

6.7

86

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А

№ 186

1960

У. В. СООДЛА

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ
СВЕРХБЫСТРОХОДНЫХ
ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

ТАЛЛИН, 1961

У. В. СООДЛА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ
СВЕРХБЫСТРОХОДНЫХ
ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ТАЛЛИН, 1961

АННОТАЦИЯ

В результате исследования возможностей получения максимальных литровых мощностей на четырёхтактных сверхбыстроходных двигателях со свободным впуском установлено исключительно большое влияние впускного тракта на мощность двигателя.

Исследование влияния формы впускного канала на её гидравлическое сопротивление и на мощность двигателя показывает, что, чем меньше коэффициент местных сопротивлений канала совместно с клапаном, тем выше максимальная мощность двигателя.

Для определения коэффициентов местных сопротивлений впускных каналов разработана специальная методика и изготовлен стенд для испытаний. Разработана методика моделирования впускных каналов и испытания этих каналов на работающем двигателе.

Поступило 30 XII 1960.

Er 4528



У. В. Соодла

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ СВЕРХБЫСТРОХОДНЫХ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Таллинский политехнический институт.

Редактор Я. Иванд

Технический редактор Я. Мыттус

Корректор Р. Левет

Сдано в набор 6/IV 1961. Подписано к печати 9/XI 1961. Бумага 54 × 84,1/16.
Печатных листов 2,75. По формату 60 × 92 печатных листов 2,25. Учетно-издательских листов 2,11. Тираж 600 экз. МВ-08047. Заказ 3648.

Тип. им. Х. Хейдеманна. ЭССР, г. Тарту, ул. Юликооли, 17/19. II

Цена 15 коп.

1. Введение

В настоящее время четырёхтактными сверхбыстроходными¹ двигателями со свободным² впуском и принудительным зажиганием достигнуты исключительно высокие литровые мощности, которые несколько лет тому назад были доступны только двигателям с высоким наддувом. По имеющимся опубликованным данным мощность двигателя с объемом цилиндра 125 см^3 уже превышает $22 \div 23 \text{ лс}$ при 12.00 до 13.000 оборотов в минуту. Это соответствует литровой мощности $176 \div 184 \text{ элс/л}$. До настоящего времени почти ничего неизвестно о теоретической стороне методов, обеспечивающих работу двигателя при 10.000 до 13.000 оборотов в минуту с очень высокими коэффициентами наполнения цилиндра (по данным испытаний, проведённых в Таллинском политехническом институте, при некоторых режимах коэффициент наполнения двигателя может достигать значения до $1,25 \div 1,28!$). У автомобильных и других быстроходных двигателях со свободным впуском коэффициент наполнения начинает сильно снижаться с $3000 \div 4000 \text{ об/мин}$. Также почти ничего неизвестно, как протекают внутренние процессы в двигателе три таких скоростях. В литературе совершенно отсутствуют данные о целом ряде параметров на скоростных режимах свыше 6000 оборотов в минуту при наличии газодинамических явлений в впускном и выпускном каналах. Так, неизвестен коэффициент наполнения, температуры и давление в впускном канале и в цилиндре во время впуска; неизвестны скорости нарастания давления во время сгорания и т. д.

¹ Сверхбыстроходными называются в настоящем труде двигатели, средняя скорость поршня которых превышает 15 м/сек и число оборотов при максимальной мощности которых находится в пределах $10.000 \div 13.000$ оборотов в минуту.

² Под свободным впуском подразумевается наполнение цилиндров двигателя путем непосредственного всасывания без наддувочных агрегатов.

Проведенные испытания сверхбыстроходных четырёхтактных двигателей в Центральном конструкторско-экспериментальном бюро (ЦКЭБ) мотоцикlostроения и в Таллинском политехническом институте показывают исключительно большие затруднения при достижении высоких литровых мощностей, особенно свыше 100 элс/л. Проведенные автором испытания четырёхтактных сверхбыстроходных двигателей в Таллинском политехническом институте показывают, что максимальные мощности изготовленных двигателей колеблются в довольно широких пределах без всякой закономерности. Изменение параметров, влияющих на максимальную мощность обыкновенных быстроходных двигателей (степень сжатия, параметры газораспределения и т. д.), здесь совсем никаких результатов не дают. Повышение степени сжатия может при определенных условиях уменьшить мощность двигателя. При других условиях может двигатель с низкой степенью сжатия развивать высокую мощность и т. д. От чего это зависит, было неизвестно. Классическая теория двигателей внутреннего сгорания здесь ответа не даёт.

