечения диффузора карбюратора и впускного клапана могут ограничить коэффициент наполнения и, следовательно, дальнейшее повышение мощности. Для получения более высоких значений коэффициента наполнения диаметр и высоту подъема клапана желательно иметь максимально допустимыми. В многооборотных верхнеклапанных двигателях эти величины практически ограничиваются размерами головки и динамикой клапанного механизма. Тщательная отделка и полировка всех каналов системы впуска, головки цилиндра и поршня повышает наполнение цилиндра. Поверочные расчеты определения размера, подъема клапана и указания по подбору карбюратора даны ниже. Особенно большой и трудоемкой является работа по уменьшению сопротивления системы впуска в двухтактном двигателе, где для чистки и полировки впускных и продувочных окон, картера, кривошипа применяется специальный инструмент. Но этот труд, требующий большой затраты времени, вознаграждается увеличением мощности и скорости мотоцикла.

Температура и давление воздуха

Наполнение горючей смесью тем больше, чем ниже температура воздуха при впуске, так как температура влияет на удельный вес воздуха. Поэтому соревнования или рекордные заезды желательно проводить при наиболее низкой температуре, т. е. рано утром или вечером.

Удельный вес воздуха подсчитывается по формуле:

$$\gamma_e = 0,4645 \frac{B_0}{T_{abc}} \text{ кг/м}^3,$$

где

- γ_e — удельный вес воздуха, кг/м³,
- B_0 — барометрическое давление, мм рт.ст.,
- T_{abc} — абсолютная температура воздуха,

$$T_{abc} = 273 + t,$$

где

t — температура окружающего воздуха, °С.

Эта же формула показывает, что чем выше барометрическое давление, тем больше γ_e . Уменьшение давления на 25 мм рт.ст. снижает мощность двигателя на 3%. Этим и объясняется иногда меньшая мощность или скорость на соревнованиях, чем полученные ранее при тренировке. Поэтому желательно вести дневник атмосферных условий во время испытаний.

Влияние состава смеси на наполнение цилиндров

Процентное отношение топлива и воздуха в горючей смеси называется составом, или качеством, смеси, которое характеризуется коэффициентом избытка воздуха α .

Коэффициент α равен отношению действительного количества воздуха в смеси к теоретически необходимому для полного сгорания топлива:

$$\alpha = \frac{L_d}{L_0} \text{ или } = \frac{L_d}{G_m \cdot 14,9},$$

где

G_m — расход топлива в единицу времени,

L_d — действительное количество воздуха, кг,

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха, кг,

14,9 кг — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг бензина.

Чем меньше величина α , тем богаче смесь, и наоборот.

Практика показывает, что наиболее надежно форсированные двигатели работают при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,65—0,75$, т. е. на более богатых смесях.

Избыток топлива повышает среднюю теплоемкость смеси, вследствие чего понижается температура поршня и головки. Кроме того, избыточное количество топлива, испаряясь, понижает температуру горючей смеси, поступающей в цилиндр двигателя, и в результате повышается коэффициент наполнения. Поэтому спортивный двигатель должен всегда работать на богатой смеси; это легко достигается увеличением сечения жиклеров карбюратора. Влияние состава смеси особенно сказывается при высоких температурах поступающего в цилиндр воздуха, что можно наблюдать при работе двигателя с нагнетателем.

Влияние вида применяемого топлива на наполнение цилиндров

При прохождении воздуха через карбюратор к нему добавляется топливо, которое при дальнейшем движении к цилиндру испаряется и понижает температуру воздуха, поступающего в двигатель за счет скрытой теплоты парообразования.

Наполнение будет тем больше, чем выше скрытая теплота парообразования применяемого топлива.

Как известно, высокой скрытой теплотой парообразования обладают спирты, при применении которых температура головки снижается на $40—100^\circ$ в зависимости от процентного содержания спирта в топливе, вследствие чего коэффициент наполнения повышается на $4—10\%$. На рис. 85 показано изменение коэффициента

наполнения цилиндра двигателя при работе на бензине и на спирте в зависимости от α .

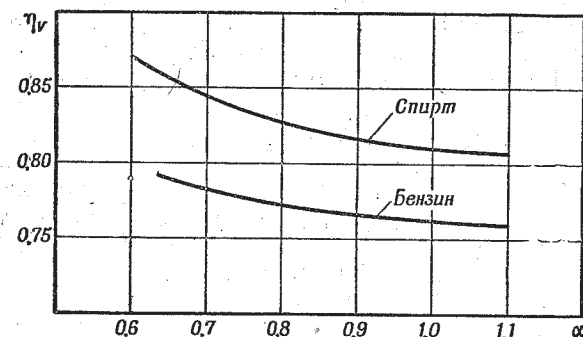


Рис. 85. Изменение коэффициента наполнения на бензине и спирте в зависимости от коэффициента избытка воздуха

Влияние фаз газораспределения на наполнение цилиндров

Фазы газораспределения заметно влияют на характер изменения величины коэффициента наполнения в зависимости от числа оборотов вала двигателя. При увеличении числа оборотов коэффициент наполнения сначала растет, а затем по мере увеличения числа оборотов уменьшается. Это объясняется двумя причинами: возрастанием гидравлических потерь и моментом начала закрытия впускного клапана.

Известно, что в целях эффективного использования инерции газа впускной клапан закрывается после верхней мертвой точки на 60° и более. При этом происходит следующее явление: на малых числах оборота вала двигателя рабочая смесь скоростного напора еще не имеет, а давление смеси в цилиндре растет. Вследствие запаздывания закрытия впускного клапана поступившая в цилиндр в течение такта впуска смесь начинает при обратном движении поршня перетекать из цилиндра обратно в карбюратор, что часто можно наблюдать у двигателей, имеющих большое перекрытие клапанов (М-72).

При увеличении числа оборотов скоростной напор рабочей смеси возрастает и тем самым преодолевает некоторое встречное давление, создаваемое ходом поршня. В этот момент и происходит так называемая дозарядка цилиндра.

Рабочая смесь во впускной системе — упругая среда, и изменение скорости впуска вызывает появление упругих колебаний. Собственная частота колебаний столба смеси зависит от конструктивных особенностей двигателя: длины впускного патрубка, продувочных каналов, диаметра и длины выпускной трубы и др.

При совпадении собственной частоты колебаний столба смеси с числом оборотов вала двигателя наступает резонанс. При этом

увеличивается подпор рабочей смеси и коэффициент наполнения повышается. Этим объясняется резкое «оживление», наблюдаемое на больших оборотах у многих спортивных двигателей.

Следовательно, запаздывание закрытия впускного клапана при больших числах оборотов до известного предела благоприятно сказывается на наполнении. Дальнейшее увеличение оборотов приводит уже к возрастанию гидравлических потерь, и коэффициент наполнения заметно падает. Таким образом, выбор момента закрытия впускного клапана зависит от предполагаемой характеристики двигателя, т.е. от того, при каком числе оборотов желательно, чтобы двигатель работал хорошо. Отсюда: чем больше число обо-

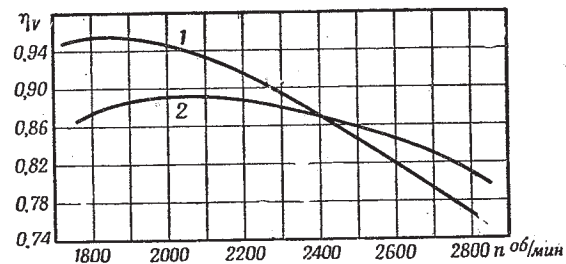


Рис. 86. Зависимость коэффициента наполнения от числа оборотов при двух значениях запаздывания закрытия впускного клапана:

1—запаздывание закрытия впускного клапана 60°, 2—запаздывание закрытия впускного клапана 90°

ротов вала двигателя, тем больший должен быть угол опережения открытия впускного клапана. На рис. 86 показано изменение коэффициента наполнения в зависимости от числа оборотов при двух значениях запаздывания закрытия впускного клапана (60—90°). При $n=2400$ об/мин величина η_v в обоих случаях одинаковая. На малых числах оборотов лучшее наполнение получается при запаздывании закрытия клапана в 60°; при повышении оборотов лучшие результаты получаются при запаздывании закрытия клапана на 90°.

Вторым, наиболее важным моментом является начало открытия выпускного клапана. Слишком раннее открытие до нижней мертвой точки приводит к потере полезной работы при рабочем ходе, но в то же время уменьшает величину отрицательной работы при выталкивании отработавших газов.

Практически рекомендуется заготовить 2—3 варианта кулачков, отличающихся по моменту закрытия впускного клапана, оставляя без изменения другие фазы газораспределения, затем несколько вариантов испробовать по началу выпуска, при наиболее выгодном моменте закрытия впускного клапана. Наиболее целесообразные моменты открытия и закрытия клапанов у двигателей той или иной конструкции определяются практически на тормозном станке (вместе с системой выпуска) по максимальной мощности.

В современных быстроходных двигателях впускной клапан открывается за 30—60° до в. м. т. и закрывается в пределах 30—70° после н. м. т. Выпускной клапан открывается за 60—85° до н. м. т. и закрывается на 30—55° после в. м. т.

Таким образом, у современных быстроходных двигателей применяется перекрытие клапанов в пределах 60—125°.

Увеличение угла перекрытия клапанов дает следующие положительные результаты:

1) улучшается очистка камеры сгорания от остаточных газов, что способствует большему наполнению цилиндра;

2) уменьшается температура головки, поршня и выпускного клапана, что повышает надежность работы двигателя.

Часть горючей смеси, поступающей в цилиндр во время перекрытия клапанов, уходит через выпускной клапан и теряется; несмотря на это, до определенного предела мощность двигателя повышается и надежность его работы возрастает.

Если же угол перекрытия клапанов увеличить чрезмерно, то это, не прибавляя мощности, поведет только к излишней потере рабочей смеси и ухудшению работы двигателя на средних оборотах. В гоночной практике бывают случаи такого увеличения продувки с целью понижения температурного режима. Но это допускают при скоростных заездах на 1 км со стартом с хода, когда можно не учитывать экономичность и ухудшение приемистости. У двигателей с таким газораспределением наблюдается сильная пульсация смеси во впускном патрубке и карбюраторе на малых и средних оборотах и сравнительно малая компрессия при пуске, несмотря на высокую степень сжатия. На больших оборотах пульсация прекращается.

В табл. 26 приведены фазы газораспределения некоторых мотоциклетных двигателей.

Таблица 26

Фазы газораспределения двигателей

Марка мотоцикла	Рабочий объем, см ³	Впускной клапан		Выпускной клапан		Перекрытие клапанов (градусы)	Продолжительность открытия клапанов (градусы)	
		начало открытия до в. м. т. (градусы)	конец закрытия после н. м. т. (градусы)	начало открытия до в. м. т. (градусы)	конец закрытия после в. м. т. (градусы)		впускной	выпускной
М-72	746	76	92	116	52	128	348	348
М-35	349	75	95	108	75	150	350	363
ТИЗ-7	348	48	70	85	60	108	298	325
Л-8	248	30	70	70	30	60	280	280

Примечание. Двигатель М-72 имеет чрезвычайно широкие фазы газораспределения. Это объясняется стремлением обеспечить бесшумность и длительность работы газораспределения за счет плавного поднимания и опускания клапанов.

Необходимо отметить, что фазы газораспределения еще не дают полного представления о наполнении, так как на наполнение влияет и множество других факторов, из которых следует отметить средний диаметр клапана, величину и характер его подъема.

На рис. 87 показаны основные размеры, характеризующие пропускную способность клапана. Диаметр клапанов обычно ограничивается размерами камеры сгорания. Подъем клапана для спортивных двигателей рекомендуется сделать равным 30% диаметра (горловины) клапанного отверстия.

Не изменяя фаз газораспределения, можно увеличить наполнение цилиндра:

1) посредством увеличения среднего диаметра клапана и расточки горловины;

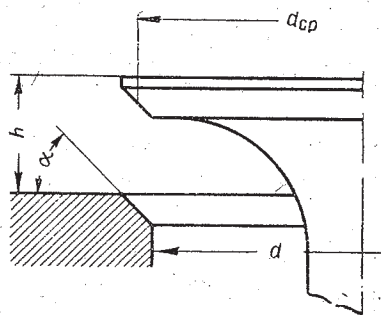


Рис. 87. Основные размеры, влияющие на пропускную способность клапана:

h —высота подъема клапана, d_{cp} —средний диаметр клапана, d —диаметр горловины, α —угол седла клапана

2) посредством увеличения подъема клапана за счет изменения плеч клапанного коромысла или за счет других конструктивных изменений, применимых к данной конструкции двигателя. Эти мероприятия могут значительно повысить наполнение, особенно у стандартных двигателей.

В настоящее время на соревнованиях часто появляются мотоциклетные двигатели, снабженные нагнетателями. Как правило, двигатели с наддувом не требуют большого перекрытия клапанов, ибо это вызывает чрезмерный расход смеси и лишнюю потерю мощности на вращение нагнетателя. В конечном итоге может получиться очень незначительное повышение мощности по сравнению с двигателем, форсированным по степени сжатия. Если в двигателе с наддувом для сохранения запаса прочности, нельзя допускать большого увеличения числа оборотов, целесообразно уменьшить перекрытие клапанов на 20–30°.

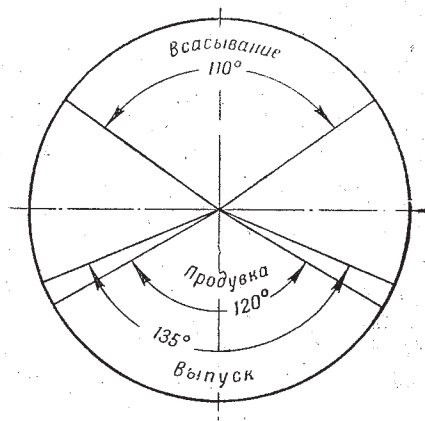


Рис. 88. Фазы газораспределения двухтактного двигателя

Наполнение двухтактных двигателей, как известно, меньше, чем у четырехтактных примерно на 40–50%. Этим и объясняется сравнительно малая литровая мощность двухтактных двигателей без нагнетателей. Фазы газораспределения для двухтактных двигателей подбираются большей частью практически, по ранее построенным и хорошо работающим двигателям. Так как в двухтактных мотоциклетных двигателях распределение газа производится поршнем и окнами, расположенными непосредственно в стенках цилиндра, то величина фаз газораспределения зависит от высоты окон. Чем выше окно, тем длиннее путь, проходимый поршнем вдоль окна, и тем дольше оно будет открыто. С увеличением числа оборотов время открытия окон сокращается и тем самым уменьшается наполнение цилиндра рабочей смесью.

Изменение фаз газораспределения двухтактного двигателя практически сводится к распиловке и чистой отделке окон. Для этого необходимо запастись 2–3 цилиндрами, ибо в случае ухудшения работы двигателя после увеличения окон восстановить цилиндр невозможно.

По выполненным конструкциям мотоциклетных двухтактных двигателей средние размеры окон указаны в табл. 27.

Таблица 27

Средние размеры окон цилиндра двухтактного двигателя

Высота окон по отношению к ходу поршня, %	Площадь проекции окон по отношению к площади поперечного сечения цилиндра, %
Впускных 22	Впускных 14–15
Продувочных 18	Продувочных 11–12
Выпускных 26	Выпускных 18–19

Средние величины фаз газораспределения у двухтактного двигателя приведены на рис. 88.

Влияние выпускной системы на наполнение цилиндров

Подбору выпускной системы мотоциклетные заводы уделяют большое внимание, так как та или иная система по-своему отражается на наполнении, мощности и экономичности двигателя. Общеизвестно, что чрезмерное противодавление на выпуске вызывает потерю мощности до 10%. При спортивных соревнованиях это недопустимо, за исключением особых случаев, предусмотренных правилами соревнования.

Поток отработавших газов, обладая кинетической энергией, в конце выпуска создает разрежение в цилиндре.

Когда разрежение дойдет до конца выпускной трубы, то вследствие перепада давления возникнет обратная волна, которая, также обладая скоростным напором, встретится с продувочной смесью и тем самым послужит как бы автоматическим затвором. Таким

образом, во время работы двигателя в выпускной трубе получается пульсация газа. Задача гонщика и состоит в том, чтобы подобрать такую трубу, частота колебаний газа в которой совпала бы с рабочим числом оборотов двигателя. При таком совпадении резко повышается наполнение цилиндра вследствие уменьшения потери

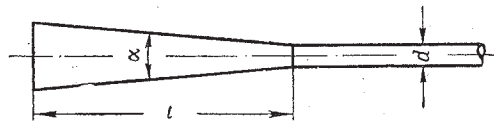


Рис. 89. Выпускная труба с конусообразным расширением (мегафон):

d —диаметр выпускной трубы, α —угол конуса (8—10°), l —длина конуса

рабочей смеси во время продувки и возрастает мощность двигателя. Частота колебаний газа в выпускной трубе зависит от ее длины. Чем короче труба, тем больше частота колебаний, и наоборот. Само собой разумеется, что все эти рассуждения справедливы только при герметичности всех соединений. Выбор размеров выпускной трубы обуславливается рабочими оборотами в вале двигателя.

Практически это достигается испытанием двигателя с трубами различной длины и диаметров.

Большой эффект дает применение выпускных труб с конусообразным расширением на конце—«мегафонов» (рис. 89). Испытания показывают, что их применение повышает коэффициент наполнения до 4%. Наибольший эффект достигается при больших оборотах; при малых оборотах коэффициент наполнения не повышается. На рис. 90 приведены кривые мощности, снятые на открытой трубе (без глушителя) и при трубе, снабженной мегафоном. Мощность возросла на 1,3 л. с., что соответствует повышению ее примерно на 3,5%. Такие выпускные трубы применяются на большинстве гоночных мотоциклов без нагнетателей. Ставить мегафоны на двигателях с нагнетателями нет особой надобности, так как у них хорошее наполнение обеспечивается нагнетателем.

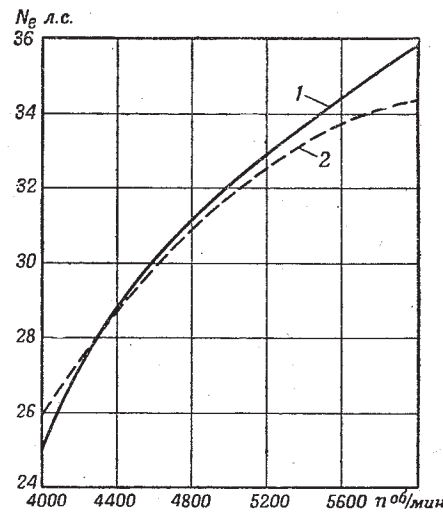


Рис. 90. Кривые мощности двигателя:

1—с расширяющимся выпускным патрубком, 2—с выпускной трубой без глушителя

рабочей смеси во время продувки и возрастает мощность двигателя.

Частота колебаний газа в выпускной трубе зависит от ее длины. Чем короче труба, тем больше частота колебаний, и наоборот. Само собой разумеется, что все эти рассуждения

Для обеспечения неразрывности струи газа, вытекающего из расширяющихся труб, конус раструба должен быть от 8 до 10°; что же касается длины L , то чем она больше, тем сильнее эффект. Однако при увеличении длины L возрастает диаметр раструба, а это практически ограничивает его длину. На рис. 89 показаны основные размеры для изготовления мегафона. Замена глушителя мегафоном резко увеличивает расход топлива, поэтому должно быть увеличено сечение жиклера, иначе можно перегреть и вывести из строя двигатель.

Применение нагнетателя на мотоциклетном двигателе

Назначение нагнетателя — повысить давление проходящего через него воздуха или рабочей смеси. Воздух при выходе из нагнетателя поступает в двигатель с повышенным давлением, и поэтому весовой заряд рабочей смеси увеличивается. С помощью нагнетателя повысить литровую мощность можно более успешно, чем при форсировании двигателя по степени сжатия.

Прирост мощности тем больше, чем выше наддув. Зависимость среднего эффективного давления p_e от величины давления наддува p_k показана на рис. 91. Необходимо, однако, иметь в виду, что чем выше давление наддува, тем выше температура и давление смеси в конце сжатия, что усиливает опасность детонации. Поэтому при наддуве необходимо снижать степень сжатия.

Это снижение зависит от давления наддува и определяется по следующей эмпирической формуле:

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\frac{p_k}{p_0}} = \sqrt{\frac{p_0 + \Delta p_k}{p_0}}$$

где

- ε_1 — наибольшая допустимая степень сжатия при работе без детонации на данном топливе без наддува;
- ε_2 — наибольшая допустимая степень сжатия при работе с наддувом;

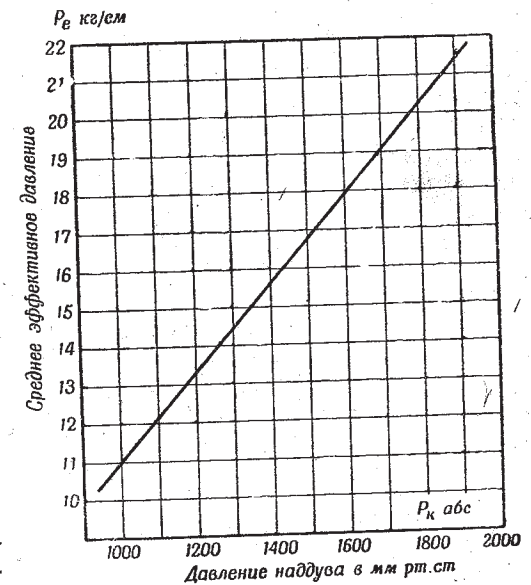


Рис. 91. График давления наддува

P_0 — атмосферное (барометрическое) давление, мм рт.ст.;

P_K — абсолютное давление наддува, мм рт.ст.;

ΔP_K — избыточное давление наддува, мм рт.ст.

Пример: двигатель работает со степенью сжатия $\epsilon_1 = 10$.

Задача: найти степень сжатия ϵ_2 при работе двигателя с наддувом $\Delta P_K = 300$ мм рт.ст. Барометрическое давление $= 750$ мм рт.ст.

$$\text{Решение: } \epsilon_1 = \sqrt{\frac{P_0 + \Delta P_K}{P_0}}; \epsilon_2 = \sqrt{\frac{10}{\frac{750 + 300}{750}}} = 8,45$$

При увеличении наддува до 750 мм рт.ст. степень сжатия:

$$\epsilon_3 = \sqrt{\frac{10}{\frac{750 + 750}{750}}} = \frac{10}{1,41} = 7,1.$$

Результаты экспериментальных работ, определяющих эффективность наддува, приведены в табл. 28.

С двухцилиндрового двигателя $V_h = 500$ см³ со степенью сжатия $\epsilon = 9,5$ без наддува была снята мощность 42 л. с.

С того же двигателя при наддуве 748 мм рт.ст. и степени сжатия 6,65 была снята мощность 72 л. с.

На мотоциклетных двигателях применяются объемные нагнетатели, которые при каждом обороте вала всасывают определенный объем воздуха. Повышение давления в них зависит от соотношения объемов всасываемого и выталкиваемого воздуха за один оборот вала нагнетателя и от его конструкции. Нагнетатели устанавливаются на двигателе с шестеренчатым или цепным приводом, и на их вращение отнимается часть мощности двигателя. Это вызывает понижение механического к. п. д. Чем большее давление обеспечивает нагнетатель, тем большая мощность требуется для его вращения. Однако целесообразность применения нагнетателей со значительными давлениями (до 2,5 кг/см²) доказывается практикой при использовании их на рекордных мотоциклах.

Таблица 28

Эффективность наддува при применении нагнетателя

P_K — избыточное давление наддува, мм рт.ст.	ϵ — степень сжатия	N_e — эффективная мощность, л. с.	N_L — литровая мощность, л. с./л
0	9,5	42	84
235	8,2	52,5	105
362	7,7	58	116
490	7,3	63	126
620	7,0	68	136
748	6,65	72	144

На рис. 92 изображена схема установки объемного нагнетателя. Это простой механизм, состоящий из двух роторов циклоидальной

формы, приводимых в действие шестернями, вращающимися в противоположных направлениях. Роторы помещаются в алюминиевом кожухе с минимальным тепловым зазором и могут быть двухлопастные и трехлопастные (рис. 93).

При вращении смесь из впускного патрубка попадает в пространство между роторами и корпусом нагнетателя, а затем вы-

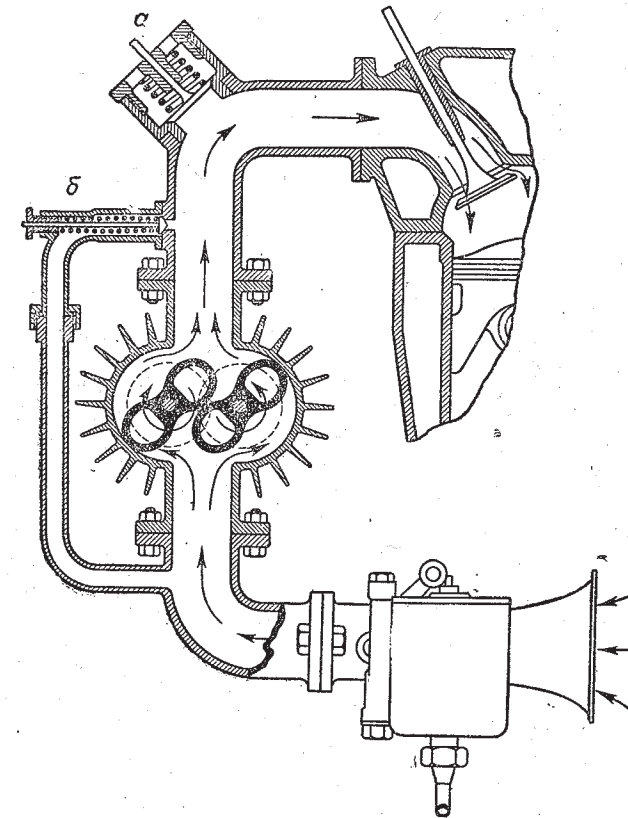


Рис. 92. Схема постановки нагнетателя:

а — предохранительный клапан, б — перепускной клапан

жимается в трубопровод. Движение смеси указано стрелками. Нагнетатель установлен после карбюратора, что дает ряд преимуществ: во-первых, при такой схеме карбюраторы обычного мотоциклетного типа могут быть использованы без переделки, во-вторых, топливо хорошо распыливается и смешивается с воздухом. Увеличенная однородность смеси и более полное испарение улучшают процесс сгорания.

Нагнетатели объемного типа, показанные на рис. 92 и 93, просты и надежны в эксплуатации и могут работать при оборотах,

превышающих обороты вала двигателя. Нагнетатели этого типа применяются только для создания давления наддува в пределах 1—1,5 кг/см². Это их существенный недостаток, так как при больших давлениях мощность, затрачиваемая на их вращение, резко возрастает.

Для давления наддува выше 1,5 кг/см² применяют объемные нагнетатели лопаточного типа, схемы которых показаны на рис. 94. В цилиндрическом корпусе вращается эксцентрично расположенный барабан. При вращении барабан увлекает лопатки, насаженные на вал, являющийся концентричным к наружному корпусу.

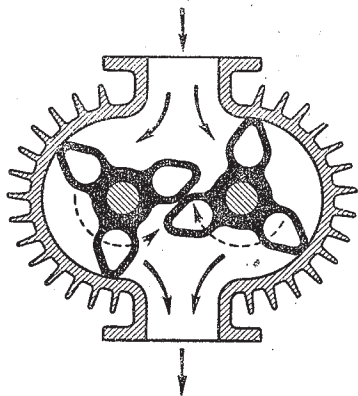


Рис. 93. Схема трехлопастного объемного нагнетателя

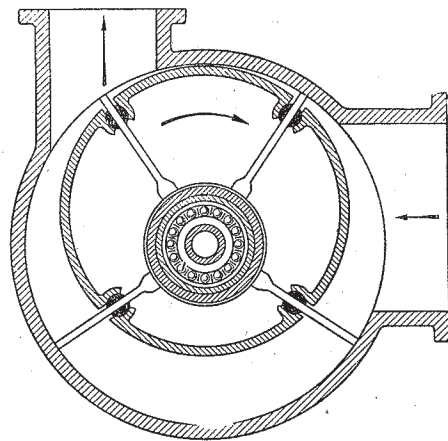


Рис. 94. Схема объемного нагнетателя лопаточного типа

Лопатки пропущены через специальные уплотнительные фибровые валики, вставленные в продольные прорезы на окружности внутреннего барабана.

Между внутренней поверхностью корпуса и наружной поверхностью барабана образуется полость, разделенная лопатками на отсеки переменного объема. Всасывающий эффект возникает при вращении внутреннего барабана. Рабочая смесь, попадая из карбюратора в полости между лопатками, с одной стороны корпуса переносится при вращении на другую сторону, на пути поджигается и направляется по трубопроводу к впускному клапану двигателя.

По такому же принципу работает нагнетатель, показанный на рис. 95, отличающийся от предыдущего конструктивным выполнением. Здесь противолежащие лопатки соединены в одно целое; движение лопаток в прорезях барабана происходит вследствие наличия специальных башмаков, скользящих по поверхности эксцентриков, жестко связанных с неподвижными крышками корпуса. При вращении вала эксцентрики попеременно отжимают

лопатки и заставляют весь барабан в своем вращении описывать циклоидальную кривую. Циклоидальное движение взаимно перпендикулярных лопастей барабана и осуществляет всасывающий эффект в неподвижном корпусе нагнетателя.

На больших оборотах у нагнетателей последних двух типов получаются большие напряжения в лопатках; кроме того, зна-

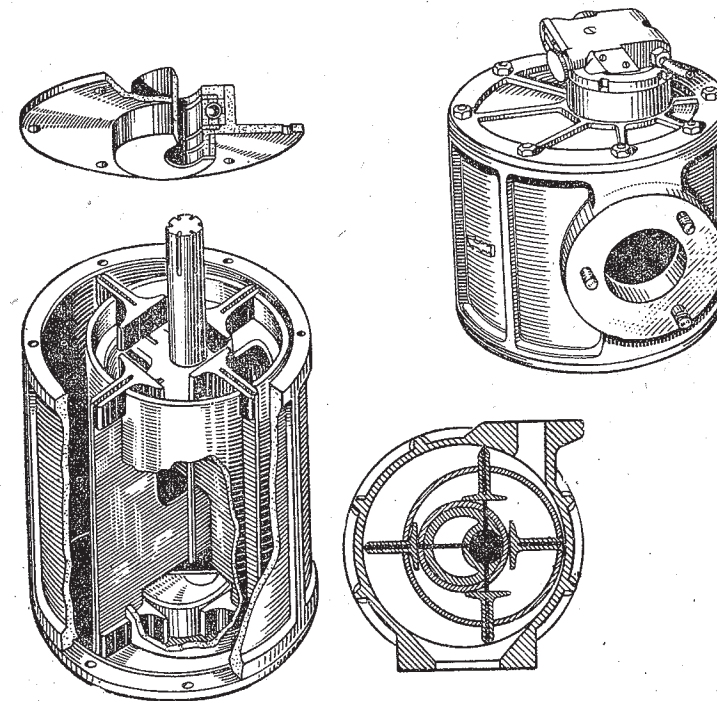


Рис. 95. Объемный нагнетатель

чительно возрастают механические потери от трения лопаток в прорезях барабана. По этим соображениям рабочее число оборотов нагнетателя не должно превышать число оборотов вала двигателя.