2. Общие соображения и цель исследований

Важной проблемой при сверхбыстроходных четырёхтактных двигателях является получение высоких мощностей. Особенно важно выявление тех факторов, которые наиболее влияют на максимальную мощность сверхбыстроходного двигателя.

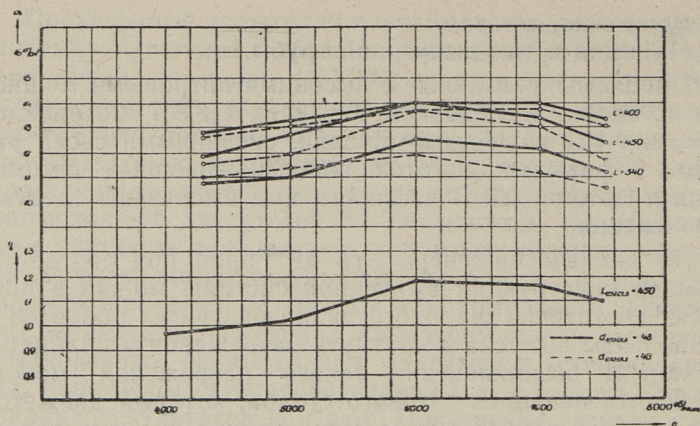
Исследованиями Я. Иванды и У. Соодла [4] было установлено, что в комплексе параметров, влияющих на коэффициент наполнения сверхбыстроходного четырёхтактного двигателя, самое большое значение имеет конфигурация, профиль и направление впускного канала. Для изменения всех остальных параметров требуется их комплексный анализ. Оптимальные значения их нужно найти исходя из впускного канала. К этим параметрам относятся:

- а) фазы распределения,
- б) закон поднятия клапанов, т. е. профиль кулачка,
- в) регулировка карбюратора,
- г) длина впускного канала,

- д) степень сжатия,
- е) длина и тип выпускной трубы.

Проблемы, связанные с высокими литровыми мощностями, также исследованы в трудах ЦКЭБ мотоцикlostроения [5] и учёными Италии, связанными своей работой с фирмами, изготовляющими гоночные автомобили и мотоциклы. В частности ими высказаны следующие мнения.

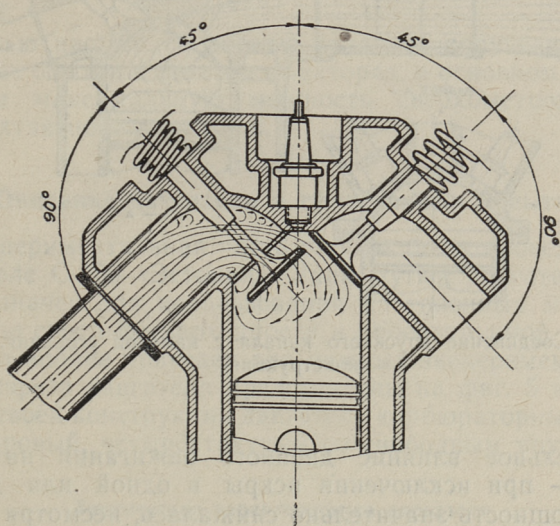
По данным инженера Уго де Гариа при соответствующей конструкции выпускной системы можно в пределах достаточно широкого диапазона чисел оборотов в конце фазы выпуска достигнуть разрежения в цилиндре. Механизм возникновения такого разрежения можно объяснить инерцией газового столба, который движется в выпускной трубе. В начальный период выпуска давление и температура в цилиндре двигателя высокие и скорость истечения газа через открывающийся выпускной клапан значительно превосходит критическую скорость. Хотя за счёт расширения и охлаждения газов скорость истечения несколько уменьшается, она всё же остается высокой. Таким образом, движущийся с большой скоростью газовый столб образует за собой определённую волну разрежения, длительность которой зависит от параметров выпускной системы. Таким образом возникает возможность сделать фазу выпуска активной. Однако это оказывает лишь незначительное влияние на процесс наполнения. Но разрежение, имеющееся в цилиндре в конце фазы выпуска, может оказать большое влияние на количество поступившей свежей смеси в последующую фазу впуска. Фактически в результате перекрытия клапанов, т. е. значительного опережения, с которым открывается впускной клапан, в цилиндр поступает струя рабочей смеси из впускного канала прежде, чем поршень начнет опускаться. Рационально используя инерцию этой струи и запоздание закрытия клапана, можно достигнуть поступления в цилиндр смеси ещё некоторое время после того, как поршень начнет свой ход вверх. Таким образом, эффективная продолжительность фазы впуска может быть значительно продлена по сравнению с углом поворота кривошипа, требующегося для хода поршня вниз. Естественно, что для этого необходимо конструкцию впускного канала привести в соответствие с выпускным каналом и с диаграммой газораспределения.



Фиг. 1. Влияние длины впускного канала на среднее эффективное давление P_e и коэффициент наполнения η_v при разных скоростных режимах.

На фиг. 1 представлены данные д-ра Альфиери. Показано влияние длины впускного канала на среднее эффективное давление при разных режимах, а также кривая, точнее, ломанная линия коэффициента наполнения. Как видно, последнее достигает значения 1,16 и сохраняет его на режиме чисел оборотов от 6000 до 7000 в минуту. Но эта величина относится к каналу длиной в 450 мм, а лучшие результаты достигаются при длине канала, равной 400 мм. Поэтому возможно, что в последнем случае можно достигнуть наддува до 20%. Можно отметить также, что по данным У. де Кариа в порядке эксперимента были достигнуты значения коэффициента наполнения 1,7! Приведённые данные свидетельствуют о больших возможностях повышения мощности двигателей за счёт использования инерции столба газов. Естественно, что кроме длины впускного канала большое значение имеет также его форма. Прежде считалось необходимым, чтобы соединение впускной трубы с камерой сгорания было произведено таким образом, чтобы её конец был направлен по оси клапана, как это показано на фиг. 2. В настоящее время наоборот стремятся осуществить каналы так, чтобы они образовали с осью клапана угол приблизительно в 45° (фиг. 3). Как указывает д-р Гор-

рини, это делается с целью обеспечения минимального отклонения газовой струи и, таким образом, максимального снижения сопротивления при входе массы воздуха в цилиндр.

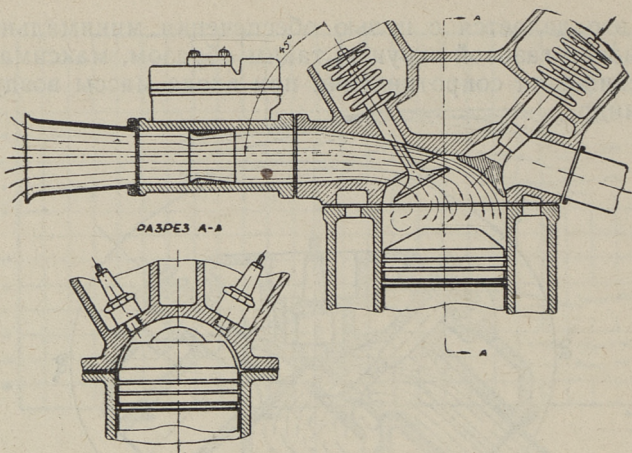


Фиг. 2. Соединение впускного канала с камерой сгорания. Старая конструкция.

Инженер У. де Кариа придерживается иного взгляда, однако согласен с тем, что на фиг. 3 показан разрез головки цилиндра, имеющей оптимальную форму впускной трубы, не уточняя при этом, в чём состоит это преимущество [1].