Нагнетатели лопаточного типа успешно применены на мотоциклах ГК-1, М-35К, конструкции Шумилкина и др.

Потребная мощность на вращение нагнетателя лопаточного типа составляет примерно 10—20% индикаторной мощности.

Особенности эксплуатации двигателя с нагнетателем

Во время работы в нагнетателе происходит сжатие, вызывающее повышение температуры. Поэтому во избежание перегрева и заедания нагнетатель необходимо ставить в передней части двигателя.

Карбюратор обычно ставится непосредственно на корпус нагнетателя. Чтобы избежать попадания посторонних тел, которые могут разрушить нагнетатель, на воздушный патрубок карбюратора ставят мелкую сетку.

В случае постановки карбюратора перед нагнетателем размер диффузора необходимо увеличить. Постановка карбюратора с малым диффузором может сильно дросселировать нагнетатель при входе, и давление при выходе из нагнетателя снизится.

Снижение давления в некоторых случаях приводит к резкому охлаждению смеси вплоть до температуры ниже нуля, особенно при работе на спиртовых смесях. В результате появляются перебои в работе двигателя из-за ухудшения испарения топлива и, кроме того, может возникнуть опасность обеднения смеси со всеми вытекающими отсюда последствиями, например заеданием поршня.

В конструкции привода к нагнетателю желательно поставить фрикционную муфту, которая обеспечивает пробуксовку в случае резкой остановки двигателя.

Наиболее целесообразна установка нагнетателей на многоцилиндровых двигателях с малым диаметром цилиндра. Это объясняется двумя основными причинами:

1) двигатель с цилиндрами малых диаметров удастся больше форсировать и лучше охлаждать;

2) при многоцилиндровом двигателе легче подобрать частоту пульсации нагнетателя, совпадающую с частотой ходов впуска двигателя.

При наддуве одноцилиндрового двигателя рекомендуется поставить дополнительный ресивер между цилиндром и нагнетателем. Объем ресивера должен быть равен 6 рабочим объемам цилиндра. Во избежание взрыва в ресивере необходимо установить предохранительный клапан. Однако при наличии ресивера управление оборотами двигателя становится не вполне четким, так как после закрытия дроссельной заслонки двигатель еще продолжает работать на больших оборотах за счет наличия смеси в ресивере. Поэтому требуется постановка дополнительного дросселя.

Повышение числа оборотов и давления при работе с нагнетателем увеличивает нагрузку на кривошипный механизм; о повышении прочности его необходимо позаботиться перед постановкой нагнетателя.

Чтобы получить высокую литровую мощность при работе с наддувом, необходимо обеспечить надлежащее охлаждение двигателя, особенно при высоких степенях наддува. Это можно достичь применением увеличенного оребрения, алюминиевых сплавов и водяным охлаждением цилиндров.

Не исключена возможность, что при применении наддува увеличение крутящегося момента двигателя вызовет пробуксовку сцепления; на практике это бывает часто. Обеспечить надежность сцепления можно увеличением количества пружин или усилением их, а также установкой дополнительных дисков.

Основные размеры рабочей части нагнетателя, устанавливаемого на двигатель, определяются расчетом. Из практики известно, что объем воздуха, подаваемого в цилиндр двигателя за такт впуска, должен быть для наддува средней величины ($\rho_k = 1,6-1,8 \text{ кг/см}^3$) примерно в 2 раза больше объема цилиндра.

УМЕНЬШЕНИЕ МОЩНОСТИ ТРЕНИЯ

Мощность, полученная непосредственно в цилиндре двигателя в результате сгорания топлива, называется индикаторной мощностью — N_i . Мощность, получаемая на валу двигателя, называется эффективной мощностью — N_e . Разность мощностей $N_i - N_e$ называется мощностью трения.

Мощность трения составляет сумму потерь мощности: на трение поршня, шатуна, кривошипа, на приведение в действие механизма газораспределения, на работу, затрачиваемую при тактах впуска и выпуска (насосные потери), вращение масляного насоса, магнето, генератора и пр.

Отношение эффективной мощности к индикаторной называется механическим к. п. д.:

$$\eta_m = 0,7 - 0,85.$$

Можно сказать, что механический к. п. д. — η_m определяет, насколько совершен двигатель с точки зрения его конструкции, чистоты обработки деталей и качества сборки.

Полные потери на трение в любом двигателе (при постоянной температуре и смазке) зависят:

- 1) от потерь на трение в кривошипном механизме;
- 2) от потерь на обслуживание (насосные потери и приведение в действие вспомогательных механизмов).

Главной потерей на трение следует считать трение поршня, которое определяется тремя факторами:

- 1) величиной и состоянием трущихся поверхностей;
- 2) средними давлениями между этими поверхностями;
- 3) характером смазки.

По экспериментальным данным, характер распределения потерь мощности в двигателе с достаточной точностью можно определить по табл. 29.

Табл. 29 показывает, что наибольшую потерю мощности двигателя вызывает трение в поршневой группе. Поэтому на монтаж поршня и поршневых колец необходимо обратить особое внимание. Величина потерь на трение в поршневой группе в значительной степени зависит от температуры масла, как это показано на рис. 96. Наименьшие потери на трение будут при рабочей температуре масла 95° .

При циркуляционной смазке наименьшие потери на трение будут при температуре подводящего к двигателю масла от 60 до 70° .

Таблица 29

Распределение потерь мощности в двигателе

Характер потерь	Величина потерь всей мощности трения, %	Величина потерь индикаторной мощности, %
I. Потери на трение		
Трение поршня и поршневых колец	45—65	6—8
Трение в подшипниках коленчатого вала	6—12	1—2
II. Потери на обслуживание		
Работа насосных ходов	12—18	2—3
Механизм газораспределения	6—12	1—2
Насос, магнето и др.	6—12	1—2

Чрезмерное повышение температуры масла вызывает увеличение потерь на трение; это объясняется нарушением масляной пленки и появлением полусухого трения. При этом температурный режим двигателя катастрофически растет вплоть до заедания деталей двигателя; одновременно понижается мощность.

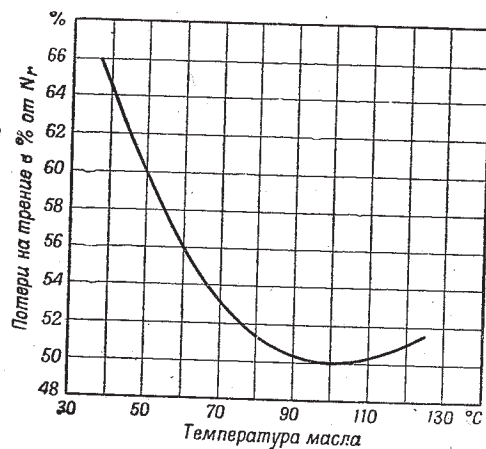


Рис. 96. Потери мощности на трение в зависимости от температуры масла, входящего в двигатель

В современных быстросходных двигателях сила клапанных пружин достигает большой величины от 65 до 90 кг. Поэтому детали распределительного механизма работают с большими нагрузками и требуют смазки под давлением.

Масло должно подводится непосредственно к трущимся поверхностям. Обильная смазка механизма газораспределения, помимо уменьшения потерь на трение, обеспечивает отвод тепла от трущихся поверхностей и уменьшает шум в распределительном механизме.

Для уменьшения потерь на трение в двигателе необходимо соблюдать следующие условия:

1) содержать в зеркальном состоянии рабочую поверхность цилиндра;

2) уменьшать потери на обслуживание двигателя, снимая генератор и другие ненужные при соревнованиях агрегаты;

3) производить тщательную подгонку поршня и колец;

4) обеспечивать и поддерживать нормальный температурный режим работы двигателя по маслу, а для двигателя с водяным охлаждением и по воде;

5) не допускать работы холодного двигателя на больших оборотах;

6) тщательно отделывать и полировать трущиеся детали.

Чтобы выполнить четвертое условие, гонщик перед стартом должен прогреть двигатель, доведя его до нормального температурного режима. Это особенно важно перед прохождением коротких дистанций.

Лучше всего прогревание достигается при проезде на мотоцикле, так как в это время одновременно прогреваются и агрегаты мотоцикла — коробка передач и подшипники колес.

Если по условиям соревнования приходится стартовать с холодным двигателем, то на первых километрах следует идти на неполном открытии дроссельного золотника; это необходимо, чтобы постепенно выравнивать температуру деталей двигателя.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЯ НА ЕГО МОЩНОСТЬ

Получение высокой литровой мощности зависит от конструкции двигателя и от качества применяемых материалов.

Наиболее существенное и предопределяющее значение для получения высокой литровой мощности имеет принципиальная схема привода распределительного механизма, тесно связанная с формой камеры сгорания.

При прочих равных условиях количество теряемого тепла, уходящего в стенки головки, зависит главным образом от размеров поверхности камеры сгорания.

Следовательно, отношение поверхности камеры сгорания к ее объему обуславливает величину тепловых потерь. При уменьшении этого отношения количество теряемого тепла будет падать, а индикаторный к. п. д.¹ возрастать. Иначе говоря, чем меньше поверхность камеры сгорания при данном ее объеме, тем выше может быть индикаторный к. п. д. Наиболее целесообразной с этой точки зрения следует считать полусферическую камеру сгорания.

На рис. 97 приведены схемы камер сгорания, применяемые на мотоциклетных двигателях. Если считать полусферическую ка-

¹ Индикаторным к. п. д. двигателя называется отношение количества тепла, превращенного в индикаторную работу, ко всему количеству тепла, выделившегося при сгорании топлива.

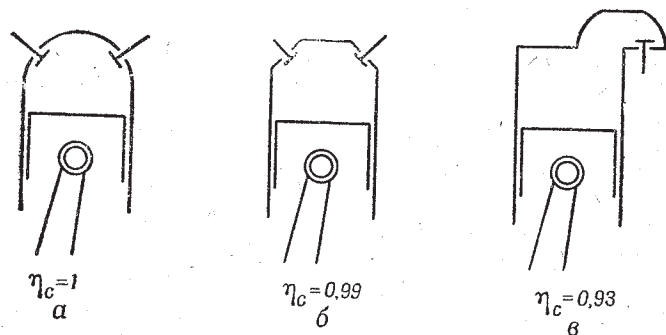


Рис. 97. Схемы камер сгорания:
а — полусферическая, б — шатровая, в — с боковыми клапанами

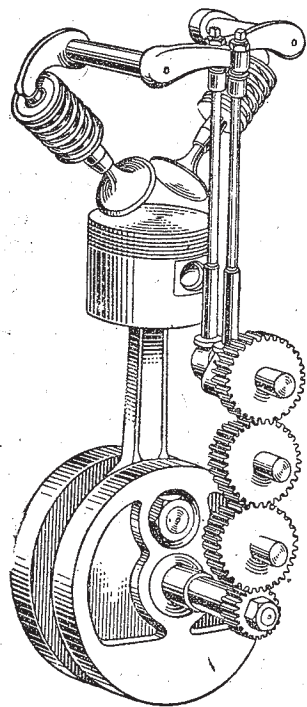


Рис. 98. Схема распределительного механизма с короткими штангами

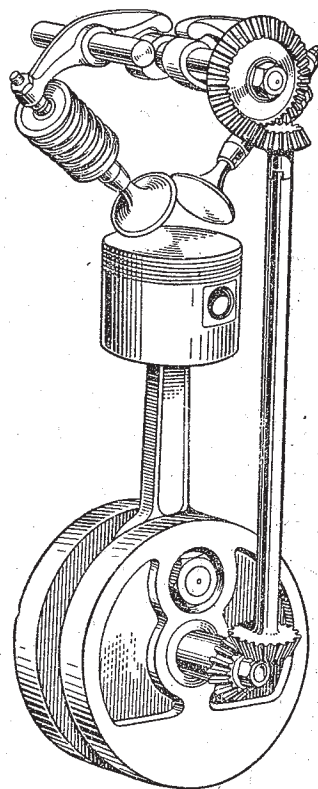


Рис. 99. Схема распределительного механизма с верхним распределительным валом

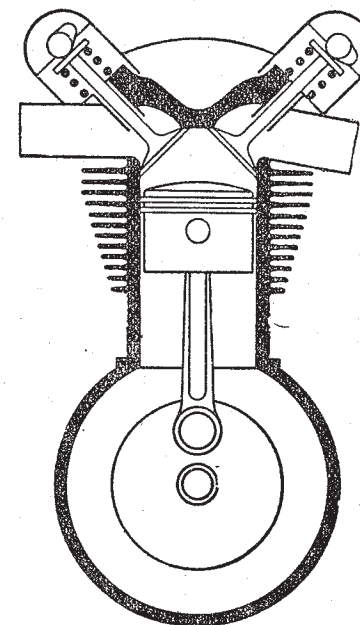


Рис. 100. Схема распределительного механизма гоночного двигателя с двумя распределительными валами

меру сгорания наиболее рациональной, причем условный к. п. д. η_c ее работы равен 1, то в последующих двух видах камер к. п. д. получается равным 0,99 и 0,93. Обычно в спортивных двигателях днище поршня делается выпуклым, и камера сгорания современного гоночного двигателя принимает вид, показанный на рис. 76.

Современные гоночные двигатели — многооборотные (5500—8500 об/мин.). Получение столь высоких оборотов при клапанных двигателях ограничивается конструкцией привода газораспределения. Так как при увеличении оборотов сильно возрастают силы инерции возвратно-движущихся частей клапанного механизма, то для своевременного закрытия и открытия клапанов у быстроходного двигателя требуются более сильная клапанная пружина и меньший вес возвратно-движущихся деталей клапанного механизма.

Конструктивно это достигается применением коротких и облегченных штанг (рис. 98) и применением верхнего распределительного вала (рис. 99). Лучшей схемой распределительного механизма, допускающей минимальный вес возвратно-движущихся деталей, является верхний привод с двумя распределительными валиками (рис. 100). Применение шпильных пружин вместо спиральных также способствует увеличению числа оборотов двигателя.

При повышении тепловой нагрузки у современных гоночных двигателей становится необходимым применять водяное охлаждение и уменьшение рабочего объема одного цилиндра. Двигатель с малыми размерами цилиндров легче поддается форсированию по степени сжатия и увеличению числа оборотов.

Особое внимание уделяется смазке. У спортивных мотоциклетных двигателей под давлением смазывается кривошипный механизм, распределительный механизм и другие трущиеся детали двигателя, вплоть до направляющих клапанов. Рис. 101 дает представление о таком двигателе.

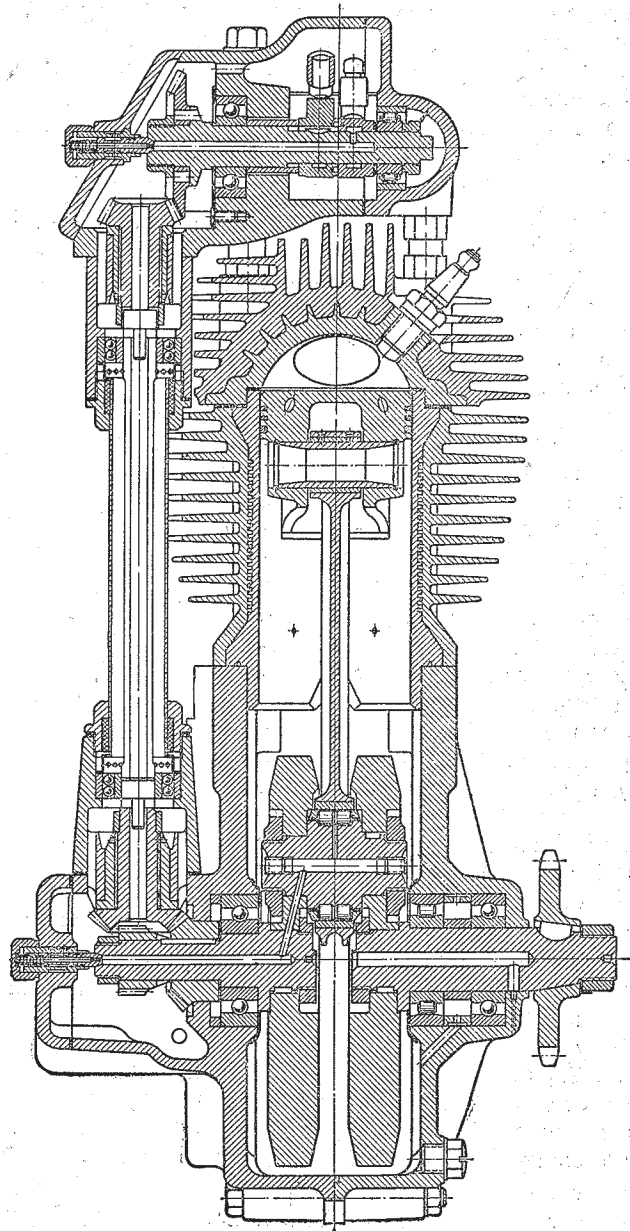
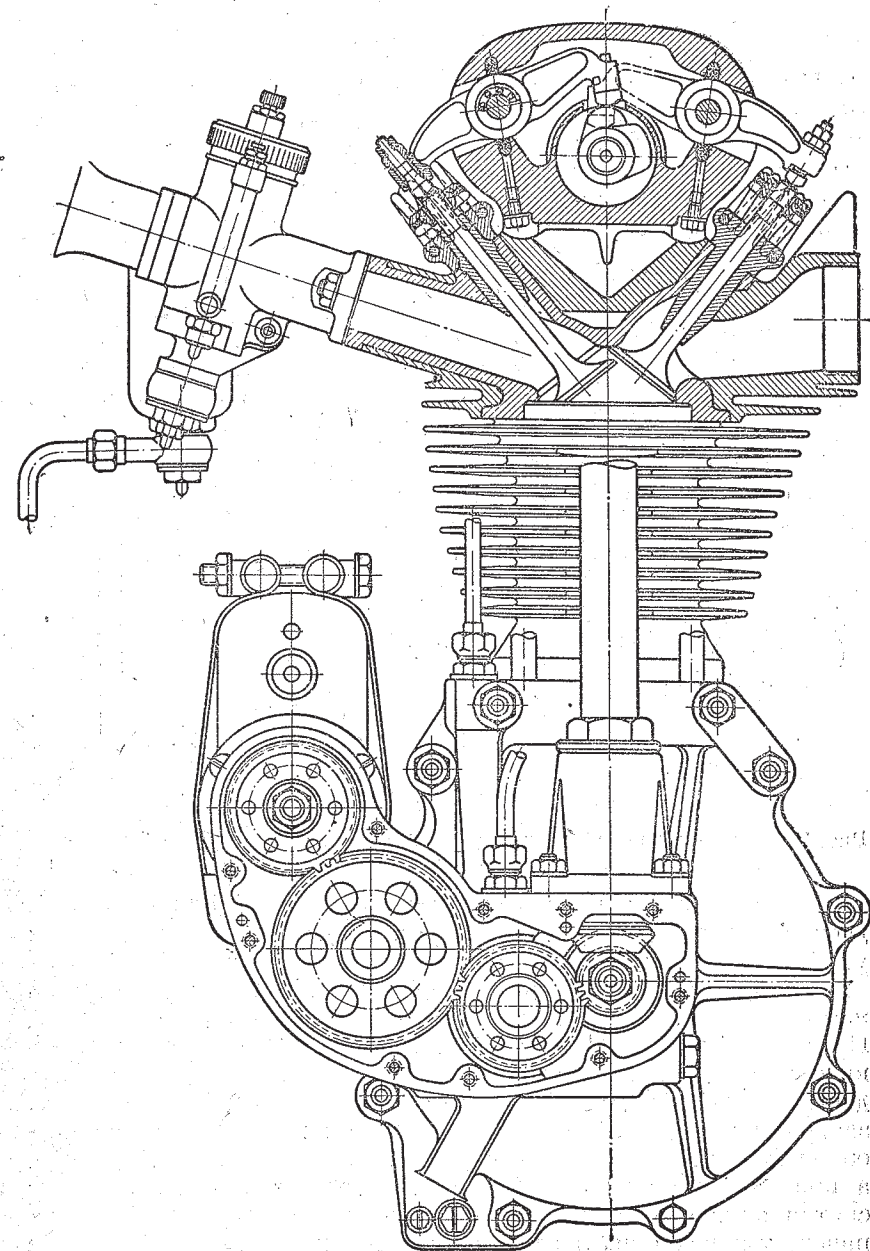


Рис. 101. Спортивный



Двигатель ТИЗ-7

МОНТАЖ ДВИГАТЕЛЯ

Разборка двигателя

Перед тем как разобрать двигатель, необходимо произвести внешний осмотр и измерить степень сжатия, ознакомиться со схемой системы смазки, записать расположение штуцеров входа и выхода масла, чтобы не перепутать их при монтаже, проверить и записать величину тепловых зазоров между клапанами и толкателями, момент опережения зажигания и фазы газораспределения.

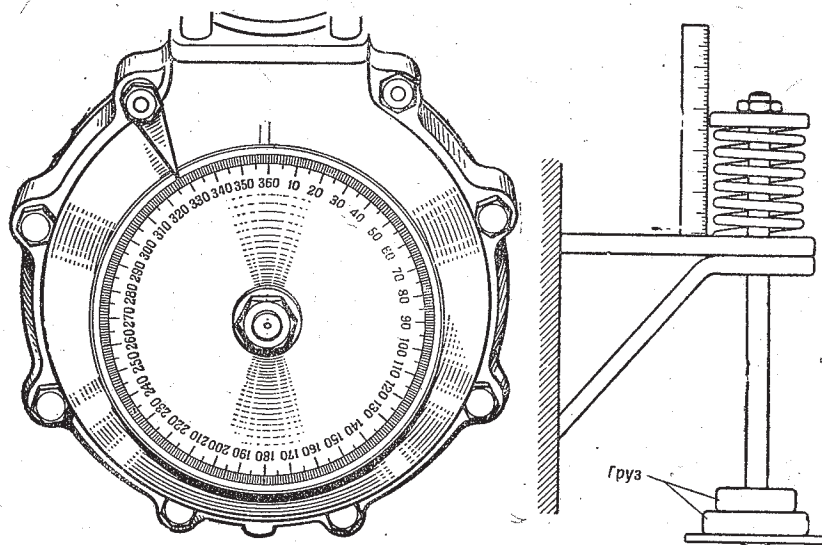


Рис. 102. Градуированный диск для снятия фаз газораспределения

Рис. 103. Способ замера силы клапанной пружины

Для снятия фаз изготавливается металлический или картонный диск с делениями от 0 до 360° (рис. 102). Градуированный диск укрепляется на вал двигателя.

Перед замером поршень устанавливается в положение верхней мертвой точки. Положение диска фиксируется стрелкой на 0°. Правильное положение верхней мертвой точки и совпадение стрелки с делением 0° проверяется несколько раз. Затем, вращая вал двигателя по ходу, отмечают моменты начала открытия и конца закрытия клапанов. Во время снятия фаз газораспределения необходимо измерить высоту подъема клапанов, высоту пружин, а при закрытых клапанах и расстояние между витками. После снятия пружин сравнивают высоту впускных и выпускных клапанов, так как они, а следовательно, и клапанные пружины не всегда одинаковы.

Самое важное при разборке — наблюдательность. Иногда заводы изготавливают клапаны впуска и выпуска из разных материалов.

так как по условиям работы клапаны претерпевают разные температурные режимы. Чтобы не перепутать клапаны, заводы обычно делают на них метки; если меток нет, то при разборке необходимо их поставить.

Силу клапанных пружин проверяют двумя способами: расчетным и экспериментальным. Проверка расчетным способом производится по общепринятым формулам, а экспериментальным — при помощи динамометра или приспособления, изображенного на рис. 103. К одному концу стального стержня диаметром 6—8 мм приклепывается металлическая тарелка для груза; на втором конце стержня делается резьба. Пружина ставится на горизонтально укрепленную площадку; снизу продевается стержень, накладывается шайба и закрепляется гайкой; затем кладется груз. Вес груза подбирается с таким расчетом, чтобы сжать пружину до замеренной высоты при закрытом клапане. Затем добавляют груз до тех пор, пока пружина сожмется на высоту подъема клапана. Сила пружины будет равна положенному грузу плюс вес стержня с гайкой и шайбой.

Перед разборкой необходимо также записать осевой зазор вала двигателя, проверить, имеются ли заводские метки сборки шестерен распределения, или поставить свои, чтобы обеспечить правильный монтаж.

После разборки все детали необходимо очистить от нагара и тщательно промыть, затем произвести обмер и внешний осмотр рабочих поверхностей.

Чтобы определить износ деталей двигателя, желательно сравнить размеры деталей с заводскими данными (если они имеются) и составить ведомость неисправностей для их устранения.

Определение пропускной способности клапана

Чтобы выявить конструктивные особенности клапанного механизма двигателя и выбрать рациональный способ форсирования, необходимо произвести некоторые расчеты по определению потребной высоты подъема клапана, проверить скорость газа и силу клапанной пружины.

Все эти факторы связаны между собой и характеризуют пропускную способность клапанного механизма на повышенных оборотах вала двигателя.

С увеличением числа оборотов, как уже было сказано, возрастают гидравлические потери при впуске вследствие увеличения скорости смеси, проходящей через клапан. Скорость смеси у впускного клапана в современных спортивно-гоночных двигателях доходит до 110 м/сек. Проходное сечение для горючей смеси при полном подъеме клапана представляет собой поверхность усеченного конуса (см. рис. 87).

Величину угла α принимают 30 и 45°. Угол седла в 30° несколько увеличивает проходное сечение, но ухудшает возможность хорошего

уплотнения клапана в седле. В современных гоночных двигателях угол 30° берут для впускного, а для выпускного клапана 45° .

Величина подъема клапана в современных двигателях принимается от 6 до 12 мм. Меньшая величина подъема относится к цилиндрам с рабочим объемом до 200 см^3 и большая — к цилиндрам до 500 см^3 .

Зная величину подъема, диаметр клапана и седла, легко подсчитать скорость смеси в клапанах. Подсчет средней скорости рабочей смеси производится исходя из равенства объема смеси, проходящей через клапан в единицу времени, и объема, описываемого поршнем, по следующей формуле:

$$v_2 \cdot F_{кл} = F_n v_{порш. ср.},$$

$$v_2 = \frac{F_{порш}}{F_{кл}} \cdot v_{порш. ср.},$$

где

v_2 — средняя скорость рабочей смеси в клапане, м/сек;

$F_{кл}$ — проходное сечение клапана при полном подъеме, м^2 ;

$F_{порш}$ — площадь поршня, м^2 ;

$v_{порш. ср.}$ — средняя скорость поршня определяется по формуле:

$$v_{порш. ср.} = \frac{S \cdot n}{30} \text{ м/сек},$$

где

S — ход поршня, м,

n — число оборотов вала двигателя в минуту.

После подстановки в это равенство найденного выше выражения для определения $F_{кл}$ получается, что целесообразная высота подъема клапана должна быть равной $0,30 d$, т. е. 30% диаметра горловины клапана.

Требуемая сила клапанной пружины зависит от числа оборотов вала двигателя и веса возвратно-движущихся деталей клапанного механизма. Сюда входят: вес толкателя, штанги, упорных шайб, клапаны конусного замка и половина веса спиральных пружин. В случае постановки шпильчатых пружин вес ее не учитывается. Кроме того, на подбор силы клапанной пружины влияет форма кулачка, ибо необходимая сила прижатия толкателя к кулачку зависит от силы инерции, отрывающей толкатель от кулачка, а эта сила зависит, в свою очередь, от формы кулачка. Чем быстрее будет закрываться клапан, тем сильнее потребуются сила клапанной пружины. В современных спортивно-гоночных мотоциклетных и автомобильных двигателях сила клапанной пружины при полном открытии клапана доходит до 90 кг (при диаметре стержня 9—10 мм). Этим и объясняется быстрый износ поверхности кулачков у таких двигателей. Для уменьшения износа необходимо увеличить ширину кулачка и улучшить смазку. Способ замера силы клапанной пружины указан выше. Усилить клапанную пружину можно путем подкладывания под нее шайбы толщиной 2—3 мм.

При этом необходимо проверить, есть ли зазор между витками

пружины при полностью открытом клапане и при его отсутствии подобрать новую пружину на несколько килограммов сильнее. Вторым способом улучшения работы клапанного механизма может быть облегчение веса возвратно-движущихся частей путем сверления или изготовления деталей из более легких металлов или из лучших сортов термически обрабатываемых сталей.

Монтаж клапанов

Нормальная работа клапанов может быть обеспечена только в том случае, если нет пропуска газа. При пропуске по той или иной причине газа двигатель теряет мощность, а клапан быстро перегревается, сгорает или обрывается. Перегретый клапан может вызвать преждевременную вспышку или детонацию. В особо тяжелых условиях работает выпускной клапан. Рабочая температура его при полностью открытом дросселе достигает 750° .

Признаками неудовлетворительной работы клапанов являются:

- 1) перебой в работе двигателя на больших оборотах;
- 2) резкое снижение мощности, которое может быть результатом:
 - а) подгорания клапана,
 - б) изгиба стержня клапана,
 - в) большого количества нагара, попадающего под клапан,
 - г) чрезмерного износа поверхности прилегания клапана и гнезда,
 - д) отставания клапана на больших оборотах вала двигателя вследствие ослабления пружины,
 - е) чрезмерного износа направляющих клапанов.

Пригодность клапана для дальнейшей работы определяется по его состоянию. Для этого, прежде всего, необходимо очистить головку и клапан от нагара, просмотреть клапанные гнезда и т. д. Изгиб стержня или деформацию тарелки клапана проверяют просмотром на свет, причём клапан ставится на рабочее место без пружины. Затем, установив головку камерой сгорания к свету, вращают клапан. Если имеется биение, то между гнездом и тарелкой клапана появится просвет. Этот способ проверки рекомендуется применять и при изготовлении новой направляющей или нового клапана. Изготавливать выпускной клапан рекомендуется из стали ЭИ-69. Впускной клапан может быть изготовлен из любого подходящего по размерам другого клапана. На рис. 104 показан износ клапанов в различных случаях.

Признаками слабой пружины могут служить следы касания клапана о днище поршня. Такие следы остаются также при чрезмерном износе направляющих втулок. Выбор способа устранения неисправности клапанов зависит от величины износа, от имеющихся запасных частей и оборудования. Гнездо фаски исправляется специально для этого предназначенной фрезой. В большинстве случаев гнездо клапана делается под углом 45° , поэтому фреза должна быть изготовлена под тем же углом. При исправлении клапанного

гнезда фрезой необходимо фаску клапана проточить на токарном станке или шлифовать на специальном станке.

После этих операций притирают клапан пастой из мелкого наждачного или другого абразивного порошка и масла. При хорошей притирке появляется гладкая матовая поверхность прилегания клапана шириной 1,5—2,5 мм. Затем окончательно полируют клапан пастой ГОИ.

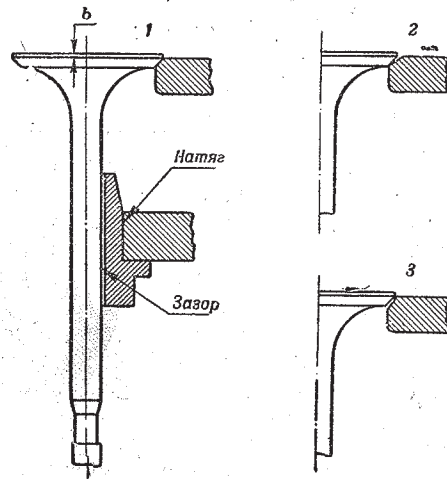


Рис. 104. Случаи износа рабочей кромки клапана:

1—нормальное прилегание клапана, 2—3—примеры неправильных посадок клапана

Герметичность клапана в собранном виде проверяется керосином или под давлением воздуха. В последнем случае делают специальную заглушку с вентилем от камеры и манометром. Для проверки герметичности керосином клапан заливают со стороны впускного или выпускного патрубка. Если появляются следы утечки керосина с внутренней стороны головки, то это значит, что герметичность недостаточна.

Зазоры в клапанах

Нормальная работа клапанов нарушается вследствие износа стержня клапана и направляющей втулки. При большом зазоре клапан сильно колеблется и не садится плотно в свое гнездо. Такое колебание при большом числе оборотов приводит к изгибу клапанов. В этом случае необходимо сменить направляющую втулку и клапан. Зазор между стержнями клапана и направляющей втулкой для впускного и выпускного клапанов устанавливается различной величины.

Зазор (см. рис. 104) между стержнем и направляющей втулкой нового впускного клапана устанавливается в пределах 0,08—0,10 мм, наибольший — 0,15 мм. Зазор для нового выпускного клапана, который подвергается большому нагреву, устанавливается в пределах 0,13—0,15 мм, наибольший — 0,2 мм.

При замене направляющей втулки клапана необходимо строго соблюдать соосность между внутренним и внешним диаметрами. Выпрессовка и запрессовка втулки производятся весьма несложными приспособлениями, изображенными на рис. 105.

После постановки втулки обычно происходит усадка, поэтому следует пройти отверстие разверткой, подобранной по диаметру

стержня клапана. Затем, поставив клапаны, проверяют указанным выше способом, имеются ли зазоры и прилегают ли клапаны по гнезду. Вращая клапан, одновременно проверяют биение или неравномерный износ стержня. Неисправности устраняются различными способами в зависимости от конструктивных особенностей и ошибок, допущенных при изготовлении.

Для уменьшения гидравлических потерь необходимо шлифовать и полировать впускной канал, головку цилиндра и поршня.

При этой операции может возникнуть желание срезать выходящий в канал конус направляющей втулки впускного клапана. Но делать это не рекомендуется. Посредством специального испытания установлено, что при длинной направляющей клапана обтекание ее горючей смесью и наполнение цилиндра лучше, чем при короткой. Гораздо целесообразнее придать направляющей втулке более обтекаемую форму, чем обрезать ее. Направляющие втулки рекомендуется изготавливать из фосфористой бронзы, даже если она ранее была изготовлена из чугуна.

Перед сборкой клапана необходимо проверить посадку замка тарелки клапанной пружины. К этой операции нужно отнестись особенно внимательно, так как неправильная постановка конусного замка приводит к проваливанию клапана внутрь цилиндра со всеми вытекающими отсюда последствиями. Конусный замок проверяется как по выточке на клапане, так и по конусу тарелки. Постановку замка можно считать правильной только при хорошем прилегании по обоим указанным местам, как это показано на рис. 106. Если наблюдается большая выработка замка и буртика клапана по верхнему торцу, показанная на том же рисунке, это необходимо исправить заточкой на станке и заменить замок.

Удостоверившись в правильной подготовке клапанов, можно приступить к сборке. Сначала следует еще раз тщательно промыть в чистом бензине головку, клапан и другие детали, слегка смазать штоки клапанов и, используя приспособление, показанное на рис. 107, поставить пружины. Затем нужно проверить состояние под-

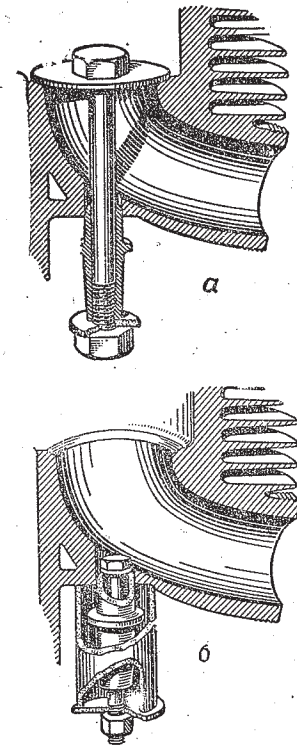


Рис. 105. Приспособления для монтажа направляющих втулок клапанов:

а—приспособление для запрессовки старой втулки, б—приспособление для выпрессовки старой втулки

шипников коромысла. Если есть большой люфт, необходимо заменить подшипники, палец или втулки в зависимости от износа деталей и конструкции.

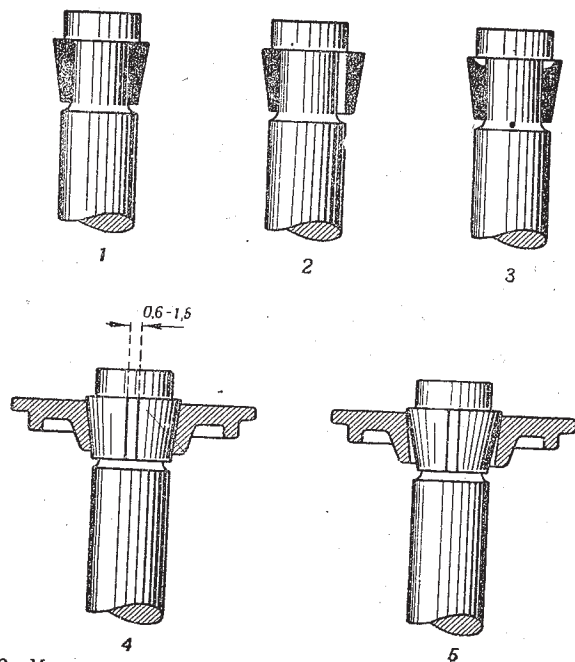


Рис. 106. Монтаж замка и упорной шайбы клапанной пружины

1—правильная постановка конусного замка, 2, 3—неправильная постановка конусного замка, 4—правильная постановка клапанной тарелки, 5—неправильная постановка клапанной тарелки

Следует непременно устранить люфт в коромыслах, ибо это сильно нарушает точность регулировки зазоров и вообще работу клапанов.

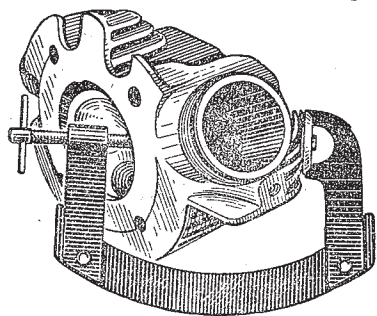


Рис. 107. Приспособление для монтажа клапанных пружин

получается относительное перемещение ударника коромысла по торцу стержня клапана, что становится причиной односторон-

него износа направляющей втулки и клапана. Этот износ повышается в случае большего смещения ударника относительно центра стержня клапана. Поэтому ударник необходимо установить с таким расчетом, чтобы смещения были равны по обе стороны оси стержня клапана.

Это условие часто нарушается при замене клапана или из-за неточного изготовления деталей головки. В таких случаях необ-

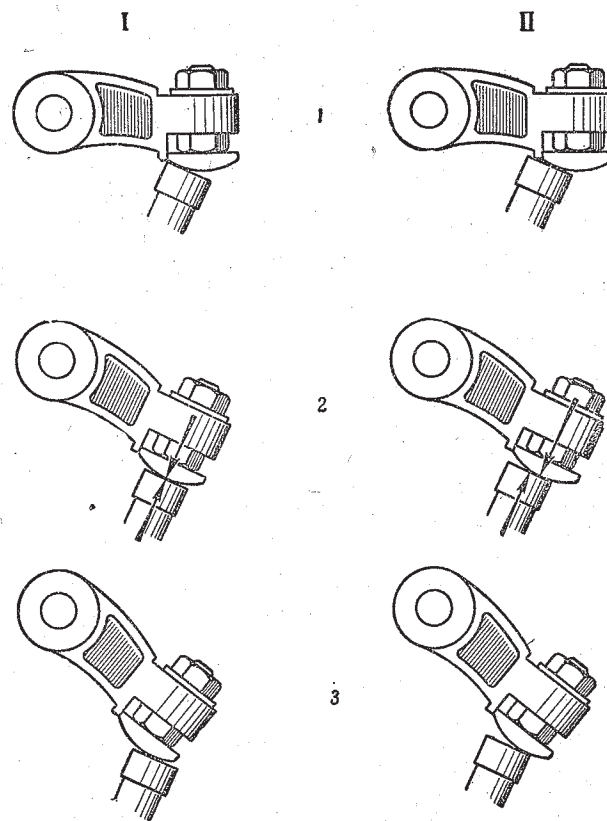


Рис. 108. Монтаж и регулировка коромысла.

I—правильный монтаж, II—неправильный монтаж:

1—начало открытия клапана, 2—клапан открыт на 50%, 3—полное открытие клапана

ходимо укоротить длину клапана или увеличить ее. Следует иметь в виду, что точка соприкосновения ударника с клапаном может изменить отношение плеч коромысла, а это может отразиться и на подъеме клапана. Наибольший подъем клапана получается, когда точка соприкосновения находится в центре стержня клапана при подъеме его на 50%. На рис. 108 наглядно воспроизведена схема монтажа этого узла.

Удостоверившись в правильном монтаже, следует отрегулировать тепловой зазор между клапаном и стержнем на холодном двигателе и затем проверить зазор после прогрева клапана. Величина зазора зависит от конструкции двигателя; средние величины зазоров у холодного двигателя приведены в табл. 30.

Таблица 30
Средние величины зазоров клапанов у холодного двигателя

Двигатель	Величина зазоров	
	у впускного клапана, мм	у выпускного клапана, мм
М-72	0,1	0,1
М-75	0,05	0,1

Практически для верхнеклапанных двигателей со штанговым распределением рекомендуется регулировку зазора в холодном состоянии производить следующим образом: вращая двигатель стартером, ставят один клапан в положение полного открытия; штанга другого клапана в этот момент должна легко вращаться пальцами и не иметь зазора. Затем регулируют таким же образом и другой клапан.

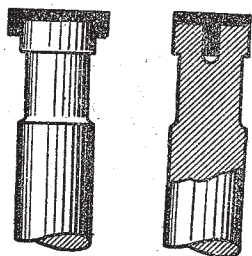


Рис. 109. Способ постановки закаленных колпачков на клапане

Во время работы часто происходит неравномерный износ торца стержня клапана от удара коромысла, поэтому перед постановкой клапана необходимо торец стержня выравнять и отполировать.

Чтобы уменьшить износ конца стержня клапана и этим обеспечить постоянство тепловых зазоров, верхняя часть стержня клапана закаливается. Если же сталь не принимает закалку, необходимо поставить термически обработанный колпачок; конструкция его показана на рис. 109.

Конструктивные улучшения и способы снижения температуры выпускного клапана

Форсирование двигателя по оборотам или по наддуву значительно повышает температуру выпускного клапана, тем самым снижает его прочность при полной нагрузке. Приблизительно можно считать, что температура выпускного клапана повышается пропорционально расходу воздуха, проходящего через двигатель.

Увеличение на 50% расхода воздуха при применении наддува повышает температуру клапана на 100°. Помимо понижения прочности самого клапана, повышение температуры клапана на 100° снижает максимальный допустимый по условиям возникновения де-

тонации наддув примерно на 75 мм рт. ст. Следовательно, снижение температуры выпускного клапана необходимо для повышения его надежности и устранения возможного появления детонации. Наиболее сильное влияние на температуру выпускного клапана оказывает состав смеси (например, температура клапана снижается при понижении коэффициента избытка воздуха с $\alpha = 0,9$ до 0,7, примерно на 100—110°).

Для понижения рабочих температур клапана необходимо обеспечивать максимальный теплоотвод как через седло, так и через направляющую втулку. Поэтому хорошее прилегание клапана к седлу и нормальный зазор между штоком и втулкой является необходимым условием для нормальной работы форсированного двигателя.

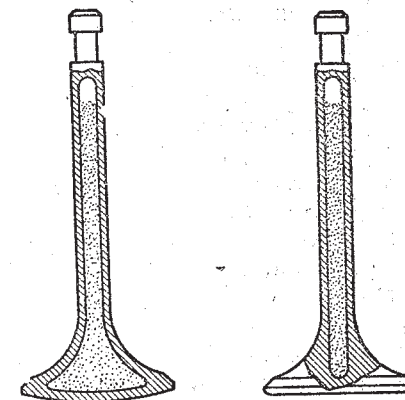


Рис. 110. Выпускные клапаны с металлическим натрием в стержне и головке и в стержне и головке

Ясно, что выпускной клапан двигателя с наддувом должен быть обеспечен особенно хорошим теплоотводом. С этой целью применяются клапаны, втулки и стержни которых находятс

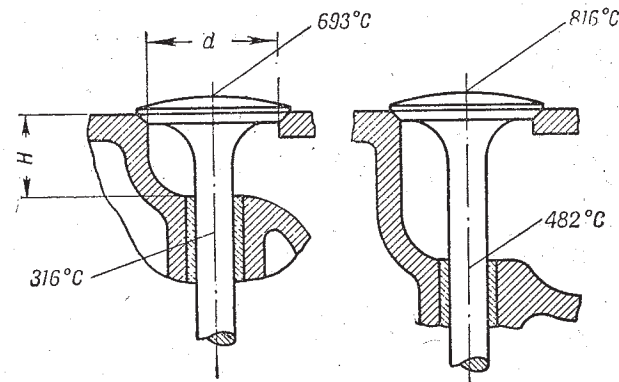


Рис. 111. Влияние высоты горловины клапана H на температуру тарелки и стержень клапана

лический натрий, обладающий сравнительно легким весом и низкой температурой плавления.

Находясь внутри клапана во время работы в расплавленном состоянии, он хорошо отводит тепло от тарелки клапана стержню и тем самым выравнивает температуру клапана.

Установлено, что применение металлического натрия снижает температуру клапана на 100—170° (в зависимости от количества заполнения).

На рис. 110 показаны конструкции клапанов с металлическим натрием.

Конструкция канала выпускного клапана и длина направляющей втулки также влияют на величину температуры. Направляющую втулку необходимо подводить почти к самой тарелке клапана; этим уменьшается омывание горячими газами стержня и улучшается отвод тепла от клапана.

Кроме того, конструкция канала клапана также может влиять на температурный режим его. На рис. 111 показаны 2 случая конструктивного оформления, на котором видно, что чрезмерно высоко оголенный стержень значительно повышает температуру как стержня, так и тарелки клапана.

По этим соображениям не рекомендуется злоупотреблять излишней распиловкой и разделкой выпускного канала. По теоретическим соображениям высота горловины канала клапана H должна быть равной или на 12% больше диаметра (см. рис. 111).

Монтаж деталей механизма газораспределения

Увеличение числа оборотов коленчатого вала двигателя, как было указано, способствует приросту мощности. Поэтому при подготовке двигателя к спортивным соревнованиям следует подумать об увеличении числа оборотов. Достичь этого можно, если сохранить высокий коэффициент наполнения на больших оборотах и обеспечить бесперебойную работу клапанного механизма.

Форсирование двигателей по числу оборотов в настоящее время ограничивается конструкцией и напряжениями в клапанном механизме. Более целесообразны в этом отношении, как известно, верхнеклапанные двигатели. Возможность форсирования таких двигателей предусмотрена заводскими конструкторами, а механику необходимо только высококачественно произвести монтаж.

Двигатели со штанговым распределением типа М-75 и М-35 можно форсировать по числу оборотов, если облегчить возвратно-движущиеся детали и усилить клапанные пружины.

Вообще для спортивных целей следует ставить клапаны наибольшего размера, допускаемого головкой цилиндра. У многих спортивных двигателей впускной клапан выполняется большего размера, чем выпускной. Увеличение диаметра клапана на 1,5—3,0 мм и затем расточка гнезда могут в отдельных случаях увеличить коэффициент наполнения при повышенных оборотах. Этого же можно достичь путем увеличения подъема клапана, изменив для этого плечи коромысла, или другим конструктивным способом. Форсирование двигателя достигается и рядом других методов. Испробовать 2—3 таких варианта, если имеется испытательный стенд, весьма целесообразно.

Чтобы облегчить вес штанги, не понижая ее жесткости, можно воспользоваться стальной тонкостенной термически обработанной трубкой. Можно также применить штангу из дюралюминия, отличающуюся малым весом и большой прочностью.

Усилить пружины можно, подкладывая под них 2—3-миллиметровые шайбы или изготовив новые более сильные пружины. Замена спиральных пружин шпильными позволяет повысить число оборотов вала двигателя, так как при этом можно уменьшить длину стержня клапана и, следовательно, снизить его вес. Кроме того, при установке шпильной пружины почти устраняется влияние веса самой пружины, а также возможность ее поломки вследствие возникновения вибрации витков, что часто наблюдается у спиральных пружин.

Способ облегчения тарелки клапана указан на рис. 112.

Монтаж головки цилиндра

Головка двигателя во время работы неравномерно нагревается, а следовательно, и неравномерно расширяется; в результате головка может коробиться и на ней могут появляться трещины. При короблении плоскости прилегания головки к цилиндру происходит прорыв газов. Признаками этого служат след газа на прокладке и появление масляных пузырьков в стыке между цилиндром и головкой во время работы двигателя. Плоскость прилегания головки проверяется на контрольной плите по краске и в случае необходимости подшабривается и притирается наждачной пастой по цилиндру.

Притирать рекомендуется только после шабровки.

Уплотнение соединения головки с цилиндром обеспечивается медно-асбестовой или железо-асбестовой прокладкой. В последнем случае для отделки внутренней кромки прокладки применяют жаростойкую сталь толщиной 0,06—0,10 мм.

Так как асбестовая прокладка ухудшает теплоотдачу от головки к цилиндру, ибо слой асбеста — плохой проводник тепла, то на двигателях современных гоночных мотоциклов уплотнение чаще обеспечивается 2—3 листами фольги красной меди толщиной до 0,1 мм или постановкой без прокладок с предварительной подгонкой плоскостей способом, указанным выше. Успешно применяется и уплотнение кольцом отожженной проволоки из красной меди толщиной от 0,5 до 1,5 мм. Уплотнение из асбеста или из армированного полотна (ткани асбеста с проволокой) для спортивных двигателей, особенно с высокой степенью сжатия, не допускается.

Перед затяжкой головки, особенно при ее замене, необходимо проверить совпадение отверстий по установленным шпилькам.

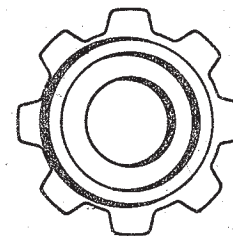


Рис. 112. Способ облегчения упорной тарелки клапанной пружины

Желательно, чтобы был небольшой зазор между шпильками и отверстиями головки. При отсутствии зазора может получиться коробление головки, так как она во время работы расширяется несколько больше, чем цилиндр. Затяжку шпилек крепления головки надо производить равномерно в определенном порядке, обычно указываемом в заводских инструкциях. После первого пуска и прогрева рекомендуется еще раз подтянуть гайки или шпильки головки. Если же появятся следы пропуска газа, то надо снять головку и еще раз проверить плоскости прилегания и прокладку. Прорыв газа в стыке лишает форсированный двигатель того преимущества, которое дает ему повышенная степень сжатия, снижает мощность, приводит к перегреву двигателя и выгоранию металла у места прорыва газа.

После повторной подтяжки головки двигателя следует еще раз проверить зазоры клапанов, так как при подтяжке зазоры уменьшаются, посадка клапанов получается неплотной, и они могут подгореть.

Монтаж цилиндра

Цилиндр форсированного двигателя работает более напряженно, чем цилиндр стандартного дорожного двигателя, так как в нем температура и наибольшее давление вспышки во время работы сравнительно выше. Оба эти фактора влияют на износ цилиндра. Чем больше сила взрыва, тем сильнее давление газа на поршневые

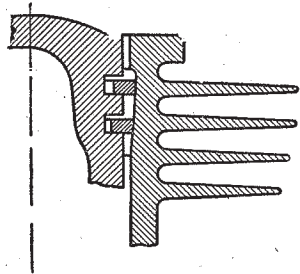


Рис. 113. Износ цилиндров в верхней части

кольца. Это особенно отражается на работе верхнего кольца. Опытном установлено, что давление поршневого кольца на стенку цилиндра под влиянием давления газа в момент наибольшей силы взрыва значительно выше, чем давление от упругости самого кольца. Кроме того, при высокой температуре во время взрыва в верхней части цилиндра сгорает масло, и в результате здесь получается сухое трение. Этим объясняется характерный повышенный износ цилиндра около в. м. т., показанный на рис. 113.

Установлено также, что чем больше среднее эффективное давление двигателя, тем скорее при прочих равных условиях изнашиваются цилиндр и кольца. В этом причина более быстрого износа большинства форсированных двигателей; поэтому необходимо особенно внимательно относиться к монтажу и уходу за цилиндром.

Один из доступных способов подготовки нового цилиндра — холодная обкатка. Хорошие результаты обкатки получаются при добавлении в масло коллоидального графита от 0,5 до 2%. Время обкатки зависит от качества предварительной отделки. Холодную

обкатку следует производить до зеркального покрытия рабочей части цилиндра, затем снять цилиндр и тщательно осмотреть его. Необходимо проверить работу поршня, удостовериться, нет ли следов перекоса в расточке бобышек или изгиба шатуна. На это недостаток указывает характер следов касания поршня о цилиндр. На рис. 114 в увеличенном виде показано такое положение поршня.

При наличии подобной неисправности собирать двигатель нельзя, необходимо выяснить причину перекоса и устранить неисправность. Следует также обратить внимание на притирку колец: ровное блестящее покрытие служит признаком хорошего прилегания. Необходимо проверить торцы замка. Если имеются следы касания, то это значит, что зазор в замке мал; увеличить его трудно при помощи напильника. Затем следует сменить масло, промыть картер бензином и собрать двигатель для горячей обкатки с графитом. Коллоидальный графит уменьшает износ цилиндра, так как, помещаясь в порах, он способствует созданию зеркальной рабочей поверхности и обеспечивает смазку цилиндра даже при высоких температурах. Коэффициент трения поршневой группы при этом значительно снижается. В результате повышается мощность и увеличивается надежность работы форсированного двигателя. Для восстановления износившихся цилиндров применяются расточка, шлифовка и притирание.

Улучшение конструкции цилиндра

При возрастании литровой мощности форсированного двигателя возникает необходимость дополнительного отвода тепла. Чем выше литровая мощность двигателя, тем больше должно отводиться тепла через охлаждающую поверхность. Это требует увеличения оребрения головки и цилиндра. В современных спортивных и гоночных двигателях для изготовления головок с успехом используют алюминиевые сплавы, а для цилиндров применяют алюминевое оребрение. Примером такого изготовления может служить цилиндр мотоцикла ТИЗ-7 (рис. 115). Второй способ оребрения — запрессовка стальной или чугунной гильзы в проточенный алюминиевый цилиндр.

При изготовлении цилиндра для форсированного двигателя следует предварительно определить рациональную площадь оребрения. Для четырехтактных двигателей примерная площадь поверхности оребрения цилиндра с головкой должна быть $360 \text{ см}^2/\text{л. с.}$, а для двухтактных двигателей — $550 \text{ см}^2/\text{л. с.}$

Кроме того, чтобы равномерно распределить температуры (во избежание деформации), ребра увеличивают около выпускного клапана и затем уменьшают их в сторону впускного клапана. В случае чрезмерного увеличения ребер охлаждающий эффект может даже понизиться, а охлаждающие ребра и цилиндр могут деформироваться вследствие большой разницы температур внутреннего и внешнего диаметров ребер.

Перед постановкой цилиндра необходимо произвести его микрометраж, т. е. сделать замеры по высоте в трех местах, проверяя

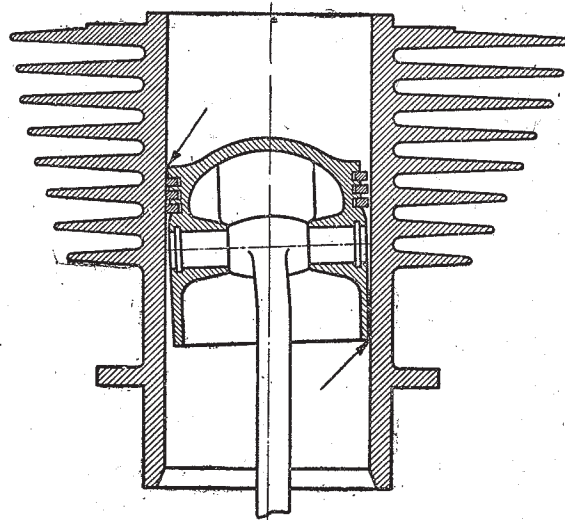


Рис. 114. Перекос поршня: стрелками указаны следы касания поршня

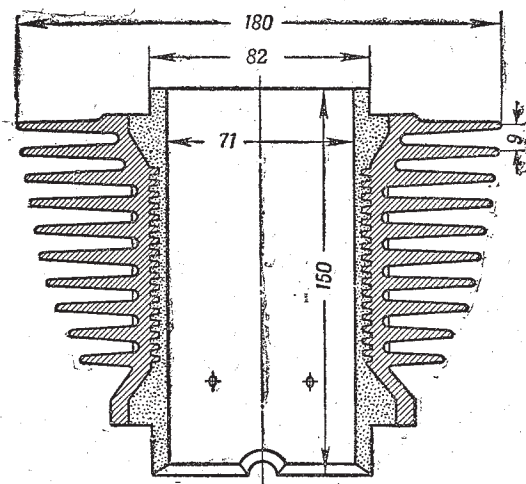


Рис. 115. Цилиндр спортивного мотоцикла ТИЗ-7

при этом овальность цилиндра. Для мотоциклетных цилиндров допускается овальность и конусность в пределах от $+0,015$ до $+0,020$ мм.

Уплотнение между цилиндром и картером обеспечивается бумагой

ной прокладкой, причем она не должна закрывать отверстие для смазки цилиндра и поршня, если оно имеется; порядок крепления цилиндра к картеру такой же, как и головки.

Подготовка цилиндра двухтактного двигателя

К зеркалу цилиндра двухтактного двигателя предъявляются такие же требования, как и к четырехтактному. Разница в том, что в двухтактном двигателе цилиндр вместе с поршнем выполняет функции газораспределения. Отсюда и возникают дополнительные требования при его подготовке.

С особым вниманием необходимо относиться к приработке поршня. Если представить себе цилиндр двухтактного двигателя в развернутом виде, то это будет прямоугольник с большим количеством

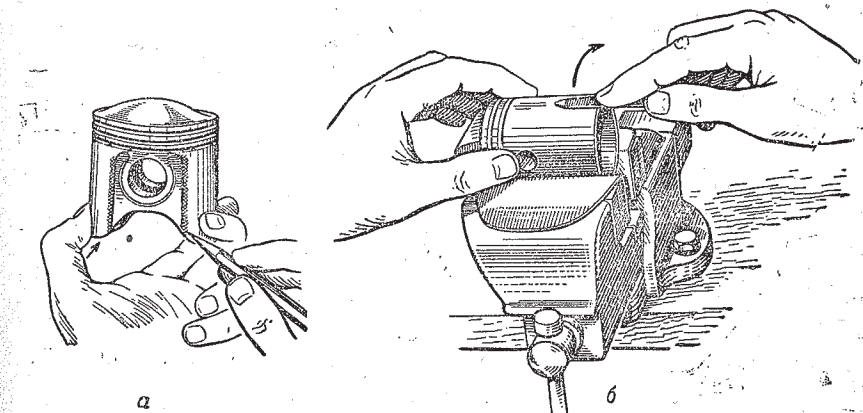


Рис. 116. Осмотр и исправление поршня после обкатки: а—следы усиленного трения поршня, б—способ исправления

окон и с малыми перегородками между ними. Поршневые кольца работают здесь в худших условиях, чем в четырехтактном двигателе, так как при ходе поршня в плоскости окон кольца деформируются (выпучиваются). Ясно, что деформация будет тем больше, чем шире окно. Работа двигателя при чрезмерно широких окнах сопровождается шумом вследствие ударного действия кольца. Надежность работы его при этом снижается.

После первой холодной обкатки необходимо снять цилиндр и проверить все детали. Если на поверхности поршня окажутся следы соприкосновения с блестящими точками, то необходимо эти места снять напильником, как это показано на рис. 116. Затем собрать двигатель и продолжать обкатку до тех пор, пока поршневые кольца не будут полностью прилегать и цилиндр не станет зеркальным. Горячая обкатка должна производиться на переобогащенной смеси (с определенными признаками работы через такт). После 5—6 часов работы двигателя смесь можно несколько обеднить, т. е.

отрегулировать нормально. Во время обкатки нельзя открывать полностью дроссель.

Двухтактный двигатель, у которого поршень заел хотя бы один раз, безвозвратно теряет до 15% своей мощности. Выдержка, терпение во время обкатки двигателя будут вознаграждены хорошей скоростью мотоцикла. Конкретные случаи подготовки цилиндров двухтактных двигателей мотоциклов отечественного производства рассмотрены в гл. XXIII.

Эксплуатация цилиндра форсированного двигателя

При мотоциклетных соревнованиях очень часто приходится вести мотоцикл с предельной скоростью, особенно, когда приближается финиш. Многие гонщики после финиша тотчас резко останавливают свой мотоцикл. Это совершенно неправильно. У двигателя, резко остановленного после наибольшей нагрузки, высокая температура стенок цилиндра, а это уменьшает вязкость масла, и оно стекает в картер. Таким образом, при дальнейшем пуске цилиндр работает на первых оборотах почти без смазки, что влияет на его износ. Кроме того, между поршнем и цилиндром в холодном состоянии имеется значительный зазор, поэтому начальная работа двигателя сопровождается резкими ударами поршня о цилиндр.

Все это приводит к следующим выводам:

- 1) после напряженной работы двигателя необходимо дать ему постепенно остыть, проехав 3—4 км на малой скорости при прикрытом дроссельном золотнике;
- 2) перед пуском холодного двигателя необходимо сделать несколько движений стартером без включения зажигания с тем, чтобы масло от нагнетающего насоса дошло до всех трущихся частей;
- 3) не давать больших оборотов сразу после пуска холодного двигателя;
- 4) следить за состоянием поршневых колец, так как к кольцам форсированного двигателя предъявляются повышенные требования.