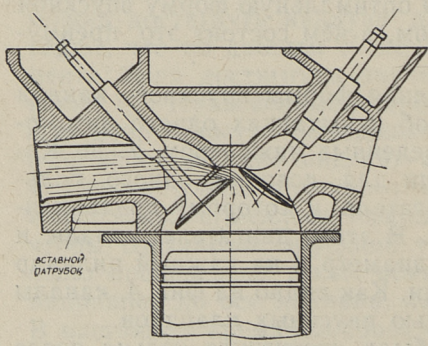
Для иллюстрации влияния формы впускного канала можно привести данные об испытаниях одного автомобильного двигателя, приведенные инженером У. де Кариа. Испытания проводили для доводки одного большого автомобильного двигателя, к которому предъявлялись высокие требования. В этом двигателе каналы и клапаны имели большой диаметр и на каждый цилиндр были поставлены две свечи. Как видно на фиг. 4, каналы хорошо согласованы с осью впускных клапанов.

Желаемая мощность была достигнута только после продолжительных испытаний, при этом отмечалось ис-



Фиг. 3. Соединение впускного канала с камерой сгорания. Новая конструкция.

ключительное влияние двойного зажигания на мощность — при исключении искры в одной или другой свече мощность значительно снижалась, несмотря на то, что эксплуатационный режим не был слишком высоким. После длительных попыток решили, с целью улучшения направления струи газа и для получения более энергичного завихрения (фиг. 4), поставить в впускные каналы прямые трубы. Ожидаемого снижения коэффициента наполнения за счёт меньших проходных сечений не произошло; неизменным остался также и часовой расход топлива. Мощность двигателя увеличилась на 12%. Соответственно снизился также удельный расход топлива.



Фиг. 4.

Полученные результаты явились следствием улучшения сгорания. В итоге автором сделан вывод, что длина впускного канала

имеет большое значение для наполнения цилиндра, в то время, как его форма, точнее, способ его соединения с камерой сгорания влияет решающим образом на образование завихрения и таким образом на процесс сгорания [1].

Целью настоящей работы является получение необходимых опытных данных о факторах, в основном влияющих на максимальную мощность сверхбыстроходного четырёхтактного двигателя.

3. Описание двигателя и проведенных испытаний

Экспериментальная часть работы была проведена на двигателе С-155 «Эстония». Упомянутый двигатель был предназначен для использования на гоночных мотоциклах и по своей быстроходности и проектируемой мощности был вполне пригоден для нужных экспериментов.

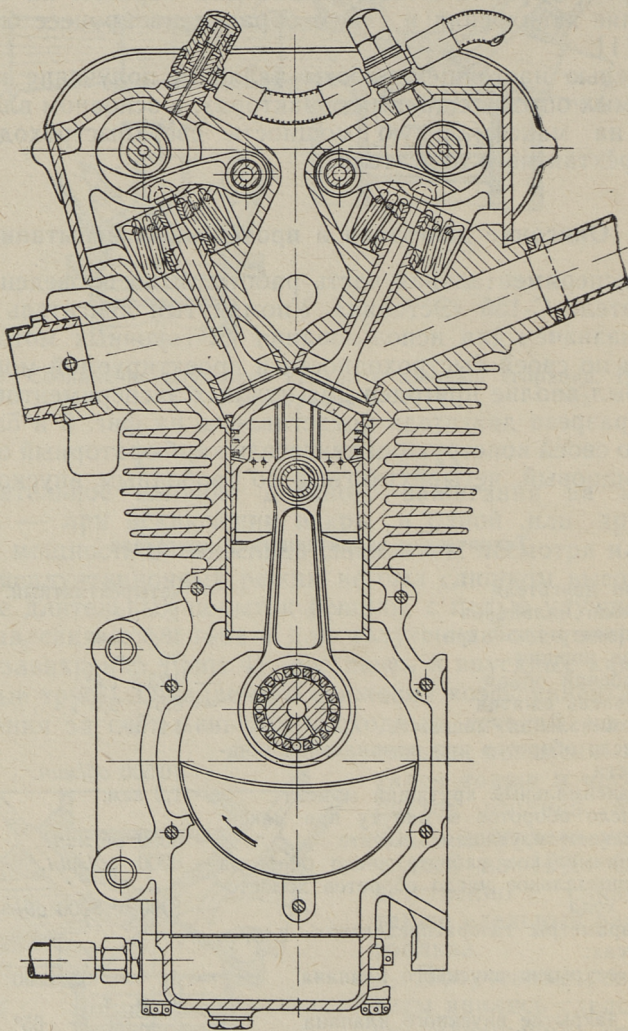
Два разреза двигателя представлены на фиг. 5 и 5а.