Подготовка и монтаж поршня, колец и пальца

Поршень форсированного мотоциклетного двигателя работает в чрезвычайно тяжелых условиях. Во время работы он интенсивно нагревается раскаленными газами. Температура поршня значительно выше температуры цилиндра. Кроме тепловых нагрузок, на поршень действуют силы давления газов и силы инерции. В результате такого воздействия в поршне появляются напряжения, которые при недостаточной его жесткости могут привести к деформации поршня и колец, увеличению мощности трения и нарушению герметичности между поршнем и цилиндром. В особенно тяжелых условиях работает поршень двигателя с нагнетателем, ибо тепловая напряженность с применением наддува возрастает пропорционально

расходу воздуха, проходящего через двигатель. Изменение теплового режима с увеличением наддува показано на рис. 117. При наддуве p_k 1800 мм рт. ст. температура центра днища поршня доходит до 328° . Современные поршневые сплавы допускают температуру центра днища поршня малых размеров (до диаметра ци-

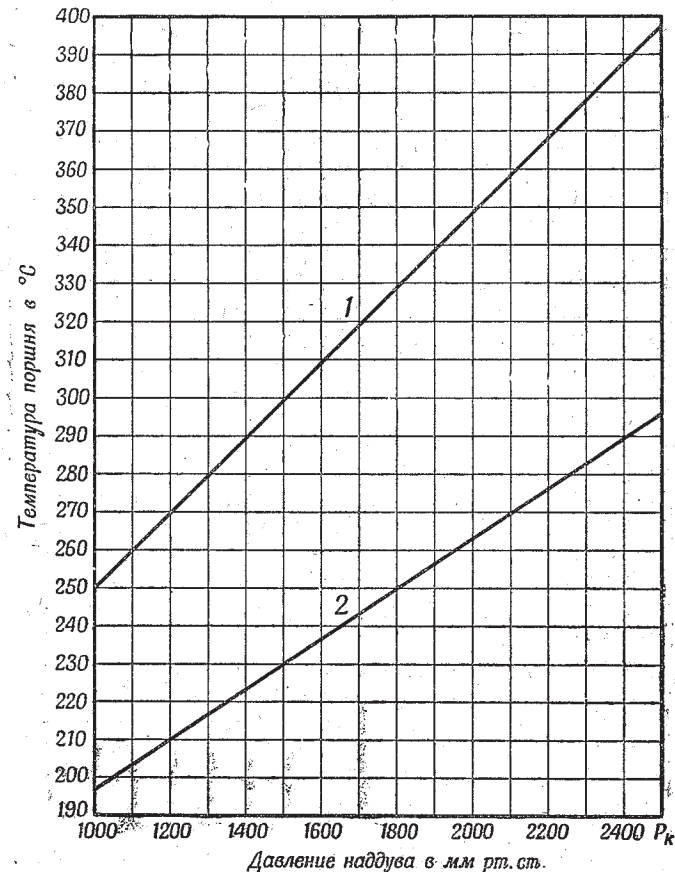


Рис. 117. Изменение температуры поршня с увеличением давления наддува p_k :

1 — температура центра днища поршня, 2 — температура края днища поршня

линдра = 80 мм) от 350 до 400° . Поршень двигателя мотоцикла должен удовлетворять следующие требования:

- 1) обеспечивать герметичность цилиндра;
- 2) быстро отводить тепло;
- 3) иметь малый вес;
- 4) обладать достаточной прочностью для работы при повышенных оборотах;

- 5) обеспечивать наименьшее трение поршня о стенки цилиндра;
- 6) обеспечить малый износ трущихся поверхностей поршня.

Для форсированных двигателей указанные требования соответственно повышаются. Однако выполнить все эти требования очень трудно, так как некоторые из них противоречат друг другу. Приходится находить наилучшее компромиссное решение этих задач и таким образом обеспечивать надежность работы поршня при заданном режиме.

В современных мотоциклетных двигателях успешно достигают легкости поршня и хорошего отвода тепла, применяя легкие алюминиевые сплавы. Поршни, изготовленные из этих сплавов, после термической обработки обладают достаточной прочностью. Таким образом выполняют основные требования, предъявляемые к поршню. Газоуплотнение и маслоуплотнение производится главным образом поршневыми кольцами. Кроме того, кольца хорошо отводят тепло от поршня. Легкость поршня необходима для уменьшения сил инерции. Однако более легкий поршень склонен к перегреву, и в то же время он получается менее прочным и жестким.

Подготовка старого поршня

После разборки двигателя необходимо хорошо вычистить поршень, осторожно снять кольца, выяснить, нет ли на поршне трещин, следов местного износа, задиров и т. д., проверить микрометром размеры поршня, особенно если есть следы задиров. Такие места необходимо зачистить личным или бархатным напильником. Полировать поршень шкуркой нельзя, так как в алюминиевый сплав легко въедаются зерна наждака, после чего резко повышается износ поршня и цилиндра.

На поршне не должно быть следов соприкосновения с цилиндром на высоте посадки поршневых колец. Если же такие следы имеются, то необходимо проверить зазоры между поршнем и цилиндром, выяснить причину соприкосновения и обязательно устранить неисправность, так как в результате соприкосновения поршня в верхней его части заклиниваются поршневые кольца, перегреваются поршень и цилиндр.

Особенно тщательно следует проверять поршень двухтактного двигателя, так как в таком двигателе он обеспечивает газораспределение, и неправильный монтаж поршня здесь более отражается на мощности, чем у четырехтактного двигателя.

Перед постановкой поршня необходимо записать результаты замера поршня в дневник, что облегчит последующий монтаж и доводку двигателя.

Подготовка нового поршня

Постановка нового поршня может вызываться износом поршня, необходимостью изменения степени сжатия и другими причинами.

Чтобы сохранить прежнюю степень сжатия, необходимо при изготовлении нового поршня выдержать размер и конфигурацию днища поршня и высоту верхней его части от оси пальца до верхней кромки поршня.

Если степень сжатия повышается за счет выпуклости днища поршня, необходимо выполнить следующие требования:

- 1) не допускать увеличения веса поршня;
- 2) подобрать конфигурацию выпуклости поршня по форме камеры сгорания и по заданной величине степени сжатия;
- 3) обеспечить большую жесткость поршня при работе в новых условиях.

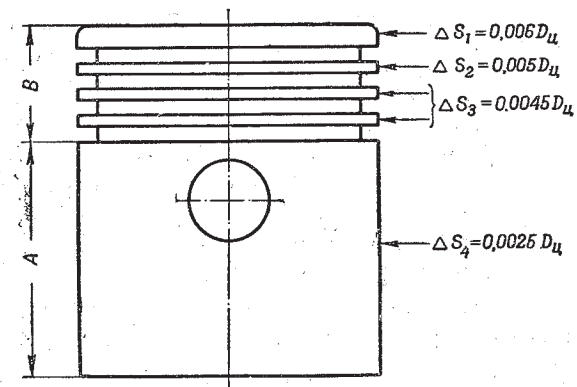


Рис. 118. Зазоры между поршнем и цилиндром для алюминиевых сплавов

Необходимо предусмотреть на днище поршня специальные выемки во избежание удара клапанов о поршень. Зазор между тарелкой клапана и поршнем в верхней мертвой точке при закрытом клапане должен быть не менее 3 мм.

При изготовлении нового поршня делается новая форма для литья. Хорошие результаты получаются при отливке поршня в металлическую форму (кокиль). После отливки остаются внутренние тепловые напряжения; для их устранения необходимо термически обработать болванку поршня. Условия термической обработки зависят от состава и свойств сплава и могут быть рекомендованы заводскими лабораториями.

Крепость алюминиевого сплава после термической обработки может значительно повышаться. Если поршень изготовлен без термической обработки, то после первой же тепловой нагрузки он может деформироваться и вызвать появление местных задиров. Поэтому постановка термически необработанного поршня с высокой степенью сжатия не допускается.

При отсутствии термического цеха можно рекомендовать следующий простейший способ термической обработки болванок поршня; производится внешняя предварительная обдирка заго-

товки для снятия верхней корки отливки, затем болванка опускается в сосуд, наполненный автомобильным маслом, и кипятится в течение 4—5 часов, после чего она остывает на воздухе. Даже такой простейший способ термообработки дает положительные результаты.

В современных мотоциклетных двигателях для поршней из алюминиевых сплавов рекомендуются следующие зазоры:

Для нижней части нового поршня (юбка поршня) на высоте A (рис. 118) $\Delta s_4 = 0,0025 D_{ц}$, где Δs_4 — зазор, $D_{ц}$ — действительный диаметр цилиндра; для верхней части поршня на высоте B устанавливаются примерно в два раза большие зазоры. Для верхнего пояска, т. е. от верхней кромки до первого кольца, $\Delta s_1 = 0,006 D_{ц}$, для второго пояска — $\Delta s_2 = 0,005 D_{ц}$, для третьего и четвертого — $\Delta s_3 = 0,0045 D_{ц}$.

Рекомендуемые зазоры могут служить как исходные. Окончательная доводка зазоров зависит от качества применяемого сплава, от предполагаемого режима работы двигателя и степени форсирования его. Обычно при увеличении степени сжатия зазоры приходится несколько увеличивать. Окончательная величина зазора устанавливается в этом случае во время обкатки и доводки двигателя, что требует дополнительной переборки и просмотра поршневой группы двигателя.

Задача: подсчитать зазоры и размеры поршня при $D_{ц} = 70$ мм.

Решение.

1. Зазор $\Delta s_4 = 0,0025 \cdot 70 = 0,175$ мм.
Диаметр поршня в юбке будет $70 - 0,175 = 69,825$ мм.
2. Зазор $\Delta s_1 = 0,006 \cdot 70 = 0,42$ мм.
Диаметр поршня в верхнем пояске:
 $70 - 0,42 = 69,58$ мм.
3. Зазор $\Delta s_2 = 0,005 \cdot 70 = 0,35$ мм.
Диаметр поршня во втором пояске:
 $70 - 0,35 = 69,65$ мм.
4. $\Delta s_3 = 0,0045 \cdot 70 = 0,315$ мм.
Диаметр поршня в третьем пояске:
 $70 - 0,315 = 69,685$ мм.

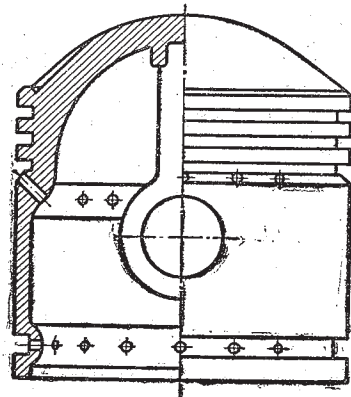


Рис. 119. Рекомендуемое расположение колец на поршне спортивного двигателя

высокой степени сжатия рекомендуется поставить не менее трех компрессионных и одного маслосбрасывающего кольца. Для двигателей с горизонтально противоположными цилиндрами типов М-72, М-75 наилучшее расположение колец при форсированных

При изготовлении нового поршня с высокой степенью сжатия необходимо увеличить его жесткость, усиливая ребра у бобышек поршневого пальца и с внутренней стороны днища, и увеличить толщину днища примерно на 25%, чтобы улучшить теплоотвод.

Кроме того, для усиления теплоотдачи поршня и обеспечения хорошего газоплотнения при работе с

режимах следующее: 3 кольца в верхней части поршня и 1, маслосбрасывающее, в нижней (рис. 119).

Все эти конструктивные изменения, безусловно, утяжеляют поршень и увеличивают мощность трения, но они необходимы для надежности работы поршня при форсированных режимах.

Монтаж поршневого пальца

Поршневой палец во время работы выдерживает большую нагрузку. Палец изготавливается из цементируемой стали или из более крепкой углеродистой стали, подвергающейся закалке без цементации. В этом случае стенки пальца делаются более тонкими. Для уменьшения веса палец изготавливают пустотелым; по внешнему диаметру он шлифуется и полируется, что уменьшает трение и износ пальца и втулки шатуна.

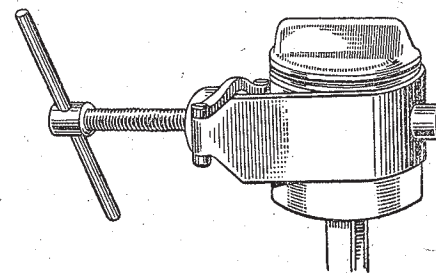


Рис. 120. Приспособление для выпрессовки поршневого пальца

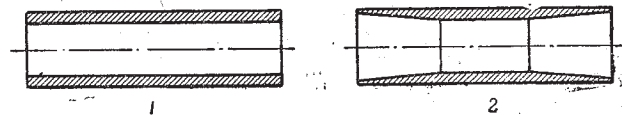


Рис. 121.

1 — поршневой палец дорожного мотоцикла, 2 — облегченный поршневой палец спортивного мотоцикла

Палец ставится или плотно с натягом в 0,01 мм, или свободно плавающим. При плотной посадке палец выпрессовывается приспособлением, показанным на рис. 120. Новый поршневой палец не должен быть тяжелее старого.

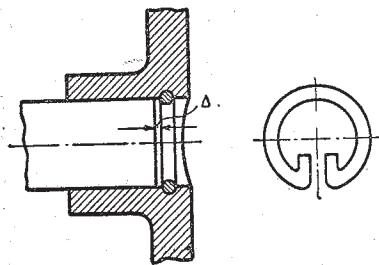


Рис. 122. Способ постановки запорного кольца

Для многооборотного двигателя желателен более легкий палец, но не менее прочный. Кроме того, снимается металл у концов пальца по внутреннему диаметру (рис. 121).

При монтаже пальца необходимо проверить упругость запорных стальных колец или состояние предохранительной заглушки. Упругость колец следует проверить по гнезду и бобышке поршня.

Слабо сидящее запорное кольцо во время работы может быть вытолкнуто поршневым пальцем и этим будет выведен

из строя цилиндр. Поэтому при изготовлении нового поршня необходимо тщательно проверить глубину и радиус проточки канавки для запорного кольца. Глубина канавки должна соответствовать радиусу проволочки запорного кольца (рис. 122). Необходимо также проверить, есть ли зазор Δ между торцом пальца и запорным кольцом (зазор должен быть не менее 0,5 мм). Для спортивных целей более надежно работают дюралевые заглушки, которые ставятся с обеих сторон поршневого пальца.

Монтаж поршневых колец

На рис. 123 показано, как изменяется давление газа в полости канавок в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Давление в канавке верхнего кольца изменяется примерно так же, как и в камере сгорания; под каждым следующим кольцом давление снижается. Этим объясняется повышенный износ верхнего

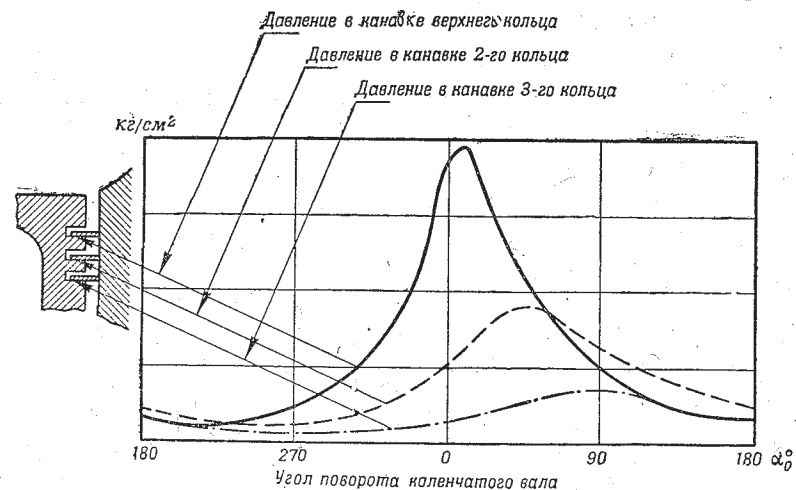


Рис. 123. Давление газов в канавках поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала

кольца. Следовательно, долговечность поршневого кольца зависит от давления газов: чем больше сила давления газов в цилиндре, тем скорее износится кольцо.

Надежная работа кольца в значительной степени зависит от его конструкции. Опытами установлено, что газуплотнение может резко нарушаться вследствие вибрации колец при возрастании числа оборотов двигателя сверх некоторого «критического» числа, при котором кольца начинают вибрировать (т. е. отделяться от стенок цилиндра). Сильная вибрация колец сопровождается потерей мощности двигателя, посветлением торцов в стыке замка и поломкой колец не только около замка, но и по всей окружности

на отдельные куски. Если такие поломки колец происходят неоднократно, необходимо изменить их конструкцию.

Все это неоднократно подтверждалось на гонках, когда новые кольца после обкатки ломались на первом же километре при максимальных оборотах вала двигателя. В результате за спортивный сезон приходилось сменить до 40 поршневых колец — почти после каждого соревнования. Положение резко изменилось при уменьшении высоты кольца с 3 до 1,5 мм при диаметре цилиндра в 69,74 мм. Поэтому можно считать высоту колец 1,5—2,0 мм для мотоциклетных двигателей наиболее целесообразной. В настоящее время кольца, высота которых не превышает 2 мм, применяются в двигателях со значительно большими диаметрами поршня.

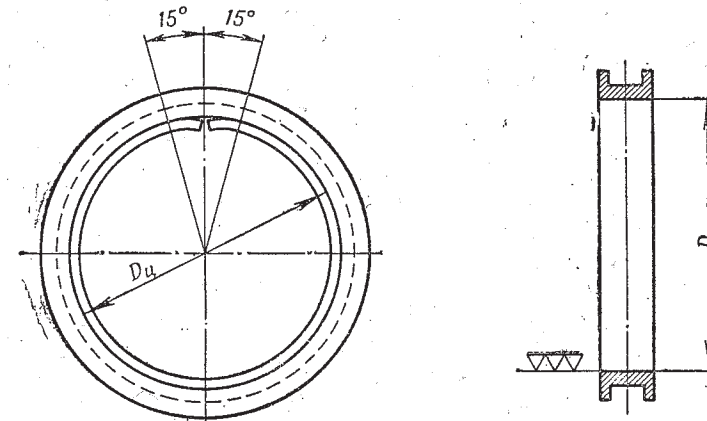


Рис. 124. Приспособление для проверки прилегания поршневого кольца:

$D_{ц}$ — номинальный диаметр цилиндра, D_1 — внутренний диаметр контрольного кольца, $D_1 = D_{ц} - (0,1 = 0,15)$ мм

Пригодность поршневого кольца можно определить по качеству прилегания его по цилиндру, по величине зазора в замке и по зазору в канавке поршня. Упругость кольца приближенно определяется по зазору в замке в свободном состоянии, который должен быть равен: $s = 0,12 D_{ц}$, где s — величина зазора, $D_{ц}$ — диаметр цилиндра в мм.

Простейший контроль качества прилегания кольца можно осуществить при помощи специально изготовленного контрольного цилиндрического кольца. Диаметр контрольного кольца берется на 0,1—0,15 мм меньше диаметра цилиндра. Определение пригодности кольца осуществляется следующим образом: поршневое кольцо вставляется в приспособление (рис. 124), после чего на просвет проверяют места прилегания кольца. Если концы колец не прилегают больше чем на 15° с каждой стороны, как это показано на рисунке, то кольцо считается к постановке непригодным. Поршневое кольцо надо выбрать такое, у которого хорошее при-

легание по всей окружности и главным образом в области разреза кольца.

Практикой установлено, что поршневые кольца во время работы двигателя вращаются в своих канавках вокруг поршня. Естественно, что из-за этого нарушается герметичность в цилиндре, особенно в момент, когда получится совпадение разрезов всех колец. Для избежания такого явления у четырехтактных форсированных двигателей кольца можно фиксировать стопором, как это делается у двухтактных двигателей.

Величина зазора в замке в сжатом состоянии колеблется от 0,15 до 0,35 мм в зависимости от диаметра и положения кольца; зазор 0,35 мм относится к верхнему компрессионному кольцу. Величины зазоров по высоте кольца колеблются от 0,076 до 0,08 мм и, наконец, величина радиального зазора по внутреннему диаметру поршневой канавки колеблется от 0,5 до 0,65 мм.

Величины зазоров, допускаемые для современных мотоциклетных двигателей, приведены в табл. 31.

Таблица 31

Зазоры в поршневых кольцах

Диаметр цилиндра, мм	Высота кольца, мм	Зазор замка в свободном состоянии, мм	Зазор замка в сжатом состоянии, мм	Зазор между торцом канавки поршня и кольцом, мм		Радиальный зазор, мм
				для верхнего кольца	для второго и других колец	
65	1,3	6,5—7	0,15—0,2	0,05—0,08	0,04—0,07	0,5
74	1,5	7,4—8	0,18—0,25	0,05—0,08	0,04—0,07	0,6
85	2,0	8,5—9	0,25—0,35	0,05—0,08	0,04—0,07	0,65

Радиальная толщина кольца принимается:

$$e = \frac{D_c}{25-30} \text{ или около } 0,036D_c.$$

При движении поршня к н. м. т. масло со стенок цилиндра снимается поршневыми кольцами и стекает в картер, но часть его из-за зазоров в поршневых кольцах попадает между кольцами и поршнем. При последующем движении к в. м. т. положение зазоров меняется и часть масла, таким образом, перегоняется в камеру сгорания. Чем больше зазоры в поршневых кольцах, тем больше масла перекачивается в камеру сгорания. В результате получается излишний расход масла, двигатель дымит и увеличивается возможность забрасывания маслом электродов запальной свечи. Практически торцовый зазор подбирается так: кольцо должно свободно входить в канавку поршня, иметь минимальный торцевой зазор и от собственного веса (в сухом состоянии, т. е. без масла) перемещаться в канавке поршня.

Подготовка картера

Внешний осмотр и проверка целостности картера — такова первая операция механика. Картер выдерживает большую нагрузку (во время езды возможен удар о камни и т. д.), поэтому на нем могут появиться трещины, пробоины и может нарушиться уплотнение между его половинками. Обнаруженные неисправности необходимо устранить или заменить негодный картер новым. Вместе с картером часто монтируется масляный насос, пригодность работы которого проверяется перед монтажом. После разборки и промывки картера следует осмотреть подшипники коленчатого вала и в случае большого износа заменить их.

Подшипники снимают и ставят после подогрева картера в кипящей воде. Если же окажутся следы ослабления подшипника по месту посадки в картере, то необходимо выяснить причину ослабления. Одной из причин может быть плохая центровка кривошипа или плохая балансировка его. Для быстроходных четырехтактных двигателей имеет значение конструкция и подбор сапуна, монтируемого в картере.

На больших оборотах вала двигателя давление в картере повышается вследствие большой частоты пульсации, в результате чего из картера может выбрасываться много масла. Поэтому для понижения давления в картере у современных гоночных двигателей внутренний диаметр трубки сапуна делается значительных размеров — до 15 мм.

При постановке нового картера следует проверить его характерные размеры, которые гарантируют правильную постановку цилиндра. Для этого вытаскивают и устанавливают вал с удлиненным концом. Затем, как показано на рис. 125, на плоскость крепления цилиндра устанавливают плиту и проверяют размеры, показанные стрелками.

Так как картер двухтактного двигателя должен быть герметичен, то во время сборки необходимо обратить внимание на состояние подшипников и сальников коленчатого вала. Во время сборки половинки картера монтируются с бумажной прокладкой или на шеллак. Для этого можно также использовать любую краску.

Нужно принять все меры к тому, чтобы компрессия в картере двухтактного двигателя не терялась вследствие пропуска смеси

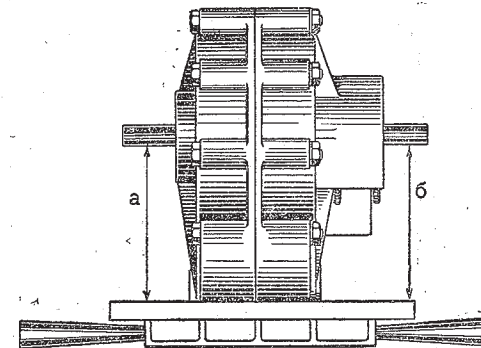


Рис. 125. Способ проверки правильности монтажа картера
Расстояние *a* должно быть равным расстоянию *b*

через соединения половинок картера или в подшипниках. Степень поджатия горючей смеси в картере подбирается экспериментально в пределах 1,3÷1,5. В случае же форсирования двигателя по степени сжатия и по оборотам более целесообразно несколько увеличить поджатие в картере.

Подготовка и монтаж кривошипного механизма

Пригодность к работе кривошипного механизма определяется его техническим состоянием, главным образом состоянием подшипника кривошипа, качеством монтажа и его уравновешенностью. Пригодность подшипника оценивается прежде всего по зазору, определяемому на ощупь, для чего одной рукой берут за шатун, а другой придерживают кривошип. Более точно величину зазора можно определить при помощи индикатора, закрепив кривошип в тисках или установив его в центрах токарного станка. Стержень индикатора устанавливают на обойму нижней головки шатуна. Зазор проверяют в первую очередь при положении шатуна в нижней и верхней мертвых точках, так как эти места наиболее изнашиваются. Для роликового подшипника величина допускаемого зазора колеблется в пределах от 0,02 до 0,04 мм. Если же это допускает конструкция и двигатель к моменту проверки имел значительный пробег, то кривошип следует разобрать и проверить состояние рабочих поверхностей кривошипного пальца, роликов и обоймы. Обнаруженные неисправности необходимо устранить или заменить детали.

Если состояние кривошипа по внешнему осмотру окажется удовлетворительным и двигатель сравнительно мало работал, то разборки производить не следует. Кривошип неразборной конструкции (прессовое соединение) менее доступен для осмотра и требует специальных приспособлений для разборки и сборки. При сборке запрессовывать палец следует с припуском на натяг по сравнению со старым размером по диаметру на 0,01—0,02 мм. Правильность центровки и легкость вращения кривошипа предварительно проверяют посредством вращения его в собранном картере с хорошо затянутыми болтами.

Кривошип должен вращаться совершенно свободно; если будут замечены признаки заедания, то необходимо снова разобрать картер, чтобы определить причины заедания и устранить их. Одновременно проверяют осевой зазор кривошипа в картере четырехтактного двигателя; зазор должен быть от 0,2 до 0,4 мм, и величина зазора между шатуном и маховиком — от 0,05 до 0,10 мм; зазор измеряют способом, показанным на рис. 126.

Окончательная проверка кривошипа производится (если это допускает оборудование) в центрах токарного станка способом, показанным на рис. 127. Маховики должны быть собраны без перекоса и выверены при помощи индикатора. Биение на полуосях кривошипа не должно превышать 0,03 мм. Во время проверки

в центрах необходимо поставить металлическую распорку, иначе могут быть искажения вследствие нажима центров.

Если же потребного оборудования нет, то можно это проверить более простым способом — при помощи линейки. Для этого производят предварительную затяжку маховиков. Затем, накладывая линейку на обе половинки маховиков, как показано на рис. 128, выравнивают их деревянным молотком и окончательно затягивают гайки.

Перед сборкой масляные каналы кривошипа следует обязательно продуть сжатым воздухом и затем обильно заполнить жидким маслом с помощью шприца.

При замене пальцев кривошипного механизма с конусной посадкой необходимо тщательно подогнать конус пальца по маховику, притирая мелкой наждачной пастой. Если палец устанавливается со стороны распределения, то следует проверить, совпадает ли фрезеровка шпоночных

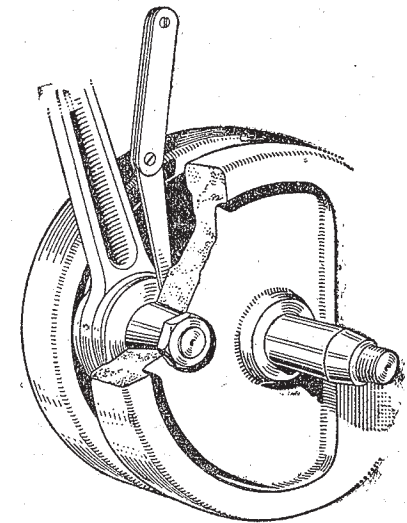


Рис. 126. Способ замера зазора между маховиком и шатуном

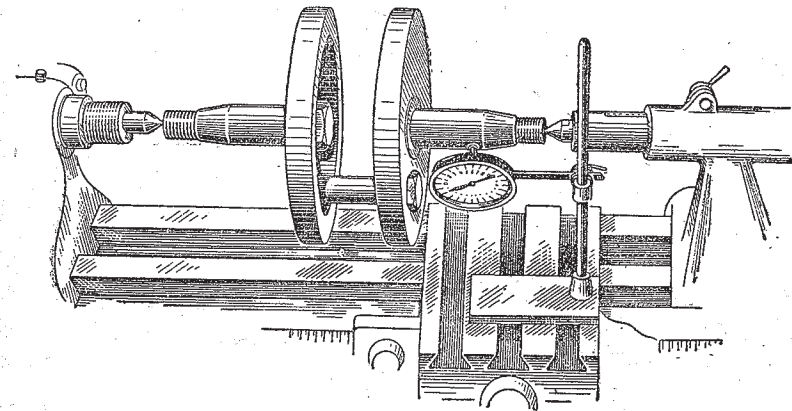


Рис. 127. Проверка центровки кривошипа индикатором

канавок с их расположением на старом пальце, так как при изготовлении могут быть значительные отклонения, и в результате нарушится газораспределение. Эти операции должны быть выполнены до окончательной центровки маховиков. Если кон-

струкцией предусмотрена шплинтовка гаек, то ее следует произвести очень внимательно, предварительно убедившись, что гайки хорошо затянуты.

Существенное значение при монтаже кривошипа двухтактного двигателя имеют следующие требования:

- 1) отсутствие биения коренных пальцев;
- 2) небольшой зазор в подшипниках.

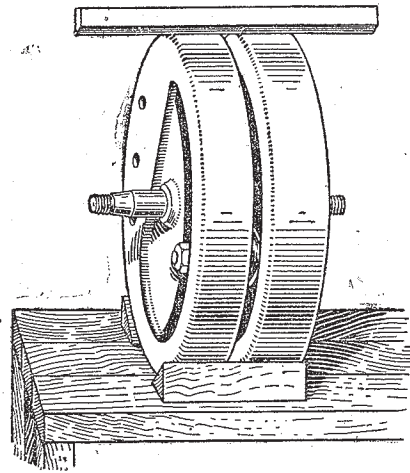


Рис. 128. Проверка сборки маховиков линейкой

Соблюдение этих требований обеспечивает надежную работу сальников картера.

Потребность увеличить надежность работы кривошипа часто вызывается тем, что резко увеличивается давление при работе двигателя с высокой степенью сжатия (порядка 9—10 и выше). Задача эта решается различными способами в зависимости от конструкции. Основными условиями повышения надежности следует считать:

- 1) уменьшение удельного давления в кривошипе;
- 2) усиление циркуляции масла и улучшение его качества;
- 3) увеличение жесткости шатуна.

Уменьшить удельное давление можно за счет конструктивного

изменения кривошипного узла, увеличив диаметр пальца, добавив ролики или заменив роликовый подшипник игольчатым, без сепаратора. Жесткость шатуна увеличивается изменением его конструкции.