По своей конструкции двигатель карбюраторный одноцилиндровый, четырёхтактный со свободным впуском.

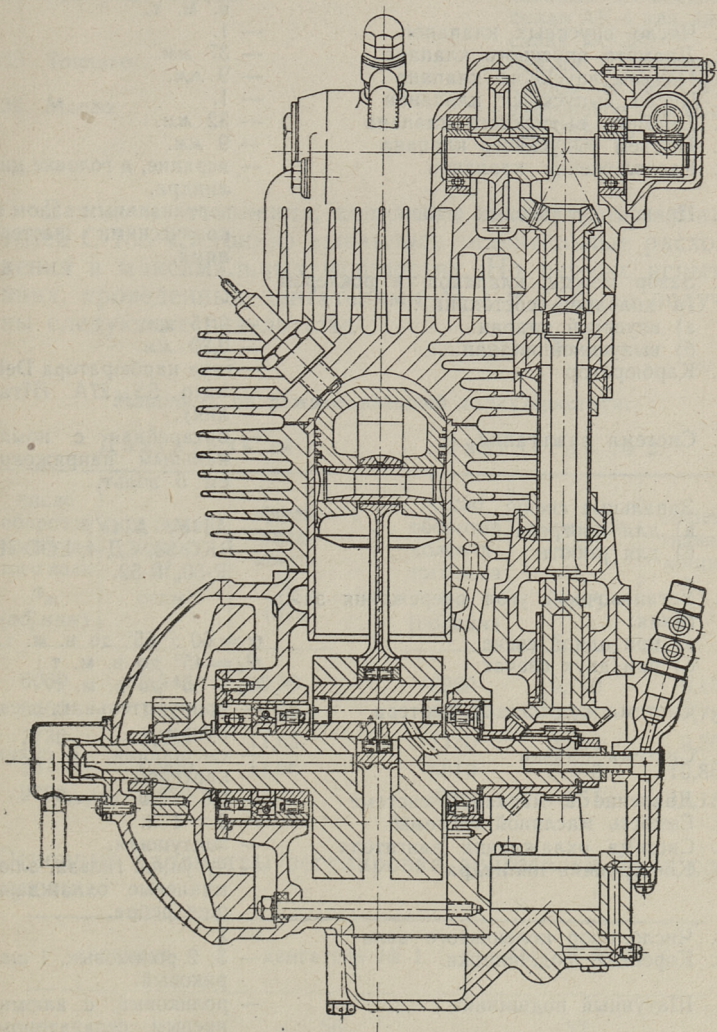
Техническая характеристика двигателя

1. Тип двигателя	— четырёхтактный.
2. Число цилиндров	— 1.
3. Диаметр цилиндра	— 58,5 мм.
4. Ход поршня	— 46 мм.
5. Рабочий объем	— 123,8 см ³ .
6. Степень сжатия	— 8,5 ÷ 9,5 ¹ .
7. Номинальная мощность	— 14 лс.
8. Число оборотов при номинальной мощности	— 10 500 об/мин.
9. Максимальный крутящий момент	— 1,2 кгм.
10. Число оборотов в минуту при максимальном крутящем моменте	— 8000 об/мин.
11. Минимальное рабочее число оборотов	— 6000 об/мин.
12. Минимальное число оборотов холостого хода	— 1000 ÷ 3000 об/мин.
13. Параметры газораспределения в градусах:	
а) открытие впускного клапана	— $\beta_1 = 55 \div 60^\circ$ до в. м. т.;
б) закрытие впускного клапана	— $\beta_2 = 60 \div 65^\circ$ после н. м. т.;

¹ Степень сжатия, двигателя регулируется при монтаже толщиной прокладки, которая устанавливается между цилиндром и картером двигателя.



Фиг. 5. Двигатель С-155 «Эстония», I разрез.



Фиг. 5а. Двигатель С-155 «Эстония», II разрез.

- в) открытие выпускного клапана — $\gamma_1 = 70 \div 75^\circ$ до н. м. т.;
- г) закрытие выпускного клапана — $\gamma_2 = 35 \div 40^\circ$ после в. м. т.
14. Число впускных клапанов — 1.
15. Диаметр впускного клапана — 37 мм.
16. Подъем впускного клапана — 9 мм.
17. Число выпускных клапанов — 1.
18. Диаметр выпускного клапана — 32 мм.
19. Подъем выпускного клапана — 9 мм.
20. Расположение клапанов — верхние, в головке цилиндра.
21. Привод кулачковых валов — вертикальным валом и коническими шестернями.
22. Зазор между клапанов и роккером² (в холодном состоянии):
- а) впускной клапан — 0,15 мм;
- б) выпускной клапан — 0,20 мм.
23. Карбюратор — типа карбюратора Dellorto SS 27A (Италия).
24. Система зажигания — батарейная с номинальным напряжением 6 вольт.
25. Запальные свечи:
- а) для прогрева — А11У, А14У;
- б) для работы — ВКС-38, СД-4, LODGE R-50, R-52.
26. Установочный угол опережения зажигания:
- а) при одной свече $\theta = 60 \div 65^\circ$ до в. м. т.;
- б) при двух свечах $\theta_1 = 45^\circ$ до в. м. т.;
- $\theta_2 = 55^\circ$ до в. м. т.
27. Система вентиляции картера — принудительная, с сапуном
28. Система смазки — смешанная, с сухим картером.
29. Давление в масляной системе — 0,8 — 1,0 кг/см².
30. Ёмкость масляной системы — 3 ÷ 4 л.
31. Система охлаждения двигателя — воздушная.
32. Конструкция цилиндра — чугунная гильза, алюминиевые охлаждающие ребра.
33. Число опор коленчатого вала — 2.
34. Коренные подшипники — 3; 2 роликовых, 1 шариковый.
35. Шатунный подшипник — роликовый, с алюминиевым сепаратором.

² Роккером называется одноплечный рычаг, расположенный между кулачком и стержнем клапана.

36. Материал головки цилиндра — алюминиевый сплав АЛ-2.
37. Материал поршня — кованный алюминиевый сплав АК-4 или литой сплав КС-285.
38. Топливо — бензин с октановым числом не ниже 80.
39. Масло — касторовое или «Castrol SAE-20».

В ходе изготовления, доводки и эксплуатации двигателей С-155 «Эстония» выявились значительные расхождения в максимальных мощностях. На первых испытаниях, проведенных двигателями № 1 и 2, были получены следующие результаты.

Мощность на режиме внешней характеристики:

Двигатель № 1.

число оборотов коленчатого вала n_m (об/мин)	крутящий момент M_e (кгм)	эффективная мощн. N_e (лс)
6060	0,946	8,00
6660	1,023	9,52
7730	1,025	11,65
8610	0,990	11,90
9790	1,032	14,10

Двигатель № 2.

число оборотов коленчатого вала n_m (об/мин)	крутящий момент M_e (кгм)	эффективная мощн. N_e (лс)
5960	0,740	6,16
6750	0,826	7,78
7730	0,860	9,30
8610	0,903	10,86
9790	0,851	11,18

Основные параметры регулировки двигателей были следующие:

параметр	двигатель № 1	двигатель № 2
β_1	58	52
β_2	60	64
γ_1	65	70
γ_2	40	40
ε	8,3	9,8
θ	68	62

Максимальная эффективная мощность двигателя № 2 около 20% ниже мощности двигателя № 1. С таким расхождением пришлось встретиться и в ходе дальнейших исследований. Специальными испытаниями выяснено, что описанное расхождение в максимальных мощностях не зависит от механического состояния двигателей. После перестановки головок цилиндров двигателей № 1 и № 2 между собой, мощность двигателя № 1 снизилась до мощности двигателя № 2. Обе головки цилиндра при этом совершенно одинаковые, технологические отклонения находятся в пределах допусков, отмеченных на чертежах. Единственное заметное расхождение в форме головок — у головки № 2 немного другой профиль впускного канала по сравнению с двигателем № 1.