Касторовое масло, выдерживающее высокие давления без разрыва масляной пленки, также повышает надежность работы кривошипа.

Для спортивных целей следует отшлифовать кривошипный механизм, снять фаски и закруглить острые кромки. Хорошая отделка повышает прочность деталей кривошипного механизма.

Уравновешивание двигателя

Во время работы двигателя в кривошипном механизме возникают силы инерции в тех частях его, которые движутся с ускорением: в поршне, поршневом пальце, кольцах, шатуне, коленчатом вале.

Величина силы инерции зависит от массы движущихся частей и от величины ускорения. Массой называется вес, деленный на ускорение силы тяжести:

$$M = \frac{G}{9,81} \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}.$$

Массы движущихся частей в двигателе делятся на две группы:

- 1) вращающиеся массы;
- 2) поступательно-возвратнодвижущиеся массы.

К первой группе относятся — палец кривошипа и около $\frac{2}{3}$ массы шатуна, а ко второй группе — поршень с кольцами и с пальцами и около $\frac{1}{3}$ массы шатуна.

Неуравновешенные силы инерции вызывают дополнительную нагрузку на детали двигателя и увеличивают трение. Под действием этих сил возникает сильная вибрация двигателя, что значительно отражается на запасе прочности и надежности работы двигателя и всего мотоцикла.

В результате недостаточной уравновешенности происходят поломки бензопроводов, фланцев карбюратора, поплавковых камер, слабеют все крепежные болты и т. д. Поэтому к двигателю, предназначенному для соревнований, предъявляются в отношении уравновешивания повышенные требования. В мотоциклетном двигателе совершенно избавиться от сил инерции нельзя. Чтобы ослабить вредное действие их, уменьшают вес *возвратнодвижущихся деталей, особенно поршня и шатуна.

А. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя. Возникающие силы инерции вращающихся масс уравновешиваются противовесами, расположенными на двух половинках маховиков. Противовесы подбирают с таким расчетом, чтобы силы инерции $P_{ц1} + P_{ц2}$ (рис. 129), создаваемые противовесами, были в сумме равны силе инерции вращающихся масс $P_{ц3}$. Следовательно, силы инерции вращающихся масс могут быть уравновешены противовесами.

Сила инерции P_i поступательно-возвратнодвижущихся масс, приложенная в центре поршневого пальца (рис. 130), переменна по величине и направлению. В положении в. м. т. ее можно уравновесить силой инерции противовесов, но при дальнейшем повороте коленчатого вала сила инерции P_i при наибольшей скорости поршня будет равна нулю, а сила инерции противовесов останется постоян-

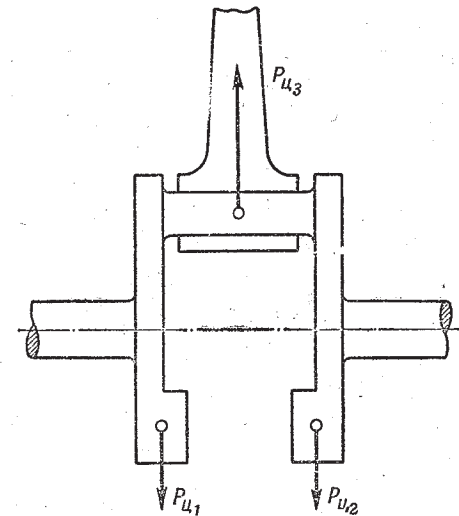


Рис. 129. Силы инерции в кривошипном механизме одноцилиндрового двигателя

ной. Таким образом, уравновесить противовесом инерционные силы поступательно-возвратнодвижущихся масс, действующие по оси цилиндра, невозможно. Поэтому уравновешивают не всю силу инерции поступательно-возвратнодвижущихся масс, а лишь часть ее.

Общий вес противовеса для одноцилиндрового двигателя надо подсчитывать по следующей формуле:

$$G_{\text{общ}} = (G_{\text{вр}} + AG_n) \frac{R}{r} \text{ кг,}$$

где

$G_{\text{общ}}$ — общий вес противовеса, кг;
 $G_{\text{вр}}$ — вес вращающихся частей, кг;

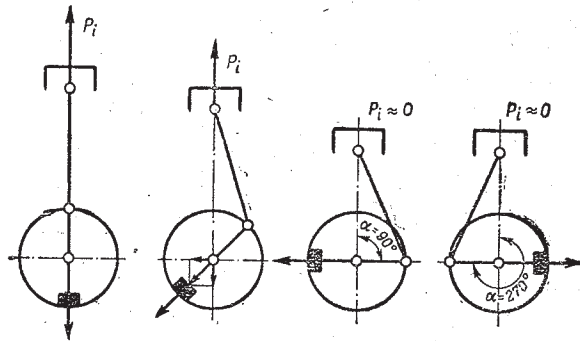


Рис. 130. Изменение сил инерции в кривошипном механизме в зависимости от поворота коленчатого вала

G_n — вес поступательно-возвратнодвижущихся деталей, кг;
 A — коэффициент уравновешенности, равный $0,45 \div 0,65$;
 R — радиус кривошипа, м;
 r — расстояние центра тяжести противовеса до оси вращения, м.

Б. Уравновешивание V-образного двухцилиндрового двигателя. Общий вес противовеса подсчитывается по формуле:

$$G_{\text{общ}} = (G_{\text{вр}} + G_n) \frac{R}{r},$$

где

$G_{\text{вр}}$ — общий вес вращающихся частей кривошипа (с отнесенными к нему двумя приведенными массами шатунов), кг;
 G_n — вес поступательно-возвратнодвижущихся частей в одном цилиндре, кг.

В. Уравновешивание двухцилиндрового двигателя. Двухцилиндровый двигатель с горизонтально-противолежащими цилиндрами (рис. 131) является наиболее уравновешенным, в нем противовес-

сами уравновешивают только моменты, создаваемые общими силами на плече a .

Вес одного противовеса равен

$$\frac{G}{2} = (G_{\text{вр}} + 0,5 G_n) \frac{Ra}{r \cdot b},$$

где

$G_{\text{вр}}$ — вес вращающихся частей одного цилиндра, кг;
 G_n — вес поступательно-возвратнодвижущихся частей в одном цилиндре, кг;

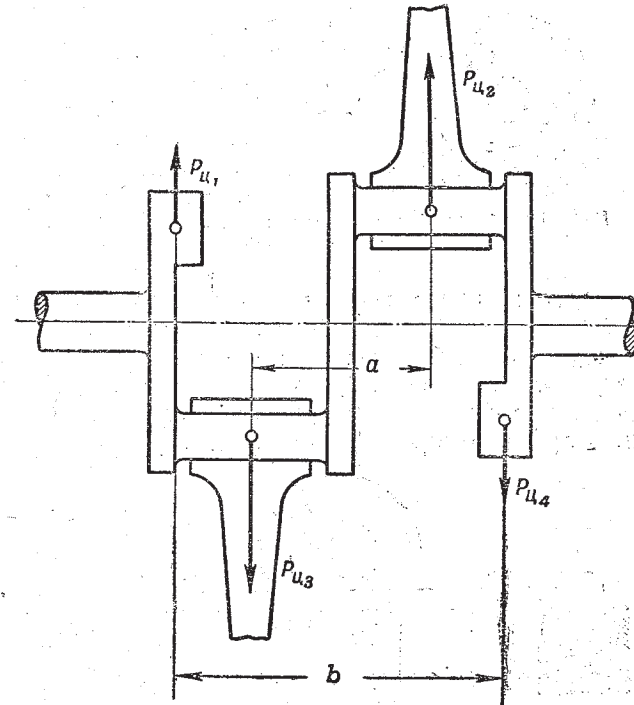


Рис. 131. Силы инерции в кривошипном механизме двухцилиндрового двигателя:

$P_{\text{ц1}}$ и $P_{\text{ц4}}$ — инерционные силы противовесов; $P_{\text{ц2}}$ и $P_{\text{ц3}}$ — инерционные силы кривошипов

a — расстояние между осями цилиндров, м;
 b — расстояние между осями, проходящими через центры тяжести противовесов, м;
 R — радиус кривошипа, м;
 r — расстояние центра тяжести противовесов до оси вращения, м.

Постоянный момент, создаваемый центробежными силами, уравновешивается полностью. Кроме того, уравновешивается полусумма

максимальных моментов сил инерции поступательно-возвратнодвижущихся масс в в. м. т. и н. м. т.

Проверка уравновешенности построенного двигателя. Проверить уравновешенность двигателя может оказаться необходимым вследствие сильной вибрации во время работы, особенно при больших оборотах. Проверка производится при помощи весов и двух горизонтально установленных по ватерпасу призм.

На весах взвешивают поршень в сборе и часть шатуна. При этом кривошип устанавливают так, чтобы положенные на весы

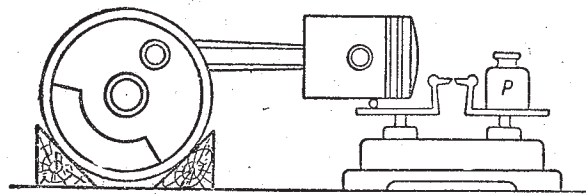


Рис. 132. Способ взвешивания поршня и верхней части шатуна в сборе

поршень и шатун находились в горизонтальном положении (рис. 132). Полученный вес G_n с достаточной точностью можно отнести к весу поступательно-возвратнодвижущихся частей.

Затем устанавливают маховик на 2 призмы (рис. 133) и подвешивают дополнительный груз $G_{доп}$ на радиусе r , равном радиусу кривошипа. Для этого предварительно засверливается маховик,

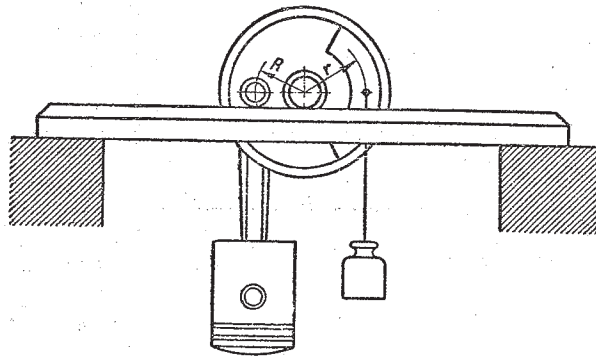


Рис. 133. Способ проверки уравновешенности двигателя

в который вставляют штифт. Груз подбирается с таким расчетом, чтобы маховик был статически уравновешен, т. е. чтобы кривошип при повороте вокруг оси был уравновешен в любом положении. Взвесив дополнительный груз, определяют коэффициент уравновешенности по формуле:

$$A = \frac{G_n - G_{доп}}{G_n}$$

где

A — коэффициент уравновешенности;

G_n — вес поступательно-возвратнодвижущихся частей;

$G_{доп}$ — дополнительный груз.

Результат проверки сравнивают с данными других двигателей.

Для одноцилиндрового двигателя удовлетворительное уравновешивание получается, если вес дополнительного груза равен половине всего веса поступательно-возвратнодвижущихся частей. Для многооборотных двигателей при $n = 6000$ об/мин и выше коэффициент уравновешенности принимают 0,45.

При постановке ног этого поршня необходимо сверить его вес со старым. Особенно важно сохранить равный вес поршней для двигателя с противолежащими горизонтально расположенными цилиндрами.

Уменьшение вибрации двигателя. При работе двигателя под действием неуравновешенных инерционных сил, а также периодически изменяющегося реактивного момента возникают вибрации, достигающие значительной величины в случае совпадения собственной частоты колебаний двигателя с числом его оборотов. Эта вибрация отрицательно влияет на прочность и надежность приборов двигателя (карбюратор, магнето, бензо-маслопроводы и пр.). Продольные вибрации двигателя относительно рамы мотоцикла можно уменьшить, только увеличив число цилиндров или усилив крепление двигателя к раме.

На спортивных двигателях необходимо установить упорные тяги между головкой цилиндра и рамой. Двигатель М-72 такое крепление имеет в верхней части картера — на крышке распределения.

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ МОТОЦИКЛА

Конечная цель каждого гонщика — достижение наибольшей средней скорости. Для этого гонщик должен не только стремиться хорошо готовить мотоцикл к гонке, добиваться наибольшей мощности двигателя, но и уметь использовать эту мощность, т. е. уметь эффективно пользоваться динамическими качествами данного мотоцикла.

Характерными показателями динамических качеств мотоцикла являются:

- 1) максимальная скорость на высшей передаче на горизонтальном участке дороги;
- 2) способность преодолевать подъем;
- 3) быстрота разгона, т. е. ускорение поступательного движения, которое может сообщить мотоциклу его двигатель.

Величины этих показателей зависят:

- а) от эффективной мощности двигателя, б) от коэффициента полезного действия передачи, в) от величины передаточного от-

ношения на высшей и промежуточных передачах, г) от радиуса ведущего колеса.

Кроме того, на получение наивысшей средней скорости влияют конструктивные факторы, например эффективность работы тормозов, качество и профиль резины, обуславливающие хорошую устойчивость на поворотах и разгон без буксования. Влияние конструктивных факторов на динамические свойства разобраны в разделе специальной подготовки. Здесь мы рассмотрим в последовательном порядке основные показатели, влияющие на среднюю скорость мотоцикла.

Максимальная скорость на высшей передаче

Скорость мотоцикла при установившемся режиме движения на горизонтальном участке дороги зависит от следующих факторов:

- 1) наибольшей мощности двигателя;
- 2) коэффициента полезного действия силовой передачи;
- 3) сопротивления качению;
- 4) сопротивления воздуха.

Учитывая все эти факторы и зная наибольшую мощность двигателя, гонщик может определить возможную наибольшую скорость или, наоборот, поставив себе целью заданную скорость, определить требуемую мощность двигателя.

Для определения максимальной мощности следует воспользоваться ранее указанными на стр. 244 и 245 формулами 2, 3 и 4, по которым можно подсчитать среднее эффективное давление и мощность двигателя.

При передаче мощности от двигателя к заднему колесу часть ее затрачивается на преодоление трения в силовой передаче.

Это можно выразить таким равенством:

$$N_k = N_e - N_{тр},$$

где

N_k — мощность, подведенная к заднему колесу, л. с.;

N_e — эффективная мощность двигателя, л. с.;

$N_{тр}$ — мощность, затраченная на преодоление трения в силовой передаче, л. с.

Качество изготовления силовой передачи характеризуется коэффициентом полезного действия $\eta_{тр}$, который выражает отношение величин:

$$\eta_{тр} = \frac{N_k}{N_e}.$$

На величину $\eta_{тр}$ влияют следующие факторы:

- 1) качество изготовления механизмов;
- 2) качество обкатки;
- 3) качество сборки и регулировки механизмов;
- 4) качество смазки.

Величина $\eta_{тр}$ для мотоциклов колеблется от 0,8 до 0,9. Задача механика и гонщика заключается в том, чтобы довести $\eta_{тр}$ до наибольшей величины. Для этого надо стремиться уменьшить потери на трение при работе цепей и в коробке передач. Если у гонщика имеется внешняя характеристика двигателя, то, намечая среднюю величину $\eta_{тр} = 0,85$, он может построить кривую мощности, подведенной к заднему колесу N_k по уравнению:

$$N_k = N_e \eta_{тр}.$$

На рис. 134 приведены кривые мощности двигателя — N_e и N_k .

Практически гонщика интересует не вся характеристика, а только верхний ее предел, отмеченный на рис. 134 пунктиром.

Зная мощность и число оборотов, можно предварительно подсчитать наибольшую скорость при данной мощности. Для этого необходимо определить для преодоления сопротивления качению и сопротивления воздуха.

Мощность, затрачиваемая на сопротивление качению, зависит от следующих факторов:

- 1) качества дороги;
- 2) веса мотоцикла вместе с водителем;
- 3) типа шин и внутреннего давления воздуха в них.

Как показывает опыт, сопротивление качению тем больше, чем меньше давление в шинах и больше скорость мотоцикла.

Зависимость между сопротивлением качению, скоростью мотоцикла и величиной давления воздуха в шинах выражается эмпирической формулой:

$$f = \frac{1}{1000 \cdot p^{0,64}} \left(20 + \frac{v}{1294000 p^{1,44}} \right),$$

где

f — коэффициент сопротивления качению для ровной асфальтовой дороги;

p — давление в шинах, кг/см²;

v — скорость мотоцикла, км/час.

Значения величины f в зависимости от скорости и давления в шинах приведены в табл. 32.

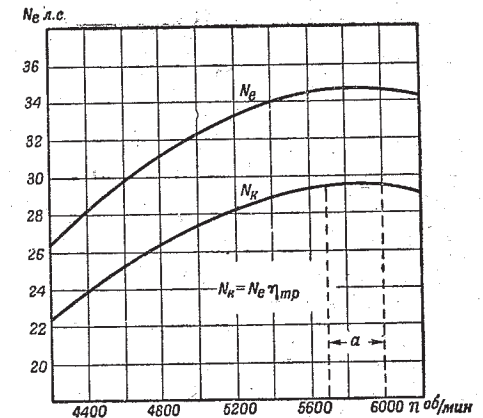


Рис. 134. Кривые мощности двигателя: N_e — эффективная мощность, N_k — мощность, подведенная к заднему колесу

Таблица 32

Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости и давления в шинах

Скорость, км/час	Давление в шинах, кг/см ²					
	50	100	150	200	250	300
1	0,0215	0,0394	0,107	0,272	0,597	1,150
1,5	0,0161	0,0238	0,0529	0,124	0,264	0,502
2,0	0,0132	0,01745	0,0334	0,0727	0,1493	0,285
2,5	0,0121	0,025	0,0325	0,052	0,095	0,175
3,0	0,0092	0,0121	0,022	0,035	0,070	0,125
4,0	0,00832	0,00932	0,0191	0,0224	0,0405	0,0715
6,0	0,00638	0,00683	0,00845	0,01245	0,0203	0,0336

Мощность, затрачиваемая на сопротивление качению, определяется по формуле:

$$N_f = \frac{Gfv}{270} \text{ л. с.},$$

где

G — вес мотоцикла и водителя, кг;

f — коэффициент сопротивления качению (берется из табл. 32);

v — скорость, км/час.

Из этой формулы видно, чем больше вес мотоцикла с водителем, коэффициент сопротивления качению и скорость, тем больше затрачивается мощность двигателя на качение. Например, при скорости мотоцикла 150 км/час, общем весе 240 кг и давлении в шинах 2 кг/см² — необходимая мощность на сопротивление качению будет:

$$N_f = \frac{240 \cdot 150 \cdot 0,0334}{270} = 4,45 \text{ л. с.},$$

а при скорости 200 км/час этого же мотоцикла, при том же давлении в шинах мощность на преодоление качения будет равна 9,7 л. с. Поэтому для скоростных соревнований мотоциклы должны быть снабжены шинами высокого давления. При скорости мотоцикла, превышающей 200 км/час, это сопротивление сильно возрастает. Учитывая это, при заезде на побитие рекорда гонщик обязательно должен проверять давление в шинах перед заездом.

Более значительны потери* мощности на преодоление сопротивления воздуха; величина этого сопротивления зависит, главным образом, от лобовой площади мотоцикла и гонщика, от обтекаемости тела и скорости движения.

Эта зависимость с приближенной точностью выражается формулой:

$$N_w = \frac{kF \cdot v^3}{3500} \text{ л. с.},$$

где

N_w — мощность сопротивления воздуха, л. с.;

k — коэффициент сопротивления воздуха или коэффициент обтекаемости, зависящий от посадки гонщика и характера обтекаемой поверхности*;

F — лобовая площадь, м²;

v — скорость, км/час.

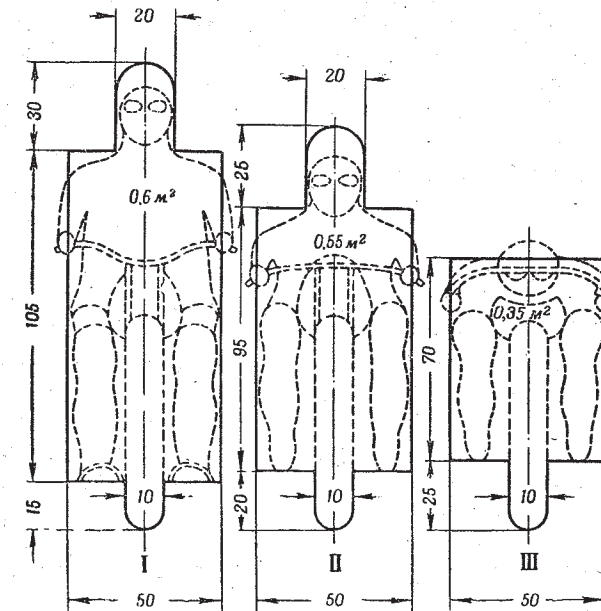


Рис. 135. Типы посадок на мотоцикле

Чтобы уменьшить потери, необходимо уменьшить лобовую площадь мотоцикла, т. е. улучшить посадку гонщика и уменьшить k , используя кожаную одежду и специальные обтекатели.

Лобовую площадь мотоцикла вместе с гонщиком можно с достаточной точностью определить по чертежу или по фотографии, придав наружным контурам геометрические формы, как это показано на рис 135.

Для предварительного подсчета можно ориентировочно пользоваться следующими величинами k и F .

* Значение коэффициента k более подробно изложено в разделе «Применение обтекателей».

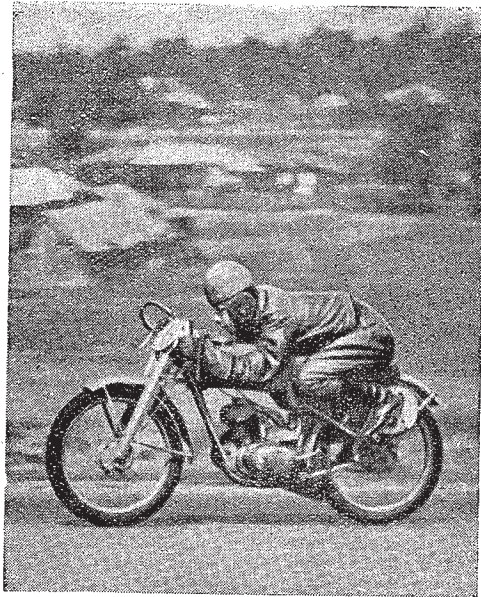


Рис. 136. Правильная посадка

Для мотоцикла-одиночки: I—при прямой посадке $F = 0,6 \text{ м}^2$, $k = 0,055$; II—при нормальной посадке $F = 0,55 \text{ м}^2$, $k = 0,053$; III—при гоночной посадке $F = 0,35 \text{ м}^2$, $k = 0,045$.

Для мотоцикла с коляской при спортивной посадке водителя и с колясочником, лежащим в коляске, площадь $F = 0,996 \text{ м}^2$, а коэффициент $k = 0,069$; для мотоцикла с обтекаемой коляской k может быть снижен до 0,06. Помещенные в табл. 33 цифровые данные дают наглядное представление о величине давления воздуха на плоскую пластину, установленную перпендикулярно к направлению движения при раз-

личных скоростях движения. При скорости 150 км/час оно равно $108,88 \text{ кг/м}^2$. Чем меньше лобовая площадь, тем меньшая мощность будет затрачиваться на преодоление сопротивления воздуха. Поэтому к выработке гоночной посадки следует отнестись с особым вниманием. Хорошо выработанная посадка показана на рис. 136.

Таблица 33

Сопротивление воздуха в зависимости от скорости движения

км/час	50	100	150	200	250	300	350
кг/м ²	12,05	48,29	108,88	194,13	304,56	440,44	602,73

При гоночной посадке лобовая площадь мотоцикла вместе с водителем может быть доведена до $F = 0,28 \text{ м}^2$, а коэффициент сопротивления k может быть уменьшен до 0,03.

При установившемся движении по горизонтальному участку дороги правильным будет следующее уравнение:

$$N_k = N_f + N_w \text{ л. с.}$$

Мощность, подводимая к заднему колесу, полностью расходуется на сопротивление качению и на сопротивление воздуха.

Эта формула выражает рабочий баланс мотоцикла при максимальной скорости. Намечая величины для данного мотоцикла

и водителя, можно произвести приближенные расчеты для получения скорости.

Для сравнения факторов, влияющих на скорость, приводим расчеты и график потребной мощности для мотоциклов-одиночек и с коляской. На рис. 137 по горизонтали отмечена скорость, а по вертикали — потребная эффективная мощность в л. с.

Чтобы увеличить скорость, необходимо прежде всего уменьшать F и k . Работа гонщика в этом направлении не менее важна, чем подготовка двигателя.

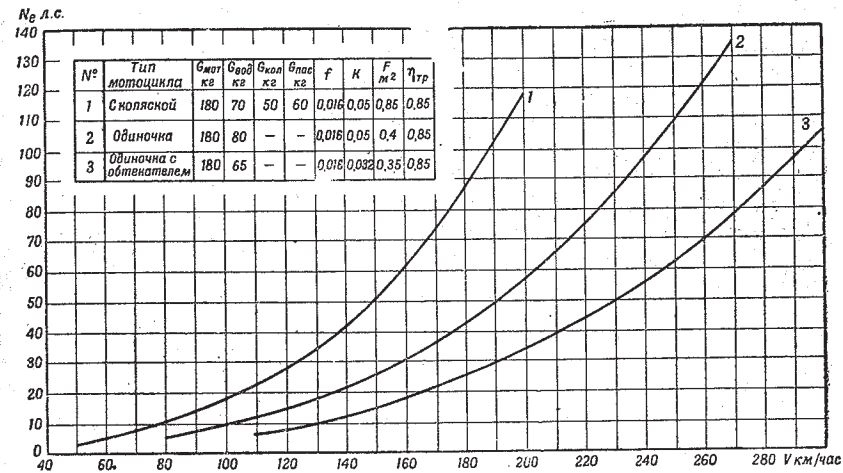


Рис. 137. Зависимость между скоростью и мощностью мотоциклетного двигателя:

1—мотоцикл с коляской; 2—мотоцикл-одиночка без обтекателя, 3—мотоцикл-одиночка с обтекателем

Эффективность использования полученной мощности зависит от правильного подбора величины передаточного отношения, которое равно произведению числа зубьев ведомых звездочек (барабана сцепления и заднего колеса), поделенному на произведение чисел зубьев ведущих звездочек (двигателя и коробки передач).

Например мотоцикл М1А имеет $Z_1 = 12$; $Z_2 = 33$, $Z_3 = 15$ и $Z_4 = 40$ (рис 138). На 3-й передаче у М1А передаточное число $i_{кор} = 1,0$, общее передаточное число будет:

$$i_{об} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3} = \frac{33 \cdot 40}{12 \cdot 15} = 7,33.$$

На мотоцикле с карданной передачей общее передаточное отношение подсчитывается как произведение:

$$i_{об} = i_{кор} \cdot i_{ел. пер.}$$

где

$i_{кор}$ — передаточное число в коробке передач включенной 4-й передачи,

$i_{ел. пер}$ — передаточное отношение в главной передаче.

У мотоцикла М-72 $i_{об} = 1,3 \cdot \frac{37}{8} = 6,01$.

Умение производить эти элементарные подсчеты значительно облегчает подготовку мотоцикла к скоростным соревнованиям. Особенно такие подсчеты необходимы при подготовке мотоцикла к рекордным заездам.

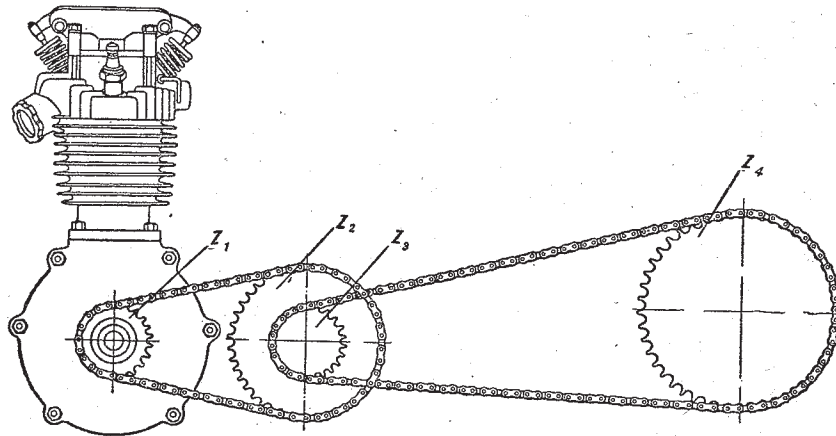


Рис. 138. Схема цепной силовой передачи мотоцикла

Связь числа оборотов двигателя со скоростью и передаточным отношением выражается уравнением:

$$v = \frac{60 \cdot L \cdot n}{1000 i} \text{ км/час,}$$

где

v — скорость мотоцикла, км/час;

L — длина окружности шины, накачанной до нужного давления, замеренная путем качения мотоцикла, м;

n — число оборотов двигателя в минуту;

i — общее передаточное число (двигатель—заднее колесо).

Зная максимальные обороты n и подставляя разные значения передач, можно построить график зависимости v , n и i для любых вариантов передаточных отношений. На рис. 139 дан график величин передаточных отношений (для колеса $19 \times 3,5$), которые могут служить исходными данными для предварительного расчета. Окончательно же подобрать передаточные отношения необходимо непосредственно на шоссе; так как целесообразность того или иного варианта зависит от конструктивных особенностей двигателя, от условий гонок, состояния дороги.

Пользуясь графиками (рис. 137 и рис. 139), можно, наметив скорость и имея характеристику двигателя, легко подобрать передаточное отношение.

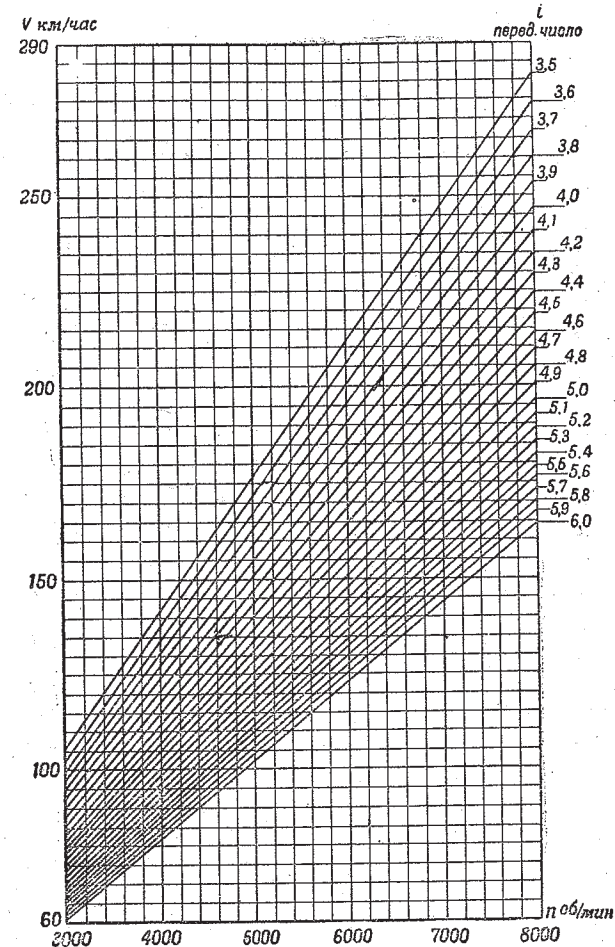


Рис. 139. Соотношение оборотов двигателя и скорости мотоцикла (для колеса $19 \times 3,5$) при различных передаточных числах

Пример: для мотоцикла-одиночки без обтекателя задана скорость $v = 150$ км/час;

$$N_e = 30 \text{ л. с.; } n = 6000 \text{ об/мин; } \eta_{тр} = 0,85.$$

При этом мощность, подводимая к заднему колесу:

$$N_k = N_e \cdot \eta_{тр} = 30 \cdot 0,85 = 25,5 \text{ л. с.}$$

По графику (см. рис. 137) определяем, что для получения скорости $v = 150$ км/час достаточно $N_e = 26$ л. с.