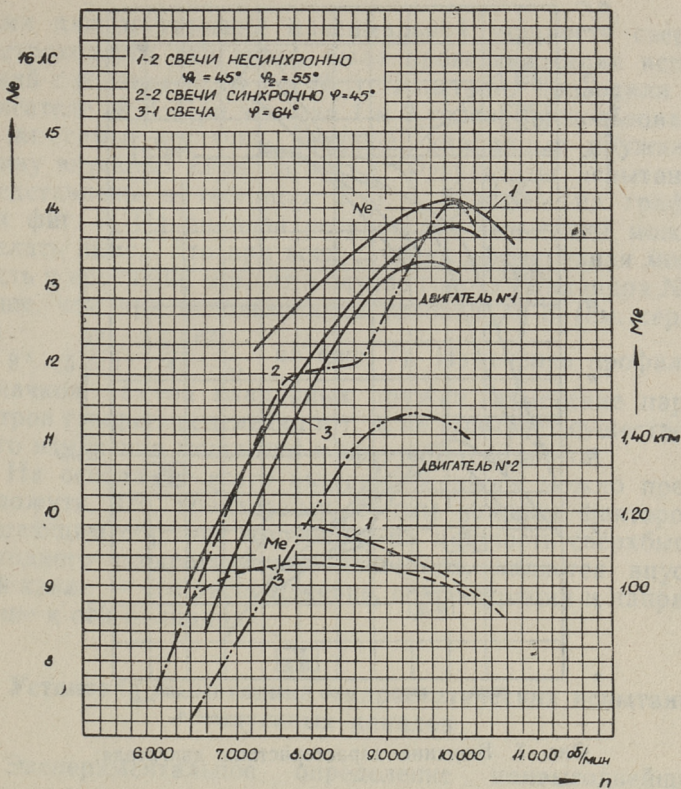
Эта разница вызвана необходимостью ручной обработки канала, имеющей сложную пространственную форму. Многочисленные сравнительные испытания выявили ещё одну отличительную особенность головок цилиндров двигателей № 1 и № 2. Снижение мощности в случае применения головки цилиндра № 2 не одинаково на всех участках диапазона рабочих чисел оборотов. Отклонение в максимальных мощностях в сторону снижения резко увеличивается при больших числах оборотов.

Аналогичные явления встретились и у двигателя № 3, который был изготовлен и испытан позже. Максимальная мощность двигателя № 3 немного выше, чем у двигателя № 2, но все же ниже, чем у двигателя № 1, несмотря на то, что при изготовлении головки цилиндра № 3 старались как можно точнее скопировать профиль впускного канала и камеры сгорания двигателя № 1.

Испытание зажигания с двумя свечами было проведено на двигателе № 3. Результаты испытания представлены в таблице № 1 и на графике фиг. 6. Как видно, наилучших результатов даёт применение несинхронного³ зажигания с двумя свечами.