По графику (см. рис. 139) находим пересечение линии скорости, соответствующей 150 км/час, с линией оборотов $n = 6000$ об/мин и получаем передаточное отношение $i = 4,9$.

Передаточные отношения для кроссовых и кольцевых дистанций подбираются практически во время тренировок по наименьшему времени прохождения круга. Средние величины передаточных отношений для шоссейных соревнований приведены в табл. 34.

Таблица 34

Средние величины общих передаточных отношений силовой передачи у мотоциклов разных классов (прямая передача)

Классы мотоцикла-одиночки	Оборотов двигателя к 1 обороту заднего колеса
125	7,5 ÷ 7,8
250	6,0 ÷ 6,7
350	5,2 ÷ 5,7
500	4,5 ÷ 4,8
750	4,3 ÷ 4,5
1000	4,2 ÷ 3,8

Потеря мощности двигателя при движении мотоцикла на подъеме

При движении мотоцикла на подъеме возникает дополнительное сопротивление, на преодоление которого затрачивается часть мощности двигателя.

Потеря мощности будет тем больше, чем больше подъем и суммарный вес — мотоцикл + водитель. Сопротивление подъему приблизительно равно 0,01 веса мотоцикла на каждый процент подъема и учитывается коэффициентом ψ . Например, подъем на 8% означает, что при движении мотоцикла в горизонтальном направлении на 1 м он одновременно поднимается на 8 см или $\frac{8}{100}$ м величина сопротивления подъему в этом случае будет равной 0,08 веса мотоцикла.

Подсчет мощности на преодоление подъема производится по формуле:

$$N_n = \frac{Gv\psi}{270} \text{ л. с.},$$

где

G — суммарный вес водителя и мотоцикла;

v — скорость мотоцикла, км/час;

ψ — коэффициент потерь, численно равный крутизне подъема, выраженный в процентах.

Наличие на трассе гонок нескольких больших подъемов снижает среднюю скорость мотоцикла. Для повышения скорости в этом случае необходимо: а) по возможности уменьшить вес мотоцикла, б) повысить передаточное отношение между оборотами двигателя и заднего колеса, например поставить на 1 или на 2 зуба меньше зубчатку на валу двигателя или на несколько зубьев больше зубчатку заднего колеса.

Быстрота разгона

Приемистость, т. е. быстрота нарастания скорости при разгоне мотоцикла, имеет большое практическое значение в условиях гонок. Сопротивление R , возникающее при разгоне мотоцикла, зависит от произведения его массы на ускорение:

$$R = mi,$$

где

m — масса мотоцикла с водителем,

$$m = \frac{G}{9,81},$$

G — вес мотоцикла с водителем;

i — ускорение, т. е. прирост скорости в единицу времени.

Для снижения сопротивления разгону важно уменьшить массу мотоцикла. Кроме того, на приемистость, помимо хорошей регулировки двигателя, влияют вращающиеся массы мотоцикла: колеса, маховик, шестерни, цепи, дисковое сцепление и т. д. Чем легче вращающиеся детали мотоцикла, тем лучше будет его приемистость. С этой целью уменьшают вес колес, заменяя стальные обода и втулки на дюралевые, облегчают путем высверливания тормозные барабаны и барабаны дисков сцепления, ставят более легкие шины и т. д.

Что же касается облегчения веса маховика, то к этому вопросу надо подойти осторожно, так как при этом может получиться снижение средней скорости. Например, при облегчении маховика улучшается приемистость на прямом участке, но зато более резко снизится скорость при преодолении подъема, встречного порыва ветра и т. д. В конечном итоге средняя скорость может быть меньше. Следовательно, облегчение маховика полезно сделать только для соревнований на прямых участках дорог или для кольцевых шоссейных гонок, где приходится часто пользоваться переменной передач.

Непременным условием при уменьшении веса вращающихся частей является сохранение хорошей статической уравновешенности вращающихся масс, особенно колес и маховика. Хорошо сбалансированные колеса и маховик улучшают приемистость и повышают надежность работы мотоцикла.

Применение обтекателей *

Основные затраты мощности на больших скоростях движения, как уже было сказано, вызываются сопротивлением воздуха, поэтому следует использовать все возможные средства к улучшению обтекаемости мотоцикла. В настоящее время получение высоких скоростей на коротких дистанциях, приближающихся к мировым рекордам, без применения обтекателей — немислимо. Лучший способ решения этой задачи заключается в применении для мотоцикла закрытого обтекателя.

Опытные работы над обтекателями у нас и за рубежом вскрыли большие возможности для роста скоростей без повышения мощности двигателя. Установка закрытого обтекателя на мотоцикл, несмотря на некоторое увеличение его площади поперечного сечения и веса всего мотоцикла, обеспечивает значительное увеличение скорости движения при той же мощности двигателя. Если, например, для достижения скорости 220 км/час без обтекателя требуется мощность двигателя 72—75 л. с., то при установке полностью закрытого обтекателя для достижения той же скорости требуется не больше 40 л. с.

Первые экспериментальные работы у нас по созданию обтекателей были произведены И. Г. Зотовым еще до Великой Отечественной войны и дали положительные результаты. В настоящее время в этом направлении работают Центральное конструкторское бюро мотоцикlostроения и спортсмены Н. Шумилкин и А. Новиков.

При применении обтекателей для легких мотоциклов класса до 100—125 см³ оказывается целесообразным применять гоночные легкие шины небольшого размера, с наружным диаметром 450—500 мм. Это дает понижение центра тяжести и значительно уменьшает площадь поперечного сечения обтекателя в сочетании его с мотоциклом.

Применение обтекаемых форм только для закрытия отдельных деталей мотоцикла, а также обтекаемых шлемов для водителя дает также снижение потерь на сопротивление воздуха, но в значительно меньшей степени, чем полные обтекатели.

Сопротивление воздуха. Как уже упоминалось выше, сопротивление, оказываемое воздухом движущемуся телу, состоит из:

- давления встречного воздуха;
- разрежения воздуха за движущимся телом;
- трения частиц воздуха о поверхность тела.

Зависимость эта выражается равенством:

$$P_w = C_x \cdot \rho \cdot F \cdot v^2,$$

где

P_w — сила сопротивления воздуха;

C_x — коэффициент обтекаемости;

ρ — плотность воздуха;

* Раздел гл. XIX «Применение обтекателей» написан И. Г. Зотовым.

F — лобовая площадь;
 v — скорость движения.

Эта формула показывает, что сопротивление воздуха резко увеличивается с увеличением скорости движения, лобовой площади мотоцикла, плотности воздуха и коэффициента обтекаемости. Коэффициент обтекаемости C_x определяется при продувке моделей в аэродинамической трубе. Для практических целей обычно пользуются коэффициентом сопротивления воздуха k (величина k показана на рис. 140), который представляет собой сопротивление воздуха в кг на 1 м² лобовой поверхности:

$$k = C_x \cdot \rho,$$

тогда значение P_w может быть выражено формулой:

$$P_w = kFv^2,$$

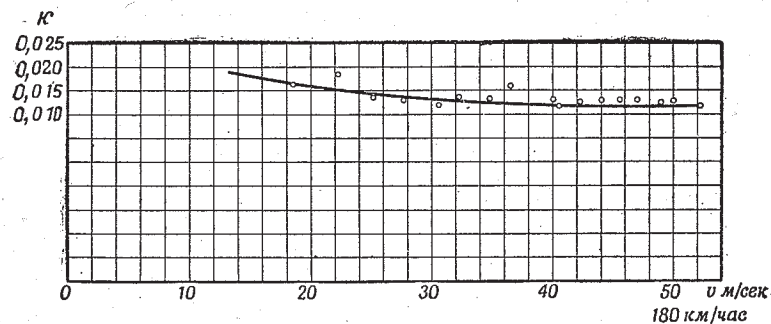


Рис. 140. График значений коэффициента сопротивления воздуха « k » в зависимости от скорости мотоцикла

где

P_w — сопротивление воздуха, кг;

F — лобовая площадь, м²;

v — скорость мотоцикла, м/сек.

Величина коэффициентов сопротивления воздуха с обтекателями и без обтекателей приводится в табл. 35.

На рис. 141 показан мотоцикл, снабженный полным обтекателем, разработанным И. Г. Зотовым. Обтекатель обшит тонкой авиационной фанерой и оклеен снаружи специальным полотном (перкалем). Для склеивания применялся казеиновый клей. Связи обтекателя выполнены шпангоутами. Для большей прочности хвостовая часть (киль) укреплена стальными растяжками. Передняя часть обтекателя имеет алюминиевый кок.

Подача воздуха для охлаждения и питания двигателя происходит через прорезы, расположенные в передней части обтекателя. Для того, чтобы обтекатель мог стоять на месте, имеется устройство, состоящее из 2 роликов, опускаемых рычагом для поддержки обтекателя при остановке.

Опыт установления последних мировых рекордов показал, что рациональная форма обтекателя не может быть подчинена форме мотоцикла, а, наоборот, конструкция рекордного мотоцикла должна подчиняться наиболее рациональной форме обтекателя. Это стремление особенно ярко выражено в рекордном мотоцикле заслуженного мастера спорта А. Новикова.

Помимо полных обтекателей, применяются также частичные обтекатели, которые целесообразно устанавливать на дорожно-гоночных мотоциклах как спереди мотоцикла, так и сзади. Применение их несколько улучшает обтекаемость и тем самым уменьшает потери на сопротивление воздуха.

На рис. 144 показан алюминиевый лобовой щиток с ветровым стеклом для уменьшения сопротивления воздуха и меньшего обветривания лица гонщика.

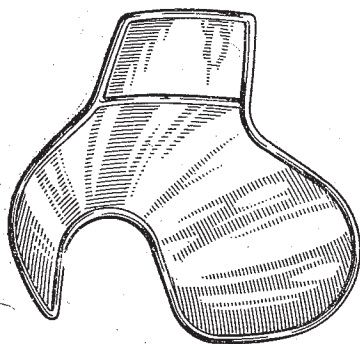


Рис. 144. Лобовой щиток для лучшей обтекаемости

классе мотоциклов. В июне 1953 г. Э. Кулаковым были установлены новые рекорды, как-то: 1 км с хода пройден со скоростью 191,082 км/час; 5 км пройдено со скоростью 180,126 км/час. На 10-километровой дистанции показана скорость 179,497 км/час и 50 км пройдено (без обтекателя) — 151,898 км/час.

Примерный подсчет скорости мотоцикла с обтекателем. Для проведения расчета принимаем модель обтекателя, имеющего форму дирижабля с вписанным внутрь мотоциклом и водителем. Из обтекателя выступает только часть головы водителя в шлеме, а внизу часть колес (см. рис. 145). Коэффициент сопротивления воздуха k для данного случая равен 0,012*.

Мотоцикл для этих целей принят со следующими основными данными:

База мотоцикла	— 1500 мм
Длина	— 2140 мм

* Величина коэффициента k для данного обтекателя была получена путем продувки в аэродинамической трубе.

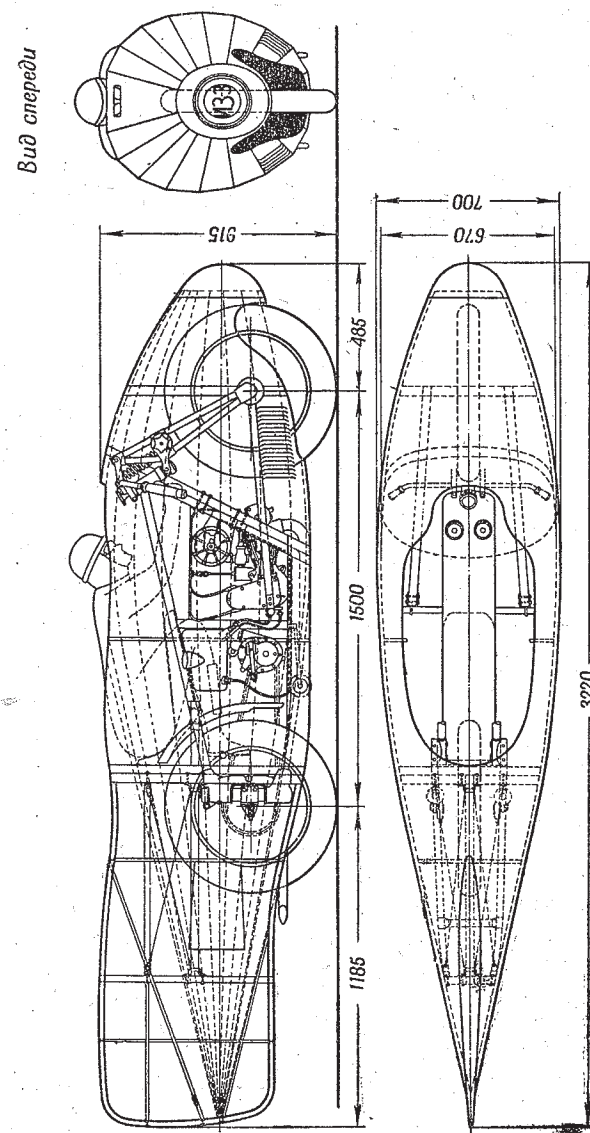


Рис. 145. Мотоцикл (с двигателем до 350 см³) с обтекателем конструкции И. Г. Зотова

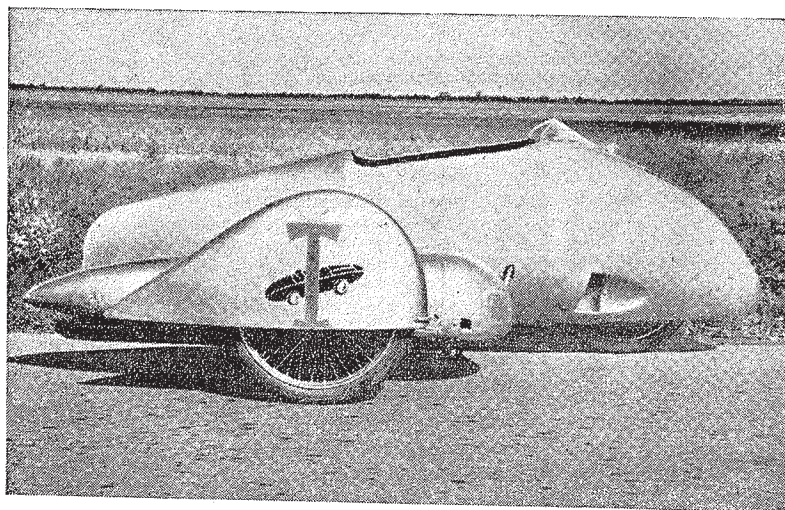


Рис. 146. Мотоцикл М35-К (с коляской) с обтекателем

Высота	— 1000 мм
Ширина с дорожно-гоночным рулем	— 640 мм
Сухой вес мотоцикла	— 150 кг
Размер задней шины	— 3,0 — 21"
» передней »	— 2 ³ / ₄ — 21"

Размеры обтекателя следующие:

Полная длина	— 3,2 м
Ширина	— 0,62 м*
Наибольшая высота от уровня земли	— 1,0 м
Площадь поперечного сечения	— 0,6 м ²

Весовые данные:

Вес мотоцикла с заправкой	— 155 кг**
Вес алюминиевого обтекателя	— 20 кг
Вес водителя	— 70 кг

Итого . . . 245 кг

* Ширина руля рекордно-гоночного мотоцикла с обтекателем должна быть не больше 560 мм, обтекатель должен быть примерно шире, чем руль, на 60 мм, т. е. равен 620 мм.

** На заправку на короткую дистанцию вполне достаточно 5 кг топлива, т. е. около 6 л.

Давление в шинах принимаем: $P = 2,5 \text{ кг/см}^2$.
Предполагаемая скорость $v = 220 \text{ км/час}$.
Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = \frac{Gfv}{270},$$

где

G — полный вес мотоцикла с водителем, кг,
 f — коэффициент сопротивления качению,
 v — скорость мотоцикла, км/час.

Величина коэффициента сопротивления качению принимается $f = 0,06$ при $v = 220 \text{ км/час}$ (в соответствии с данными табл. 32).

Подсчитанная величина N_f мощности, затраченной на преодоление сопротивления качению при скорости 220 км/час при давлении в шинах $2,5 \text{ кг/см}^2$ и $f = 0,06$ будет:

$$N_f = \frac{245 \cdot 220 \cdot 0,06}{270} \approx 12 \text{ л. с.}$$

Потери на сопротивление воздуха. Мощность, затрачиваемая на сопротивление воздуха, определяется по формуле:

$$N_w = \frac{kFv^3}{3500},$$

где

k — коэффициент сопротивления воздуха;
 F — площадь поперечного сечения, м² (лобовая площадь);
 v — скорость, км/час.

Подсчитанная величина мощности N_w , затрачиваемой на сопротивление воздуха при $k = 0,012$, $F = 0,6 \text{ м}^2$ и $v = 220 \text{ км/час}$, будет равна:

$$N_w = \frac{0,012 \cdot 0,6 \cdot 220^3}{3500} \approx 22 \text{ л. с.}$$

Мощность, подведенная к заднему колесу мотоцикла. Мощность, подведенная к заднему колесу мотоцикла, выражается следующим равенством:

$$N_k = N_e \cdot \eta_m,$$

где

N_e — эффективная мощность двигателя, равная 40 л. с.,
 η_m — коэффициент полезного действия силовой передачи, принятый довольно низким, равным 0,85;

$$N_k = 40 \cdot 0,85 = 34 \text{ л. с.}$$

Мощность, подводимая через силовую передачу к ведущему колесу, расходуется при максимальной скорости на преодоление

сопротивления дороги и воздуха, что выражается следующим уравнением:

$$N_k = N_f + N_w = 12 + 22 = 34 \text{ л. с.}$$

Следовательно, вся мощность $N_k = 34$ л. с. полностью используется на сопротивление воздуха ($N_w = 22$ л. с.) и на сопротивление качению ($N_f = 12$ л. с.).

Расчетные данные по модели по отношению к полученным данным после изготовления обтекателя могут дать погрешности, которые обычно лежат в пределах 2%. С учетом этой погрешности ожидаемая скорость будет лежать в пределах 215,6—224,4 км/час.

Если принять во внимание, что коэффициент полезного действия силовой передачи при расчетах принят довольно низким ($\eta_m = 0,85$), а при хорошей доводке для рекордно-гоночных мотоциклов он может быть вполне доведен до $\eta_m = 0,9$, то, безусловно, можно ожидать, что мощность двигателя в 40 л. с. должна вполне обеспечить скорость порядка 220 км/час.

Глава XX

ТОПЛИВО И СМАЗКА СПОРТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ТОПЛИВО ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МОТОЦИКЛОВ

Требования, предъявляемые к топливу. Надежность работы и наибольшая мощность форсированного двигателя зависят не только от конструктивных данных, но в значительной степени и от качества применяемого топлива. Поэтому требования, предъявляемые к топливу, применяемому для форсированного двигателя, должны быть более строгими.

Практика эксплуатации двигателей с высокими степенями сжатия показала, что целесообразность применения того или иного топлива определяется не только его антидетонационными качествами, но и некоторыми другими свойствами.

Топливо для форсированных двигателей должно обладать хорошими пусковыми качествами, не давать преждевременной вспышки, сгорать без детонации, давать наименьшее нагарообразование, обладать физико-химической однородностью и стабильностью.

Источники получения топлива. Основным сырьем для получения жидкого топлива, применяемого в карбюраторных двигателях, являются:

1) нефть, из которой путем прямой перегонки и крекинг-процесса получают бензин, 2) каменный уголь, используемый для получения бензола и толуола, 3) сырьевым источником для получения этилового спирта служат пшеница, овес, кукуруза, картофель и др.

Метиловый спирт добывается посредством сухой перегонки древесины.

Химический состав топлива. Топливо состоит из различных соединений углерода и водорода, спиртовое топливо, кроме того, содержит кислород.

Нефтяные бензины, представляющие собой смесь жидких углеводов, состоят в основном из 85% углерода и 15% водорода

по весу. Углеводороды по своему химическому составу делятся на 4 группы: парафиновая, нафтеновая, непредельная и ароматическая.

Соединения, относящиеся к этим группам, обладают весьма различными физико-химическими свойствами. Поэтому антидетонационные и другие качества бензинов в основном зависят от процентного содержания в нем углеводородов той или иной группы, что в свою очередь зависит от качества нефти и от метода ее переработки.

Показатели, характеризующие качество топлива

Основные физико-химические свойства топлива определяются лабораторными исследованиями по общепринятой методике. Однако эта методика дает возможность сделать только предварительное заключение о пригодности топлива для данного двигателя. Проверка годности топлива для двигателя данного типа производится при стендовых испытаниях двигателя или при дорожных испытаниях мотоцикла.

Основными показателями, характеризующими качество топлива, являются следующие: а) удельный вес, б) скрытая теплота испарения, в) теплотворность, г) испаряемость, д) антидетонационные свойства.

Удельный вес. Удельным весом называется отношение веса топлива при температуре $+20^{\circ}$ к весу того же объема воды при температуре $+4^{\circ}$ и обозначается d_4^{20} . Удельный вес имеет значение только для сравнения топлива при переходе с одного вида топлива на другой, например с бензина на бензол и спирт. Изменение удельного веса влияет на уровень топлива в поплавковой камере, а также отражается на условиях истечения топлива из жиклеров карбюратора, причем с увеличением удельного веса расход топлива через карбюратор увеличивается.

Чем больше удельный вес топлива, тем тяжелее должен быть поплавок. Поэтому при переходе на более тяжелое топливо вес поплавка необходимо увеличивать, чтобы предупредить обеднение смеси.

Скрытая теплота испарения. Во время образования горючей смеси ее температура понижается. Это зависит от 2 факторов: от величины разрежения во впускном патрубке карбюратора и от величины скрытой теплоты испарения применяемого топлива.

Скрытой теплотой испарения называется то количество тепла в больших калориях, которое требуется для превращения 1 кг топлива в пар той же температуры (ккал/кг).

Температура во впускной системе снижается тем больше, чем большей скрытой теплотой обладает применяемое топливо. Это свойство топлива используется как средство дополнительного охлаждения форсированных мотоциклетных двигателей. Кроме того, при понижении температуры горючей смеси увеличивается напол-

нение цилиндра, а следовательно, и мощность двигателя. Наибольшей скрытой теплотой испарения обладают спирты.

Величины скрытой теплоты испарения для различных видов топлива указаны в табл. 36.

Таблица 36
Скрытая теплота испарения различных видов топлива

Наименование топлива	Скрытая теплота испарения, ккал/кг
Бензин	75
Бензол	95
Толуол	90
Изооктан	75
Ацетон	125
Этиловый спирт	200
Метиловый спирт	260

Теплотворность. Теплотворностью топлива называется то количество тепла в больших калориях, которое выделяется при полном сгорании 1 кг топлива (ккал/кг). Теплотворность различных видов топлива зависит от их химического состава.

Наибольшей теплотворностью обладают топлива нефтяного происхождения, наименьшей — спиртовые топлива, как это видно из табл. 37.

Таблица 37
Теплотворность различных видов топлива

Наименование топлива	Теплотворность топлива, ккал/кг	Теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива
Бензин	10500	15,0
Бензол	10026	13,8
Толуол	10150	13,45
Спирт этиловый	7100	8,4
Спирт метиловый	5322	6,53

Поэтому при эксплуатации мотоцикла на топливе с низкой теплотворностью приходится ставить бензобак значительных размеров, как это и делается на современных гоночных мотоциклах.

Испаряемость. Испаряемостью топлива называется его способность переходить из жидкого состояния в парообразное. Оценка топлива по испаряемости производится в лабораторных условиях фракционной разгонкой на специальном аппарате. Основные требования к испаряемости топлива следующие:

1) топливо должно обладать хорошими пусковыми свойствами;

2) топливо не должно содержать большого количества трудно испаряющихся фракций, могущих разжижать масло и повышать нагарообразование в камере сгорания.

Чтобы обеспечить нормальную работу спортивного двигателя, рекомендуется применять автомобильные бензины первого сорта и авиабензины Б-70, Б-74.

Антидетонационные качества. Стойкость топлива против детонации оценивается так называемым октановым числом (о. ч.). Для определения о. ч. за эталон принимается смесь изооктана с нормальным гептаном. Изооктан обладает высокими антидетонационными качествами, его о. ч. условно равно 100. Нормальный гептан, наоборот, отличается весьма низкими антидетонационными качествами, его о. ч. условно равно 0. Следовательно, смешивая в разных пропорциях изооктан с гептаном, можно получить топливо с октановым числом от 0 до 100. За октановое число принимают процентное содержание (по объему) изооктана в эталонной смеси.

Например, если при испытании эталонное топливо состояло из 90% изооктана и 10% гептана, то испытуемое топливо, обладающее такими же антидетонационными свойствами, имеет октановое число — 90. Октановые числа различных видов топлива приведены в табл. 38 и 39.

Таблица 38

Основные свойства авиационных бензинов по ГОСТ 1012-49

№ п/п	Физико-химические свойства	Показатели по сортам			
		Б-100/130	Б-95/130	Б-92	Б-70
1	Содержание этиловой жидкости (по марке РД, ГОСТ 988-44) в мл в 1 кг бензина, не более	3,3	4,0	4,0	0
2	Антидетонационная характеристика бензина:				
	а) октановое число, не менее	98,6	95	92	70
	б) сортность по методу 3-С на богатой смеси, не менее	130	130	—	—
3	Фракционный состав:				
	а) температура начала перегонки в °С, не ниже	40	40	40	40
	б) 10% перегоняется при температуре в °С, не выше	75	82	88	88
	в) 50% перегоняется при температуре в °С, не выше	105	105	105	105
	г) конец кипения при температуре в °С, не выше	180	180	180	180
	д) остаток в колбе в %, не более	2,5	2,5	2,5	2,5

Таблица 39

Основные свойства автомобильных и мотоциклетных бензинов по ГОСТ 2084-48

№ п/п	Физико-химические свойства	Показатели по маркам бензина		
		А-66	А-70	А-74
1	Октановое число	66	70	74
2	Фракционный состав:			
	а) температура начала перегонки в °С, не ниже	—	—	35
	б) 10% перегоняется при температуре в °С, не выше	79	79	70
	в) 50% перегоняется при температуре в °С, не выше	145	145	105
	г) конец кипения в °С, не выше	205	205	180
	д) остаток в колбе в %, не более	1,5	1,5	1,5

Форсирование двигателей по степени сжатия или по давлению наддува в основном ограничивается октановым числом топлива.

Примерная зависимость октанового числа от степени сжатия показана на рис. 147, а от давления наддува p_k — на рис. 148.

Опыт применения для форсированных двигателей различных видов топлива, отличающихся по химическому составу, но с одинаковым октановым числом, показывает, что антидетонационные качества различны. Объясняется это тем, что топливо различного химического состава при изменении условий сгорания меняет свою детонационную стойкость по различным законам. Поэтому октановое число, определенное стандартным методом при одних условиях (небольшие размеры цилиндра, бедная топливовоздушная смесь), не может еще полностью характеризовать детонационную стойкость топлива при других условиях.

Особенно большое несоответствие получается при испытании топлива на форсированных режимах с небольшим коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 0,6 - 0,75$. При форсированных режимах работы на богатой смеси некоторые сорта топлива с более низким октановым числом дают лучшую детонационную стойкость, чем сорта топлива с высоким октановым числом. В настоящее время

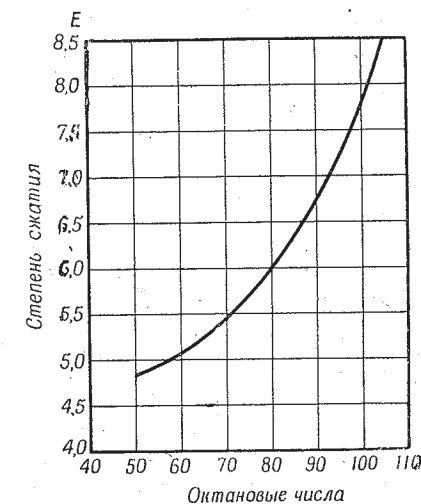


Рис. 147. Зависимость степени сжатия от октанового числа

в Советском Союзе применяется 2 метода оценки детонационной стойкости топлив: моторный и авиационный с наддувом. Испытание топлив по моторному методу производится на специальном двигателе, конструкция которого позволяет повысить степень сжатия на ходу до появления условной величины детонации.

При испытании по авиационному методу (З-С) используется тот же двигатель, что и при моторном методе, но с постоянной степенью сжатия, а детонация вызывается изменением давления наддува. Этот метод дает возможность производить оценку детонационной стойкости при различных составах топливовоздушной смеси.

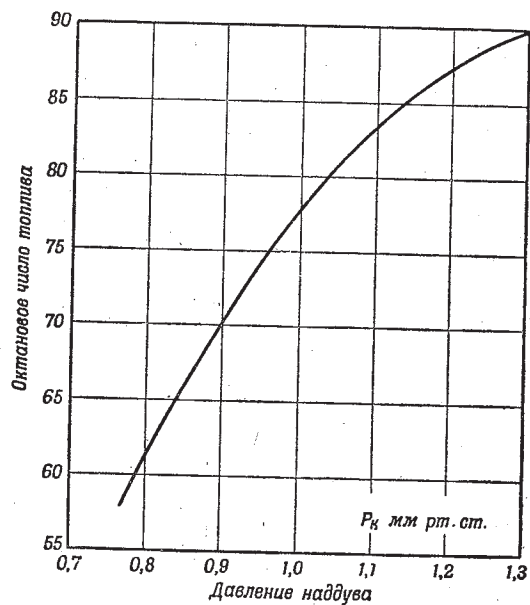


Рис. 148. Зависимость давления наддува от октанового числа

Сущность его заключается в том, что устанавливается зависимость среднего индикаторного давления от коэффициента избытка воздуха при постоянной интенсивности детонации (рис. 149).

Детонационная стойкость топлива на богатой смеси по этому методу характеризуется величиной сортности топлива. Сортностью топлива считается процентное увеличение среднего индикаторного давления, получаемое при начале детонации и при коэффициенте избытка воздуха, равном примерно 0,6, на испытуемом топливе по сравнению с изооктаном. Сортность применяемых в авиации стандартных видов топлива и составных компонентов по сравнению с их октановыми числами приведена в табл. 40. Обозначение сортности топлива дается дробным числом, например Б-95/130, где цифра 95 обозначает октановое число, а 130 его сортность.

Таблица 40

Сортность и октановые числа различных видов топлива

Наименование топлива	Сортность	Октановое число
Бензин Б-95/130, каталитического крекинга	103—135	95
Бензин Б-95/130, Бакинский	140—150	95
Бензин Б-100/130 каталитического крекинга	130—135	99—100
Бензин Б-92/140, Бакинский	140—145	92—93
Бензин Б-89	105—120	89
Изооктан	100	100

Имея маркировку данного топлива, гонщик может предварительно определить, насколько оно пригодно для форсированного двигателя.

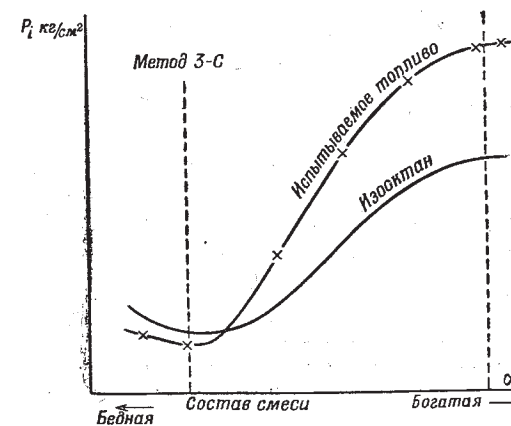


Рис. 149. Сравнительные результаты испытаний топлива по авиационному методу ЗС

Антидетонаторы

Для повышения октанового числа бензинов широко применяются антидетонаторы, состоящие из различных химических соединений. Антидетонаторы прибавляются к топливу в небольшом количестве и не изменяют регулировку карбюратора.

Самый эффективный антидетонатор — тетраэтилсвинец. По своим антидетонационным свойствам он в 600 раз сильнее высокооктанового топлива — бензола. Тетраэтилсвинец — бесцветная, маслянистая жидкость с удельным весом 1,64 и температурой кипения 200°. Под действием солнечного света тетраэтилсвинец разлагается; он легко растворяется в топливе и не растворяется в воде.

Чтобы уменьшить отложения свинца в двигателе, тетраэтилсвинец применяется в смеси с бромистым этилом и монохлорнафта-

лином, которые переводят окиси свинца, образующиеся во время сгорания, в соединение бромистого и хлористого свинца, легко уходящие с отработавшими газами, что уменьшает отложения свинца на клапанах и электродах свечи. Эта смесь называется этиловой жидкостью (Р-9), пары ее весьма ядовиты, поэтому для предупреждения обслуживающего персонала она окрашивается в красный цвет.

Количество этиловой жидкости, необходимое для получения требуемого октанового числа, зависит от чувствительности топлива к тетраэтилсвинцу. Более чувствителен бензин прямой гонки, менее чувствительны крекинг-бензин, бензол и толуол. Влияние добавления этиловой жидкости на повышение октанового числа топлива показано в табл. 41.

Таблица 41

Октановые числа бензинов с присадком этиловой жидкости (по Забрянскому)

Наименование топлива	Оценка октанового числа по моторному методу			
	Октановые числа при добавлении этиловой жидкости, см ³ /кг			
	0	1	2	3
Бакинский авиационный бензин Б-59	56	75	79	82
Бакинский авиационный бензин Б-70	73	82	86	89
Бакинский авиационный бензин Б-78	78	86	90	92
30% бензола + 70% Б-70	77	—	89	91

Для высокофорсированных двигателей наиболее целесообразно применять авиационные бензины прямой гонки. Для менее форсированных двигателей можно использовать автомобильные бензины прямой гонки и крекинг-бензин. Существенный недостаток крекинг-бензина состоит в том, что в нем имеется значительный процент углеводородов из непредельной группы, предрасположенных к окислению и образованию смол. Окисление крекинг-бензина усиливается при повышении окружающей температуры и под воздействием солнечного света. Вследствие отложения смол происходит заедание клапанов, дроссельной заслонки и заклинивание поршневых колец.

Для форсированных двигателей широко используются бензино-бензолные и толуоловые смеси.

Бензол добавляется к бензину в значительных количествах, обычно не менее 30%. Смесь, состоящая из 30% бензола и 50% бензина Б-70, имеет октановое число примерно на 6 единиц выше, чем

у бензина Б-70. Октановые числа бензино-бензолных смесей указаны в табл. 42.

Таблица 42

Октановые числа бензино-бензолных смесей (по Забрянскому)

Состав смеси по весу, %		Октановые числа смесей, определенные моторным методом
бензол технический	автобензин Б-70	
40	60	78
60	40	81
70	30	84
80	20	89

Основные недостатки бензола: большое содержание смол, гигроскопичность, т. е. способность поглощать воду, и высокая температура замерзания. При +6° в бензоле начинается кристаллообразование, могущее вызвать засорение бензинопровода и жиклеров карбюратора, вследствие чего применять бензол в зимнее время не следует.

Хорошим заменителем бензола является толуол; октановое число его несколько выше, чем бензола, температура замерзания — минус 95°. Учитывая большую разницу в температурах замерзания бензола и толуола, составляют бензоло-толуоловую смесь, не замерзающую при низких температурах — авиабензол и пиробензол, которые представляют собой смеси, состоящие из бензола, толуола и ксилола; химический состав этих смесей указан в табл. 43.

Таблица 43

Химический состав двух видов авиационного ароматического топлива (данные 1939 г. по СССР)

Наименование топлива	Сорт топлива	Химический состав, %				Температура застывания
		бензол	толуол	ксилол	высшие гомологи и бензин	
Авиабензол	Зимний	60	35	15	—	-28
»	Летний	75	18	7	—	—
Пиробензол	Зимний	45	17	21	17	-32
»	Летний	51	11	20	18	-20

Для повышения октанового числа бензоло-бензиновых смесей применяют антидетонаторы. Табл. 44 и 45 показывают, что уменьшение процентного содержания бензола и толуола может быть с успехом возмещено добавлением этиловой жидкости, чтобы получить топливо с октановым числом от 87 до 100.

Таблица 44

Октановые числа смесей химически чистого бензола с бензином

Состав смеси по объему, %		Октановые числа топлива при добавлении тетраэтилсвинца, см ³ /кг				
бензол химически чистый	бензин с октановым числом 70	0	0,375	0,750	1,125	1,500
0	100	70	80	84	86	87
10	90	71	81	85	87	88
20	80	73	82	86	88	89
30	70	76	83	87	89	90
40	60	78	85	88	90	92
50	50	82	87	90	91	93
60	40	85	90	92	93	94
70	30	88	92	93	95	96
80	20	94	96	98	99	100
85	15	97	100	—	—	—

Таблица 45

Октановые числа смесей химически чистого толуола с бензином

Состав смеси, %		Октановые числа топлива при добавлении тетраэтилсвинца, см ³ /кг				
толуол химически чистый	бензин с октановым числом 70	0	0,375	0,750	1,125	1,500
0	100	70	80	84	86	87
10	90	72	81	85	87	88
20	80	74	82	86	88	90
30	70	77	84	87	89	91
40	60	79	86	88	90	92
50	50	82	88	90	92	93
60	40	85	90	92	93	94
80	20	93	96	98	99	100
85	15	97	100	—	—	—

Высокооктановое топливо

К высокооктановым видам топлива относятся: изооктан, алкалайт, триптан, бензол, толуол и т. д. В табл. 46 показаны октановые числа некоторых из этих видов топлива.

Таблица 46

Наименование	Удельный вес при 20°	Октановое число
Изооктан (технический)	0,708	94
Неогексан	0,655	92
Изопентан	0,6116	90
Триптан	0,690	123

Спиртовое топливо

Для высокофорсированных двигателей с успехом применяются этиловый и метиловый спирты. Их положительные качества:

1) высокие антидетонационные свойства, от которых зависят допускаемая предельная степень сжатия или давление наддува двигателя;

2) высокая скрытая теплота испарения, от которой зависит получение наибольшего коэффициента наполнения.

Основной недостаток спиртового топлива, как указывалось выше, — малая теплотворность. Но так как для сгорания спиртов требуется меньшее количество воздуха, то количество топлива в данном объеме смеси будет значительно больше; от этого усиливается охлаждающее действие при его испарении. Положительным свойством спиртового топлива следует считать также его способность эффективно сгорать при очень богатых смесях $\alpha = 0,5$ — $0,6$. В конечном итоге получается большой охлаждающий эффект, повышаются коэффициент наполнения и среднее эффективное давление.

При применении 95%-ного этилового спирта температура смеси к концу сжатия снижается на 120° по сравнению с бензиновым топливом, а наибольшая температура пламени снижается на 200°. Это свойство спиртового топлива очень ценно для форсированных двигателей воздушного охлаждения.

Особенно полезно это свойство во время гонок в тяжелых условиях при сравнительно малой скорости, когда двигатель должен работать на больших оборотах, например во время гонок по грязе-песочному участку дороги, ипподрому и др. В этих условиях воздушного охлаждения бывает иногда недостаточно, и тогда охлаждающее действие спиртового топлива имеет не меньшее значение, чем повышение мощности при его применении.

Испытания одноцилиндрового четырехтактного мотоциклетного двигателя с рабочим объемом 500 см³ без наддува, со степенями сжатия $\epsilon = 7,7$ и $\epsilon = 9,75$ при замене бензола-бензиновой смеси (60% бензола + 40% бензина) этиловым спиртом показали, что мощность повышается на 13,7%.

При тех же степенях сжатия в случае применения метилового спирта мощность повышалась на 23,3%. Явное преимущество метилового спирта ясно показано на рис. 150. В табл. 47 указаны мощность и среднее эффективное давление при работе четырехтактного двигателя с верхним распределительным валиком класса до 500 см³ на метиловом спирте со степенью сжатия $\epsilon = 13,1$ и на бензола-бензиновой смеси $\epsilon = 7,8$.

При бензола-бензиновой смеси степень сжатия ограничивалась детонационными свойствами топлива.

Преимущество спиртовой смеси неоднократно проверено на мотоциклах разных конструкций. Например, в соревновании на первенство СССР в 1946 г. мотоцикл в классе до 600 см³ с коляской на

Таблица 47
Зависимость среднего эффективного давления от числа оборотов и вида топлива

Обороты в минуту	50% бензина+50% бензола		Метиловый спирт	
	среднее эффективное давление, кг/см ²	мощность, л. с.	среднее эффективное давление, кг/см ²	мощность, л. с.
4000	11,7	26,0	14,0	31,2
4400	11,8	28,8	14,8	34,7
4600	11,9	30,2	14,2	36,3
4800	11,7	31,3	14,1	37,7
5000	11,6	32,0	14,0	39,0
5200	11,5	33,2	13,9	40,2
5400	11,3	33,8	13,6	40,9
5600	11,0	34,3	13,4	41,6
5800	10,8	34,7	13,1	42,5
6000	10,5	34,7	—	—

спиртовом топливе показал среднюю скорость (дистанция 1 км с хода) 140, 2 км/час, при той же степени сжатия на высокооктановом бензине скорость была равна 128 км/час.

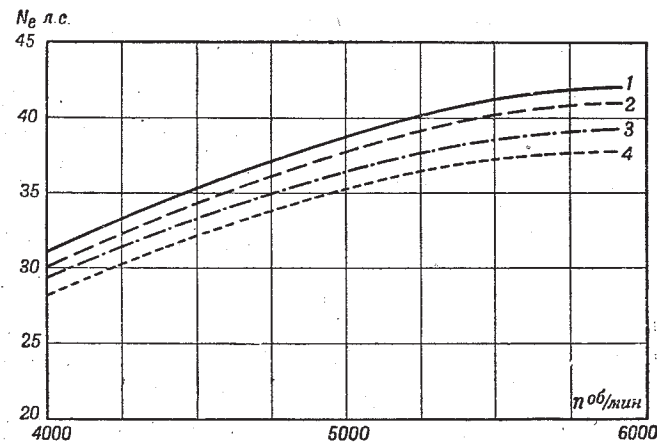


Рис. 150. Влияние топлива и степени сжатия на эффективную мощность двигателя:

1—ε=10,6 метилловый спирт, 2—ε=9,6 метилловый спирт, 3—ε=10,6 этиловый спирт, 4—ε=9,6 этиловый спирт

Этиловый и метиловый спирты дают возможность применять любую технически возможную степень сжатия; наибольшая эффективность получается при степени сжатия от 9 и выше. Практика показывает, что за счет применения спирта, используя высокую степень сжатия, можно получить прирост мощности до 20%.

Спиртовые смеси. Метиловый и этиловый спирты применяются не только в чистом виде, но и в смеси с бензином и бензолом. Про-

центное содержание их зависит от условий соревнования и от степени форсировки двигателя. Иногда к спирту добавляется бензин, чтобы улучшить его пусковые свойства. Указанные в табл. 48 смеси № 1, 2, 3, 4, 5, 6, состоящие из спирта, бензола, бензина и других компонентов, обеспечивают работу двигателя без детонации и наибольшую его форсировку.

Таблица 48

Спиртовые смеси	
Смесь № 1	Смесь № 2
30% метилового спирта	90% этилового 95%-ного спирта
30% этилового 95%-ного спирта	10% бензина
30% бензола	
10% бензина	
Смесь № 3	Смесь № 4
80% метилового спирта	40% метилового спирта
10% бензина	30% этилового спирта
10% ацетона	15% бензола
	10% бензина
	5% ацетона
Смесь № 5	Смесь № 6
Спирт этиловый 45%	86% метилового спирта
Спирт бутиловый 25%	4% нитробензола
Бензол 26%	8,8% бензола
Нитробензол 2%	1,2 сернистого эфира
Сернистый эфир 2%	

Тройная смесь, состоящая из равных объемных частей спирта, бензина и бензола, пригодна для менее форсированных двигателей. Недостаток спиртовых смесей заключается в их предрасположении к расслаиванию, особенно если в спирте имеется большой процент влаги. Чтобы обеспечить однородность смесей, применяют стабилизаторы, для чего используют ацетон, бензол, бутиловый спирт и др., причем ацетона добавляется до 10%, бензола до 30% и бутилового спирта до 15%. Кроме того, для метилового спирта хорошим стабилизатором является этиловый спирт. Стабильность смеси зависит главным образом от окружающей температуры и от количества спирта в смеси. Чем ниже температура и чем меньше спирта, тем больше должно быть процентное содержание стабилизатора.

Стабильность смеси проверяется 2—3-часовой выдержкой пробы, налитой в стеклянную посуду. Если смесь при окружающей температуре не мутнеет и не расслаивается, то она считается пригодной.

Особенности эксплуатации двигателя на спиртовом топливе. Особенностью эксплуатации двигателей на спиртовом топливе является большой расход его по сравнению с бензином.

Спирты обладают способностью растворять смолы, выделяющиеся из бензина, разрыхляют ржавчину в бензобаке и т. д. Вследствие этого перед применением спиртового топлива необходимо предварительно промыть бензобак, трубки и фильтры. При работе двигателя с большой нагрузкой на спиртовом топливе может произойти уменьшение уровня топлива в поплавковой камере, особенно у двигателей с нагнетателями, что можно устранить, увеличив отверстие в пробке бензобака (сообщение с атмосферой), а иногда для поддержания атмосферного давления в бензобаке припаивают трубку к пробке бензобака, один конец которой направляется навстречу потоку воздуха и поэтому во время движения давление в бензобаке будет атмосферным или несколько выше атмосферного, это обеспечивает нормальную работу поплавковых камер с большим расходом спиртового топлива.

Недостаток метилового спирта заключается в худшем его распыливании по сравнению с этиловым спиртом. Вследствие того, что метиловый спирт обладает более высоким поверхностным натяжением, это свойство метилового спирта способствует слиянию мелких капель жидкости в крупные капли, что может произойти при сравнительно низкой скорости горючей смеси в диффузоре. В этом случае метиловый спирт будет поступать в цилиндр в жидком состоянии, смывая смазку со стенок цилиндра. Поэтому при применении метилового спирта следует оставлять диффузор карбюратора стандартного дорожного типа, не увеличивая его.

Положительным свойством спиртового топлива следует считать исключительно хорошее сгорание; в камере сгорания после работы на спиртовом топливе нагара обычно не бывает.

Применение метилового спирта в двигателях с нагнетателями, имеющих высокое давление наддува и высокую степень сжатия, может иногда привести к перегреву. Вследствие увеличения коэффициента наполнения происходит увеличение количества тепла, выделяемого при сгорании, на отвод которого существующая система охлаждения не рассчитана.

Недостатком метилового спирта следует также считать более низкую по сравнению с бензолом температуру самовоспламенения.

Поэтому при применении метилового спирта нужно ставить свечу с более высоким калильным числом.

В целях уменьшения возможной коррозии от компонентов спиртовых смесей надо по окончании тренировки или гонок сливать бензин из бензобака, и особенно из поплавковых камер карбюратора. При заправке бензобака спиртовым топливом соблюдать осторожность во избежание попадания спиртов на окрашенные детали мотоцикла и на руки, так как все спирты ядовиты (кроме этилового).

Методика подбора топлива

Выбор топлива, обеспечивающего бездетонационную работу, зависит прежде всего от форсирования двигателя по степени сжатия или величины наддува.

Существенное значение при этом имеют диаметр цилиндра, его конструкция и применяемый материал.

Чем меньше рабочий объем цилиндра, тем большую степень сжатия можно применить при том же топливе. Примерная зависимость между степенью сжатия и размером цилиндров при двух разных

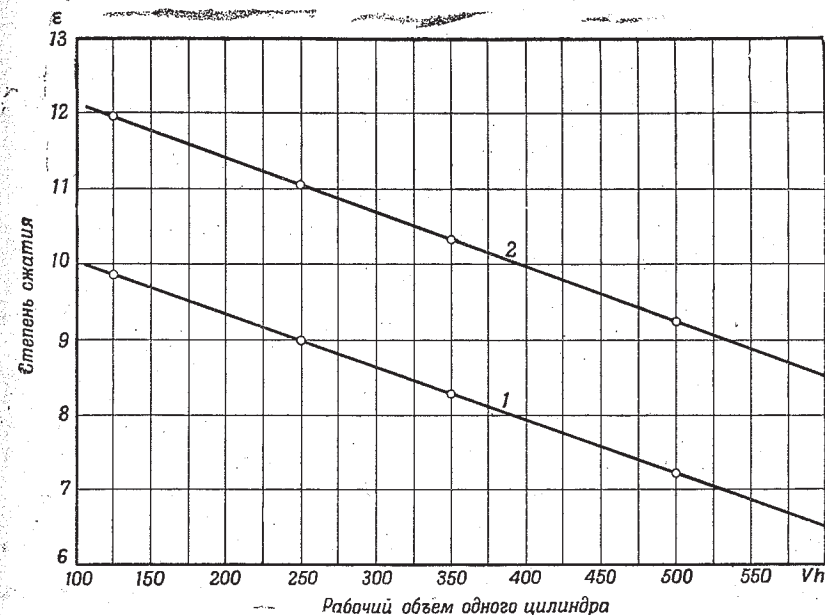


Рис. 151. График зависимости октанового числа топлива от рабочего объема цилиндра:

1—топливо бензин-бензол (50%+50%), 2—спирт этиловый или метиловый или высокооктановое топливо (не ниже 100)

видах топлива показана на рис. 151, где для спиртового топлива указаны сравнительно умеренные величины степени сжатия. Этот график с достаточной точностью может служить пособием для предварительного выбора топлива по октановому числу.

Преимущество использования топлива с большей детонационной стойкостью состоит в снижении средней рабочей температуры цилиндра, что повышает надежность работы поршневой группы двигателя, особенно при больших временных перегрузках и недостатке охлаждения.

Для кроссовых соревнований не рекомендуется применять этилированный бензин с продуктом Р-9, так как наличие тетраэтилсвинца способствует появлению короткого замыкания свечи.

Всегда рекомендуется применять топливо с некоторым запасом по октановому числу (или по сортности), так как возможно ухудшение условий работы (перегрев, изменение состава смеси и т. п.).

При соревновании на наибольшую скорость на коротких дистанциях спиртовое топливо имеет явное преимущество. В соревнованиях на большие дистанции эффективность спиртового топлива снижается вследствие большого расхода его по сравнению с бензином. В ряде случаев потеря времени на лишнюю заправку в пути не может быть вознаграждена увеличением скорости. Поэтому во время тренировок на спиртовом топливе необходимо уточнить расход и подсчитать среднее время прохождения дистанции с тем, чтобы убедиться в целесообразности его применения.

Следует помнить правило: никогда не заливать новое топливо перед стартом без предварительной проверки его на тренировке.

СМАЗКА МОТОЦИКЛА

Назначение смазки

Смазка, вводимая между трущимися поверхностями, способствует: а) уменьшению трения, а следовательно, и уменьшению механических потерь в двигателе; б) уменьшению износа трущихся поверхностей; в) уменьшению нагревания деталей и улучшению их охлаждения.

Недостаточная смазка может стать причиной увеличения потерь на трение и перегрева двигателя, вплоть до заедания. Чрезмерно обильная смазка также вредна, так как приводит к усиленному нагарообразованию и может вызвать перебои в зажигании вследствие замасливания свечи.

Требования, предъявляемые к маслу для спортивного двигателя

К маслу, применяемому для спортивных двигателей, работающих продолжительное время на полной мощности, предъявляются особые требования. Масло должно обладать следующими свойствами:

- а) быть стабильным при высоких температурах и давать как можно меньше нагара;
- б) образовывать стойкую масляную пленку, не допускающую контакта металлических поверхностей;
- в) обладать такой вязкостью, которая обеспечивала бы надежность смазки и как можно меньше менялась бы при изменении температуры;
- г) не содержать минеральных кислот и посторонних примесей.

Выбор масла по режиму работы и состоянию двигателя

Для спортивных двигателей следует использовать лучшие сорта авиационных масел, удовлетворяющих указанным выше требованиям. При выборе сорта масла необходимо руководствоваться следующими соображениями:

а) чем больше давление на трущиеся поверхности и меньше скорость их относительного перемещения, тем большей должна быть вязкость масла, и, наоборот, чем меньше давление и больше скорость относительного перемещения трущихся поверхностей, тем вязкость должна быть меньше;

б) в зависимости от степени изношенности двигателя при увеличении величины зазоров необходимо применять более вязкое масло;

в) выбор сорта масла зависит также от времени года; зимой необходимо применять специальные зимние сорта масел, которые не теряют текучести при низких температурах; это особенно важно для двигателей с циркуляционной системой смазки, учитывая длинные и тонкие маслопроводы.

Применяемые масла

В настоящее время для смазки мотоциклетных двигателей используются минеральные масла, получаемые в результате переработки нефти. Для улучшения качества масла его подвергают специальной очистке от смол и вредных примесей. Очистка может применяться двух видов: кислотно-земельная, имеющая индекс «К», и селективная, имеющая индекс «С». При кислотно-земельной очистке масла сначала обрабатываются серной кислотой, затем применяется дополнительная очистка с помощью специальных земель. При селективной очистке масло подвергается действию специальных растворителей: нитробензола, креозола, фенола и др., которые поглощают смолы и непредельные углеводороды. Масла селективной очистки обладают большей стабильностью по сравнению с маслами кислотно-земельной очистки. Для форсированных двигателей следует предпочесть лучшие сорта авиационных масел с маркировкой «МС», например МС-14, МС-20 и т. д. Цифры показывают величину вязкости. В зимнее время следует применять масло МС-14, а в летнее—МС-20 или МС-24.

В целях улучшения качества масла применяются специальные присадки: а) улучшающие вязкость; б) увеличивающие маслянистость; в) антикоррозийные; г) уменьшающие нагарообразование; д) уменьшающие пенообразование.

Наиболее ценной присадкой для форсированных двигателей является присадка, уменьшающая нагарообразование и препятствующая пригоранию поршневых колец. Кроме того, имеются комплексные, или многофункциональные присадки, из числа которых применяются присадки Циатим 336 и Циатим 339 в количестве до 3 %.

Добавление к маслам комплексных присадок в количестве 2—3% улучшает антинагарные и другие свойства масел.

Заправка двигателя маслом с присадками должна проводиться в хорошо промытый картер и чистый масляный бак, иначе присадки, обладая разъедающим свойством, могут включить в масло смоли-

стые и коксовые отложения, имеющиеся на стенках картера, и тем ухудшить смазку.

Отличными смазывающими свойствами обладает касторовое масло, которое с успехом применяется для форсированных двухтактных и четырехтактных двигателей. Недостаток этого масла в том, что оно способствует нагарообразованию и склонно к окислению; поэтому его нельзя применять для обычной эксплуатации. Основные свойства касторового масла приведены в табл. 49.

Таблица 49

№ п/п	Физико-химические свойства	Показатели
1	Вязкость по Энглеру: а) при 50°, не менее	17,3
	б) при 90°, не менее	3,2
2	Температура вспышки по Мартенс-Пенскому, не ниже	240°
3	Зола (в %), не более	0,008
4	Температура застывания, не выше	-16°

Шестерни коробки передач и главной передачи работают с меньшей температурой, поэтому для смазки этих агрегатов применяют вязкие масла, например нигрол автотракторный ГОСТ 542-41 или масло трансмиссионное автомобильное ГОСТ 3787-47. Сравнительно малая вязкость этих масел уменьшает потери на трение в коробке передач и главной передаче.

Смазка подшипников качения и скольжения осуществляется консистентными маслами, являющимися смесью минерального масла с загустителем (солидолы). Загустителем служит мыло. Эти смазки сохраняют смазочный слой на поверхностях трения при высоких давлениях и высокой температуре, в этом их преимущество перед минеральными маслами.

Смазка двухтактного двигателя

Большинство двухтактных двигателей смазывается маслом, непосредственно добавляемым к горючему и составляющим по объему от 4 до 6%. Чтобы обеспечить хорошую приработку во время обкатки двухтактного двигателя, необходимо увеличить содержание масла до 8%.

Для форсированных двухтактных двигателей рекомендуется касторовое масло. При этом необходимо применять в качестве топлива толуол, бензол или спирт в смеси с бензином. В чистом бензине касторовое масло не растворяется.

Для соревнований на короткие дистанции можно добавлять к топливу от 4 до 5% масла. В соревнованиях на дистанции от 100 км и выше содержание масла в топливе для форсированных двигателей достигает 6%.

Процентное содержание масла в топливе необходимо строго выдерживать и не допускать заправки «на глазок», так как количество масла в топливе влияет на вязкость его, а следовательно, и на регулировку карбюратора. Увеличение количества масла в топливе больше нормы может привести к уменьшению пропускной способности жиклера, что приведет к обеднению состава горючей смеси.

Перед стартом следует хорошо взболтать топливную смесь в баке и, отвернув бензопровод, спустить отстой топливной смеси из трубки и карбюратора.

Подготовка и проверка работы системы смазки

После сборки двигателя необходимо проверить работу системы смазки, удостовериться в исправности масляного насоса по давлению масла.

Маслопровод необходимо соединять гибкими дюритовыми шлангами. Перед пуском следует проверить, имеется ли масло в картере двигателя и в масляном бачке. Во время обкатки нужно чаще менять масло, не реже чем через каждые 500 км.

При нормальных условиях температура масла в бачке должна быть постоянной, примерно 60—75°. Если температура масла резко повышается, то тренировку или обкатку необходимо прекратить до выяснения причин перегрева. Понизить температуру масла можно увеличением производительности насоса или количества циркулирующего масла, т. е. увеличением емкости масляного бачка.

Перед соревнованиями масло необходимо сменить, причем всю масляную систему (бачок, картер, трубки) промыть бензином или керосином.

После смены масла вал двигателя перед пуском следует предварительно прокрутить стартером (10—15 раз), чтобы заполнить трубки и каналы маслом. Вначале нельзя давать валу двигателя больших оборотов.

Обычно перед стартом масло подогревается за счет работы двигателя с небольшой нагрузкой. Это особенно важно в зимних соревнованиях, так как при низких температурах масло в трубопроводах может застыть.

Для защиты и утепления таких уязвимых мест необходимо при- менять особые средства: бинтовать трубки теплоизолирующим материалом, ставить щитки и т. д. Если допускает конструкция, то следует увеличить диаметр трубок.

Расход масла зависит, в первую очередь, от качества обработки поверхности цилиндра, поршневых колец и поршня, а также от зазоров между ними.

Если двигатель дымит во время работы, то это верный признак неисправности поршневой группы, требующий снятия цилиндра для осмотра.

После гонок необходимо соблюдать следующее правило: если смазка двигателя во время гонок осуществлялась касторовым маслом, то после гонок, во избежание коррозии, нельзя оставлять масло и топливо в мотоцикле на длительное хранение. В этом случае необходимо после слива касторового масла залить минеральное масло и дать поработать двигателю 5—10 мин.

Глава XXI

ДОВОДКА КАРБЮРАТОРА

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Наибольшая мощность и скорость в значительной степени зависят от регулировки карбюратора, к которому предъявляются следующие требования:

- 1) обеспечить высококачественное приготовление горючей смеси, которое подразделяется на три этапа: распыливание топлива, испарение его в потоке воздуха и равномерное смешивание паров топлива с воздухом;
- 2) автоматически поддерживать постоянное качество рабочей смеси при разных режимах работы двигателя;
- 3) экономично расходовать топливо;
- 4) обеспечить наибольшую мощность;
- 5) обеспечить хорошую приемистость двигателя;
- 6) сочетать простоту конструкции с удобной регулировкой и легкостью управления.

Карбюраторы, применяемые на мотоциклетных двигателях, удовлетворительно выполняют первое требование. В отношении прочих требований при подготовке к соревнованиям обращают внимание главным образом на возможность обеспечения наибольшей мощности и хорошей приемистости. Экономичным же расходом топлива пренебрегают, так как при экономном режиме нельзя получить наибольшую мощность и скорость. Регулировка на экономный расход топлива производится только при обычной эксплуатации мотоцикла, а также при специальных соревнованиях на экономичность.

Для соревнований на скорость принято регулировать карбюратор на максимальную мощность и максимальное число оборотов.

РАЗБОРКА КАРБЮРАТОРА И ПРОВЕРКА ЕГО ДЕТАЛЕЙ

При разборке карбюратора рекомендуется тщательно изучить его работу по заводской инструкции или по другим источникам, ознакомиться со всеми деталями и установить их исправность, проверить систему управления открытием и закрытием дроссельной заслонки и исправность бензопровода от бака к карбюратору.

Не снимая карбюратора, следует проверить работу поплавковой камеры, в которой уровень бензина обычно бывает на 2—3 мм ниже верхней кромки распылителя топлива или жиклера (в зависимости от конструкции карбюратора). Следует также проверить работу запорной иглы и герметичность самого поплавка; обнаруженные недостатки нужно устранить.

Во время разборки необходимо: проверить упругость фиксирующих замков запорной иглы распылителя, состояние пайки концов троса; записать размер или производительность жиклера; прочистить фильтр и бензоотстойник; проверить состояние прокладки. Прилегание плоскости фланца карбюратора к головке проверяется на плите (особенно карбюратора, изготовленного из легких сплавов), так как фланец иногда деформируется вследствие неравномерной затяжки во время постановки.

Устранив недостатки, следует заготовить прокладку для уплотнения из мягкого клингерита или из армированного полотна так, чтобы внутренние кромки прокладки совпали с кромками впускного патрубка головки и фланца карбюратора. На наполнение влияет не только выступ прокладки, но и впадина, которая вызывает лишнее завихрение и потерю на трение. Подготовив и собрав карбюратор, можно предварительно проверить его работу на двигателе и затем приступить к подбору жиклера.

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА РЕГУЛИРОВКУ КАРБЮРАТОРА

Тепловой эффект от сгорания топлива в двигателе при прочих равных условиях зависит от качества карбюрации и состава смеси, т. е. от хорошего распыла и равномерного перемешивания паров топлива с воздухом.

Регулировка карбюратора для спортивных целей заключается, главным образом, в подборе состава смеси для применяемого рода топлива. Состав смеси характеризуется коэффициентом избытка воздуха α .

Карбюраторные двигатели, предназначенные для спортивных целей, обычно работают на богатых смесях, т. е. на таких, где количество воздуха, приходящегося на килограмм топлива, меньше теоретического (при $\alpha = 0,65 - 0,75$). Наиболее целесообразно подбирать состав смеси по максимальной мощности или скорости; это практически соответствует указанным коэффициентам избытка воздуха. В карбюраторном двигателе состав смеси регулируется

исключительно подбором сечения жиклеров, производительность которых зависит от ряда факторов. Основные из них следующие:

- 1) род применяемого топлива,
- 2) температура и вязкость топлива,
- 3) изменение конструкции выпускной системы,
- 4) установка воздухоочистителя при входе,
- 5) степень сжатия,
- 6) фазы газораспределения,
- 7) формы жиклера.

Для форсированных мотоциклетных двигателей в качестве топлива применяют: бензин, бензол, толуол и спирты.

Теплотворность этилового спирта почти в два раза меньше, чем бензина. Поэтому для выполнения одинаковой работы требуется значительно больше спиртового топлива, чем бензина. Сечение жиклера при спиртовом топливе необходимо значительно увеличить. Сравнительные величины изменения жиклеров — для разных видов топлив, выраженные в процентах, приведены в табл. 50.

Таблица 50

Изменение размеров жиклеров в процентах в зависимости от вида топлива

Вид применяемого топлива	Изменение размера жиклера, %
Бензин	100
Бензол	120
Толуол	125
Спирт этиловый	161,4
Спирт метиловый	221,6

Применение бензола и толуола в количестве до 25% практически не отражается на регулировке главного жиклера, а при большем количестве необходимо увеличить его пропускную способность.

В связи с изменением температуры изменяется вязкость топлива, а это влияет на истечение топлива из жиклера. При понижении температуры воздуха смесь беднеет вследствие повышения вязкости топлива и увеличения плотности воздуха. Чтобы возместить это обеднение, необходимо увеличить диаметр жиклера настолько, чтобы сохранился наиболее целесообразный коэффициент избытка воздуха α , который обеспечивал бы наибольшую мощность при данных атмосферных условиях. Опытами установлено, что увеличивать диаметр жиклера в холодную погоду необходимо примерно на 3% на каждые 10° для коротких рабочих сечений жиклеров и на 4,5% на каждые 10° для удлиненных конструкций.

Пример: определить диаметр жиклера при зимних условиях при температуре -15° , если при $+15^\circ$ диаметр жиклера равен 1,5 мм.

Р е ш е н и е: определяется перепад температур:

$$\Delta t = +15^\circ - (-15^\circ) = 30^\circ;$$

$$30:10=3; 3 \cdot 3=9\%.$$

Диаметр жиклера будет:

$$1,5 \cdot 1,09 = 1,635 \text{ мм.}$$

Более резко это проявляется в конструкциях карбюраторов с удлиненными жиклерами, особенно при работе на спиртовом топливе вследствие резкого повышения его расхода; при этом еще приходится уменьшать сечение конусной части иглы распылителя. Если трудно подобрать конус иглы, то можно получить хорошие результаты при работе на спиртовом топливе и без иглы.

Регулировку карбюратора следует производить с той выпускной системой, с которой предполагается участвовать на соревнованиях, так как эта система оказывает большое влияние на работу двигателя; имеет значение для регулировки и воздухоочиститель. Если снять воздухоочиститель (фильтр), то обычно лучше наполняется цилиндр, и поэтому, чтобы сохранить прежний состав смеси, необходимо увеличить жиклер. То же самое происходит, если снять глушитель. Особенно резко это проявляется при использовании конусообразного насадка (мегафона), который повышает коэффициент наполнения четырехтактного двигателя без поддува на 3—4%. Следовательно, если снимаются воздухоочиститель и глушитель и ставится мегафон, то необходимо увеличить жиклер.

Повышение или понижение степени сжатия также влияет на расход топлива. При увеличении степени сжатия расход топлива уменьшается за счет эффективности его сгорания и, следовательно, жиклер необходимо уменьшить.

На расход топлива, а следовательно, и на подбор жиклеров влияют фазы газораспределения. Поэтому при изменении фаз газораспределения жиклер следует подбирать опытным путем. При этом возможно увеличение или уменьшение расхода топлива. Окончательно решать, насколько целесообразен тот или иной жиклер, следует после испытания на шоссе или на испытательном стенде.

Для двухтактного двигателя имеет значение и процентное содержание масла в топливе, так как при добавлении масла изменяется вязкость топлива. Поэтому сравнительную регулировку необходимо проводить только при одинаковой топливной смеси и с одним и тем же маслом. Если же меняется сорт масла, например вместо минерального касторовое, то необходимо несколько увеличить жиклер, так как вязкость топлива повысится, а пропускная способность жиклера уменьшится.

ПОДБОР ЖИКЛЕРА И ПРОВЕРКА НА ИСТЕЧЕНИЕ

Производительность жиклера зависит не только от диаметра калиброванного отверстия, но и от его длины, гладкости стенок, формы входной и выходной фасок и т. п. Поэтому, прежде чем по-

ставить новый жиклер, необходимо иметь сравнительные данные о его производительности.

Гонщик должен располагать несколькими калиброванными жиклерами.

Калибровка (тарировка) жиклеров производится на специальной установке на истечение. На рис. 152 показана схема такой установки, состоящей из бака, трубки с краном и наконечником для постановки жиклера. Проверка жиклеров должна проводиться при постоянном уровне жидкости. При калибровке бензином устанавливается уровень $H = 0,5$ м; при калибровке чистой водой напор воды $H = 1,0$ м при 20° . Жиклеры следует заготовить с изменением расхода на 5—10 см³ в минуту. Калибровка жиклеров должна производиться по количеству воды или бензина, которое проходит в единицу времени через жиклер. Расход определяется суммарным отсчетом, т. е. отмеряется по секундомеру время, в течение которого в мензурку наливается количество воды объемом V см³.

Расход в единицу времени определяется по формуле:

$$g_{\text{мин}} = \frac{V \cdot 60}{t} \text{ см}^3/\text{мин},$$

где t — время в сек.

Пр и м е р: если за 30 сек. в мензурку налилось 75 см³, то в минуту расход будет равен

$$g_{\text{мин}} = \frac{75 \cdot 60}{30} = 150 \text{ см}^3/\text{мин}.$$

Небольшого изменения размера отверстия жиклера можно достигнуть конической разверткой. В случае надобности этой разверткой увеличивают сечение жиклера, причем разницу между двумя жиклерами по диаметру можно определить по глубине прохождения развертки, вставленной в отверстие жиклера в направлении прохождения струи топлива. Сечение развертки в этом месте легко определяется штангенциркулем с точностью 0,1 мм.

Если необходим большой расход, то увеличивают размер калиброванного отверстия, и жиклер снова тарируют. Чем больше заготовлено жиклеров, тем точнее можно регулировать карбюратор.

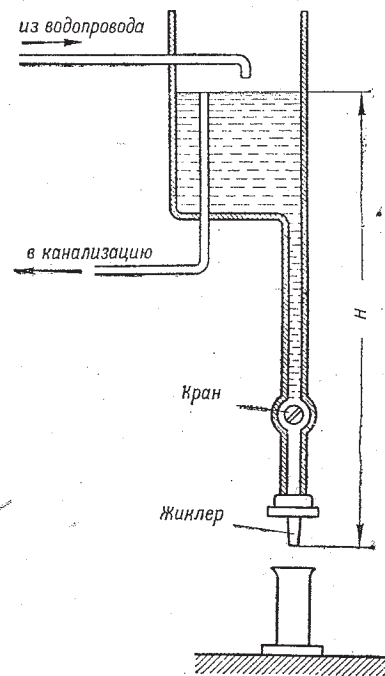


Рис. 152. Схема прибора для калибровки жиклеров

При этом необходимо записать производительность каждого жиклера и заготовить отдельную коробку для их хранения.

Ориентировочная производительность жиклера в зависимости от рабочего объема одного цилиндра при работе на бензине показана в табл. 51.

Таблица 51
Ориентировочная производительность жиклеров при работе на бензине

Объем цилиндра, см ³	Производительность жиклера, см ³ /мин	Примечание
125	150—190	Для топливной смеси двухтактного двигателя
250	140	Для четырехтактного двигателя
350	180	То же
500	240	» »

При работе на бензоле и спирте производительность жиклера значительно повышается. В табл. 52 указана ориентировочная производительность жиклеров спортивных карбюраторов

Таблица 52
Ориентировочная производительность жиклеров при разных видах топлива и с различной выпускной системой (спортивный карбюратор)

Объем двигателя, см ³	Относительная производительность жиклера, см ³ /мин	Топливо	Примечание
350	425—450	50% бензина 50% бензола	С трубой и мегафоном
350	275—300	То же	С глушителем
350	665	Спиртовое топливо с различным процентом спирта	С трубой и мегафоном с различными иглами
350	800		
350	900—950	Спирт этиловый	С трубой и мегафоном
350	1050—1150	Спирт метиловый	С трубой и мегафоном
490	525—550	50% бензина 50% бензола	С трубой и мегафоном
490	400	50% »	С глушителем
490	735	Спиртовое топливо с различным процентом спирта	С трубой и мегафоном с различными иглами
490	950—1000		
490	1200—1300	Спирт метиловый	С трубой и мегафоном

(рис. 153) для двигателей с рабочим объемом в 350 и 500 см³ с различными выпускными системами. Из таблицы видно, какое влияние оказывают выпускная система и вид топлива на требуемую производительность жиклера.

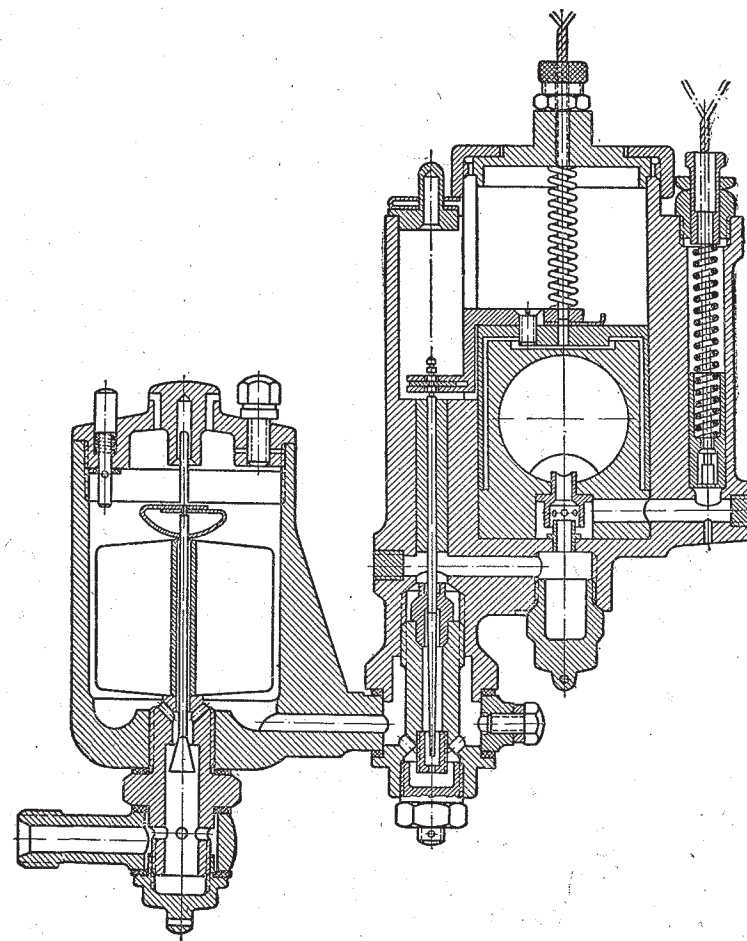


Рис. 153. Разрез спортивного карбюратора

РЕГУЛИРОВКА КАРБЮРАТОРА

По принципу работы большинство применяемых на мотоциклетных двигателях карбюраторов очень мало отличаются друг от друга. Следовательно, способы регулировки и ее методика также почти одинаковы и можно ограничиться рассмотрением в качестве примера одного из карбюраторов; разрез его дан на рис. 154. При изменении регулировки могут преследоваться следующие цели:

- 1) наибольшая мощность при полном открытии дроссельного золотника,
- 2) возможно лучшая приемистость,
- 3) максимальная экономичность,

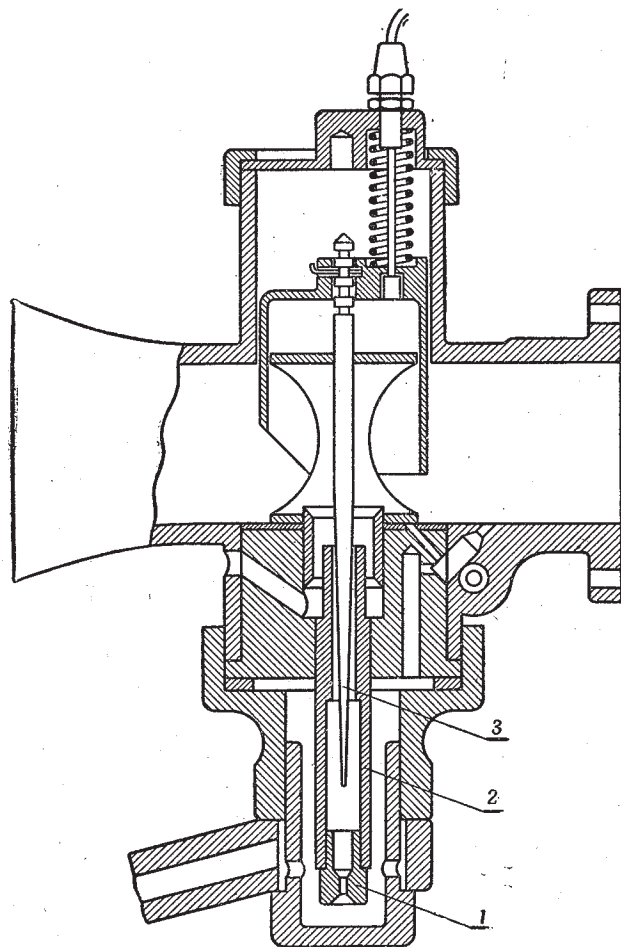


Рис. 154. Разрез карбюратора:

1—главный жиклер, 2—распылитель, 3—игла распылителя

- 4) устойчивая работа двигателя на малых оборотах холостого хода.

Для гонщиков наибольший интерес представляют два первые вида регулировок; экономичностью гонщики часто пренебрегают. В показанном на рис. 154 карбюраторе регулировка для получения наибольшей мощности производится главным образом подбором

сечений главного жиклера 1, изменением верхнего сечения распылителя 2, изменением положения иглы распылителя 3. Регулировку карбюратора на максимальную мощность следует производить с учетом применяемого топлива и других факторов, изложенных выше.

Если предполагается применение бензинового топлива или бензино-бензольной смеси, то для обогащения состава смеси требуется только изменить положение иглы распылителя и поставить главный жиклер с большей производительностью. Игла распылителя и его отверстие в этом случае остаются без изменения.

Таким образом, имея в запасе несколько главных жиклеров с разной производительностью, можно быстро отрегулировать карбюратор по наибольшей мощности или скорости. В случае применения спиртовых смесей или одного спирта, расход которого значительно выше бензина, потребуется дополнительно увеличить пропускную способность распылителя 2. Для этого необходимо иметь: две, три иглы с разными сечениями по конусу или подготовить несколько распылителей с разными диаметрами верхних отверстий. Увеличением только одного главного жиклера и поднятием стандартной иглы распылителя нужный расход спиртового топлива не обеспечивается.

При работе на чистом спирте иногда можно обойтись без иглы. В этом случае двигатель плохо (чрезмерно обогащенная смесь) работает на малых оборотах, имеет плохой переход с малых на большие обороты, но на получении наибольшей мощности это не отражается.

Площадь проходного сечения в верхней части распылителя должна быть примерно на 50—75% больше проходного сечения главного жиклера. В поперечном разрезе верхняя часть распылителя представляет собой кольцо (рис. 155).

Замер диаметра конуса иглки производится следующим образом: дроссельный золотник карбюратора открывают полностью. Делают отметку по высоте подъема иглы внутри карбюратора на уровне торца распылителя. После этого снимают

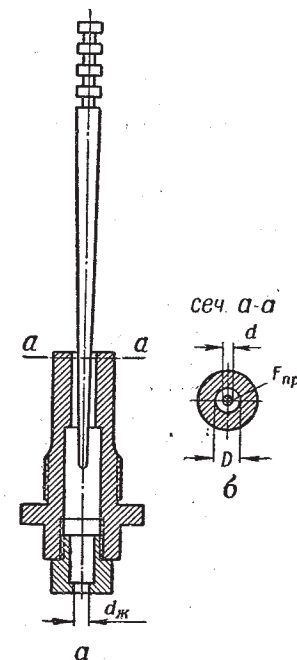


Рис. 155. а — продольный разрез проходного сечения распылителя, $d_{ж}$ —диаметр жиклера, б — поперечный разрез распылителя:

D —внутренний диаметр распылителя, d —диаметр иглы в сечении $a-a$, $F_{пр}$ —площадь проходного сечения

иглу и производят замер диаметра ее. Площадь проходного сечения кольца подсчитывается по формуле:

$$F_{np} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 0,785 (D^2 - d^2) \text{ мм}^2,$$

где

$$\pi = 3,14.$$

Площадь проходного сечения главного жиклера подсчитывается как площадь круга:

$$F_{жс} = \frac{\pi \cdot d_{жс}^2}{4},$$

где

$d_{жс}$ — диаметр жиклера, мм.

Следует оговориться, что сравнение по площадям еще не характеризует производительность проходных сечений, тем не менее такую проверку расчетом сделать надо, так как чаще всего ошибка при регулировке карбюратора происходит вследствие чрезмерного уменьшения верхнего проходного сечения распылителя. В результате получается обеднение рабочей смеси, отчего может прогореть поршень и оторваться выпускной клапан.

Пример подсчета. Дано: диаметр главного жиклера 1,7 мм, диаметр иглы в рабочем сечении 2,2 мм, верхний диаметр распылителя 2,7 мм.

$$F_{np} = 0,785 (D^2 - d^2) = 0,785 (2,7^2 - 2,2^2) = \\ = 0,785 (7,29 - 4,84) = 1,82 \text{ мм}^2,$$

$$F_{жс} = 0,785 (1,7)^2 = 2,26 \text{ мм}^2.$$

Из подсчета видно, что площадь сечения главного жиклера больше площади сечения распылителя в верхней части на 18%. Следовательно, последняя будет лимитировать расход топлива. В этом случае необходимо увеличить верхний диаметр распылителя.

Если принять $D = 2,85$ мм, то при подсчете получится:

$$F_{np} = 0,785 (2,85^2 - 2,2^2) = 2,56 \text{ мм}^2,$$

т. е. на 13% больше площади сечения главного жиклера. Такое соотношение площадей может быть и достаточным, однако увеличение этого размера на 50—65% по площади будет более правильным.

Качество регулировки карбюратора определяют следующим образом. Признаком слишком бедной смеси является очень короткий выхлоп (проверяется без выпускной трубы), почти бесцветный или слабого желтокрасного цвета, с хлопками в карбюратор. Бедная смесь сильно перегревает центральный электрод и всю

свечу. Признаки обогащенной смеси, обеспечивающей наибольшую мощность, следующие:

1) центральный электрод свечи имеет незначительные отложения нагара; 2) незначительные следы копоти на корпусе свечи. Признаком слишком богатой смеси служат большие отложения нагара на центральном электроде и на корпусе свечи.

Регулировка малых оборотов холостого хода весьма проста. Действуя регулировочным винтом (рис. 156), можно изменить количество воздуха, поступающего в канал малых оборотов. Для обеднения смеси регулировочный винт отвертывают, а для обогащения — заворачивают. Кроме того, сбоку корпуса карбюратора имеется специальный прилив (рис. 157), в который ввернут упорный винт с контргайкой. Приподнятая или опускаемая дроссельный

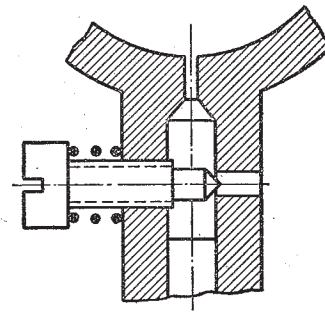


Рис. 156. Регулировочный винт качества смеси на малых оборотах холостого хода

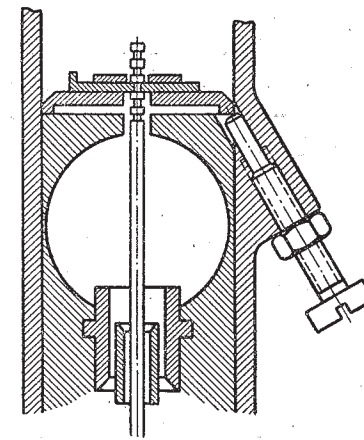


Рис. 157. Упорный винт для ограничения закрытия дроссельного золотника

золотник с помощью этого винта и изменяя состав смеси при помощи регулировочного винта, можно достичь устойчивой работы двигателя на малых оборотах холостого хода.

Для двухцилиндрового двигателя с двумя карбюраторами эта регулировка имеет большее значение, чем для одноцилиндрового. Проверку и регулировку карбюраторов мотоциклов М-35, М-72 и М-75 надо производить на работающем двигателе с приподнятым задним колесом, отдельно для каждого цилиндра. Проверка производится путем поднятия дроссельного золотника за трос. Регулировка считается хорошей, когда достигаются малые обороты каждого цилиндра в отдельности (равные по числу оборотов или по показанию спидометра) и хорошая приемистость. Затем регулируют синхронность открытия дроссельных золотников рукояткой управления. Если эти требования не выполняются, то возникает сильная вибрация и ухудшается приемистость двигателя.

Во время работы на полной мощности уровень бензина в трубке распылителя понижается, и, чтобы получить хорошую приемистость

стость, уровень топлива в поплавковой камере повышают до верхней кромки распылителя, особенно при работе на спиртовом топливе. Изменение удельного веса топлива влияет на уровень его в поплавковой камере. Чем больше удельный вес топлива, тем тяжелее должен быть поплавок.

Разница в весе поплавка может быть выражена следующей формулой:

$$\Delta p = \frac{p(\gamma_2 - \gamma_1)}{\gamma_1};$$

тогда

$$p_1 = p + \Delta p,$$

где

- p — вес поплавка при работе на бензине,
- γ_1 — удельный вес бензина,
- γ_2 — удельный вес нового топлива,
- Δp — дополнительный вес поплавка при работе на другом топливе,
- p_1 — новый вес поплавка.

Пример: если $\gamma_1 = 0,74$; $\gamma_2 = 0,87$; $p = 15$ г;

$$\Delta p = \frac{15(0,87 - 0,74)}{0,74} = 2,5 \text{ г,}$$

то

$$p_1 = 15 + 2,5 = 17,5 \text{ г.}$$

При работе на чистом спирте для двигателя с рабочим объемом одного цилиндра $U_n = 35 \text{ см}^3$ и выше можно рекомендовать применение двух поплавковых камер. Для двигателей с меньшим рабочим объемом вполне достаточно одной поплавковой камеры.

Предварительно отрегулировав карбюратор, можно выехать на шоссе для окончательной проверки при наибольшей скорости; тогда регулировка и уточняется окончательно в соответствии с атмосферными условиями. Перед выездом следует проверить, полностью ли открывается дроссельный золотник, чисты ли фильтры и исправен ли бензопровод.

ПОДБОР КАРБЮРАТОРА ДЛЯ СПОРТИВНЫХ ЦЕЛЕЙ

Двигатели, предназначенные для дорожной эксплуатации, обычно снабжаются экономичными карбюраторами с малым диаметром впускного патрубка. Для спортивных целей такой карбюратор иногда не может дать надлежащего эффекта; тогда необходимо подобрать другой. Таким образом, при подборе наиболее целесообразного карбюратора по размеру впускного патрубка следует иметь в виду, главным образом, назначение данного двигателя.

В табл. 53 приводятся размеры карбюраторов по диаметру диффузора в зависимости от рабочего объема одного цилиндра.

Таблица 53

Подбор карбюратора к двигателям

Рабочий объем одного цилиндра, см ³	Тип мотоцикла	Диаметр диффузора карбюратора, мм	
		от	до
125	Спортивный	16,5	18,5
175	Спортивный	18,25	20
175	Гоночный	19,8	21
250	Спортивный	19,8	—
250	Гоночный	20,6	22
350	Спортивный	22,2	—
350	Гоночный	25,4	27
500	Спортивный	25,4	—
500	Гоночный	27,8	30
600	Спортивный	28,7	—
600	Гоночный	30,2	32

Приведенные величины могут служить исходными данными; окончательно же проверить целесообразность того или другого карбюратора для данного двигателя следует на испытательном стенде или по наибольшей скорости на шоссе.

Целесообразность применения того или иного карбюратора зависит также от условий соревнования. Для соревнований, при которых часто меняется режим работы по оборотам и по мощности, например для кроссовых, ипподомных и по замкнутому кольцу, с большим числом резких поворотов, целесообразно ставить карбюратор с меньшим диаметром диффузора, так как тут

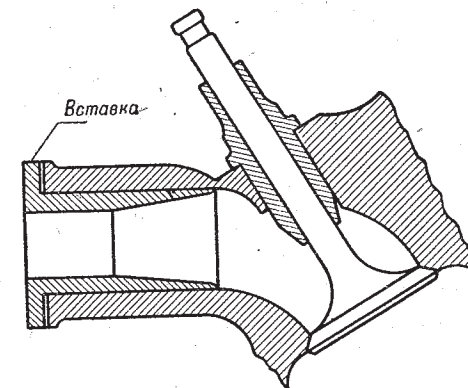


Рис. 158. Вставка для уменьшения сечения впускного канала

прежде всего требуется хорошая приемистость. Хотя такой карбюратор не дает наибольшей мощности или скорости на прямой, но для этих соревнований он более целесообразен и дает больший эффект. При шоссежных же соревнованиях необходимо ставить карбюратор с несколько большим диаметром диффузора, руководствуясь табл. 53. При этом, конечно, нужно сделать плавный переход между патрубком и впускным каналом головки. Иногда полезно сделать такой переход, применяя вставку во впускной канал, показанный на рис. 158.

На размер карбюратора влияет также передаточное отношение и оборотность двигателя. Если двигатель многооборотный, то более целесообразно поставить карбюратор большего размера, используя при этом относительно высокое передаточное отношение между оборотами вала двигателя и задним колесом. Если же передаточное число понизить, то более целесообразно использовать карбюратор меньшего размера.

Все эти указания применимы в том случае, если подбор и сравнение карбюраторов производятся при одном и том же топливе. Если род топлива меняется, например вместо бензола-бензиновой смеси применяется спиртовая, то это отражается и на подборе карбюратора. Приготовление горючей смеси при спиртовых топливах несколько сложнее, особенно при метиловом спирте, для распыления которого требуется большая скорость в диффузоре, чем при бензине. Поэтому увеличивать диффузор карбюратора по сравнению со стандартным в данном случае не рекомендуется. Кроме того, для сгорания 1 кг спирта требуется значительно меньше воздуха. Следовательно, при работе на спиртовом топливе диффузор малого размера может быть сохранен в целях улучшения распыливания топлива.

Вышеизложенное позволяет сделать вывод: подбор размера карбюратора зависит от конструктивных особенностей двигателя, передаточного отношения, условий соревнования и от вида применяемого топлива.

НЕИСПРАВНОСТИ КАРБЮРАТОРА И ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ

Основные неисправности мотоциклетных карбюраторов следующие:

- 1) засорение бензопровода от бака к карбюратору;
- 2) засорение фильтра;
- 3) засорение жиклера;
- 4) попадание воды в поплавковую камеру;
- 5) засорение в крышке поплавковой камеры отверстия, соединяющего камеру с атмосферой;
- 6) прекращение подачи топлива вследствие засорения в бензопробке бака отверстия, соединяющего бак с атмосферой;
- 7) перепополнение поплавковой камеры вследствие неисправности поплавка или запорной иглы;
- 8) загрязнение и плохое закрытие дроссельного золотника вследствие отложения смол;
- 9) неисправное управление золотником;
- 10) ослабление крепления фланца карбюратора или крышки дроссельного золотника.

Устранение большинства перечисленных неисправностей карбюратора не требует особых пояснений. Для спортсмена важно уметь своевременно предупреждать неисправности при эксплуатации и монтаже карбюратора.

Так как мотоциклетные двигатели остаются частично неуравновешенными, то появляется сильная вибрация, особенно на больших оборотах. В результате слабеет крепление карбюратора, отвертываются штуцеры подвода бензина, ломается бензопровод и нарушается нормальная работа поплавковой камеры. В этом случае монтаж поплавковой камеры иногда полезно производить отдельно от смесительной, устанавливая первую на раме мотоцикла.

Чтобы обеспечить надежность, вместо жесткой трубки ставят гибкий бензопровод. Для этого трубка разрезается и соединяется шлангом. Крепление фланца карбюратора полезно зашплинтовать. Кроме того, перед стартом надо зашплинтовать крышку дроссельной заслонки, все гайки, винты и пробки карбюратора. Особо необходимо обратить внимание на исправность замка иглы распылителя, которая часто на ходу выпадает из заслонки.

Если потребуется сменить тросы или оболочки, то это надо сделать с таким расчетом, чтобы рукоятка управления дроссельным золотником поворачивалась до упора, а трос имел некоторый запас хода при полном открытии золотника. Длина оболочек должна допускать повороты руля до отказа в обе стороны и не иметь при этом натяга. Это послужит предохранением от обрыва троса.

В современных мотоциклетных двигателях смесительные камеры ставятся наклонно, что обеспечивает повышение наполнения цилиндра за счет выпрямления потока воздуха. Это не значит, что всякий наклон карбюратора может принести пользу в этом отношении. Если конструкцией головки не предусмотрена наклонная установка его, то создание дополнительного колена только увеличивает гидравлическое сопротивление на впуске.