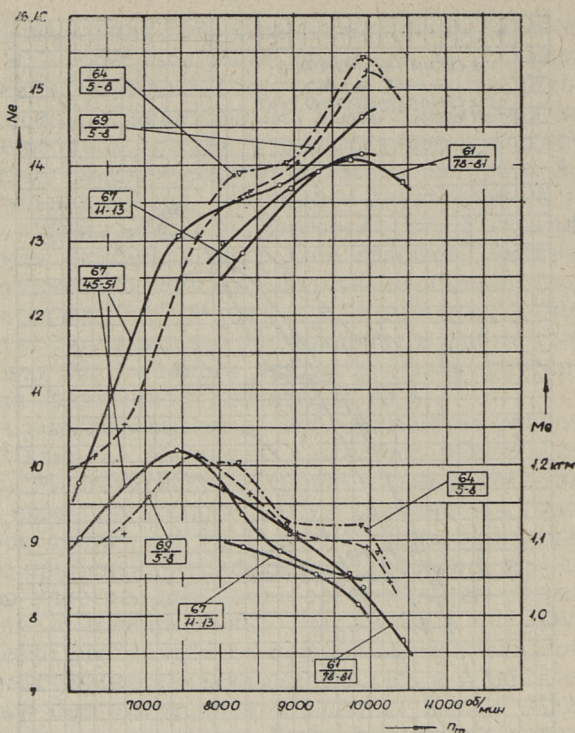
Максимальная мощность при этом находится на уровне максимальной мощности двигателя № 1 ($N_e = 14,1$ лс), при более низких числах оборотов (от 6000 ÷ ÷ 9000 об/мин) значительно превосходит мощность двигателя № 1. Также выяснено, что параметры газораспре-

³ При несинхронном зажигании с двумя свечами угол опережения в них неодинаковый.



Фиг. 6. Внешние характеристики двигателя при разных системах зажигания.

деления весьма сильно влияют на мощность двигателя, хотя и в неодинаковой степени. Когда мощность двигателя вообще понижена, как, например у № 2, изменение параметров газораспределения незначительно влияет на мощность двигателя. И наоборот — когда мощность двигателя достаточно высокая (литровая мощность порядка 110 ÷ 115 эл/л), изменение параметров газораспределения сказывается очень заметно. Для более точного определения, какие параметры у головки цилиндра и у механизма газораспределения являются наиболее важ-



Фиг. 7. Внешние характеристики двигателя:

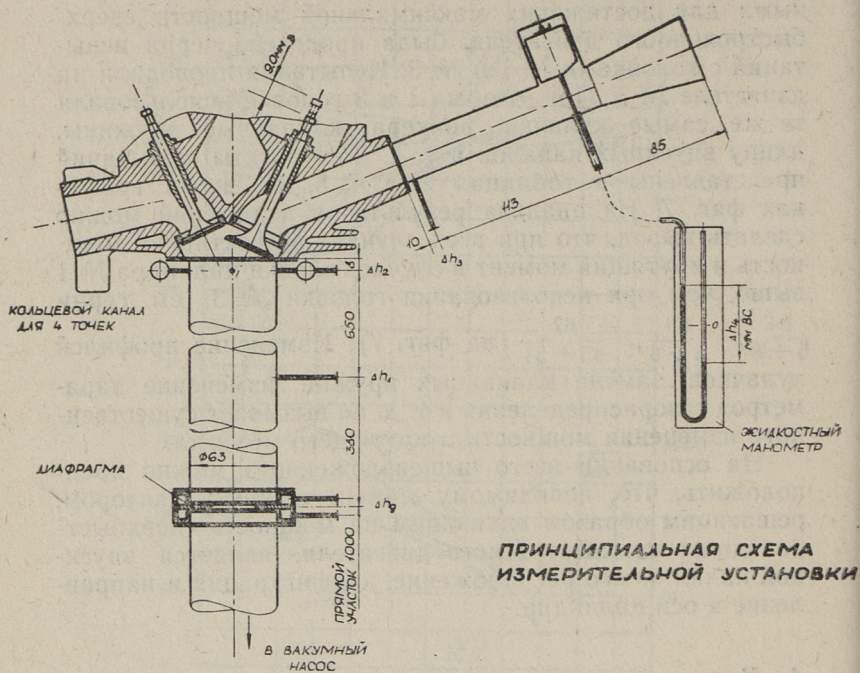
- $\frac{61}{78 \div 81}$ Головка цилиндра EIII. Профиль кулачков E 4/2. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 31^\circ$, $\beta_2 = 64^\circ$, $\gamma_1 = 72^\circ$, $\gamma_2 = 20^\circ$.
- $\frac{64}{5 \div 8}$ Головка цилиндра EIV. Профиль кулачков E 4/0. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 50^\circ$, $\beta_2 = 60^\circ$, $\gamma_1 = 70^\circ$, $\gamma_2 = 45^\circ$.
Определение зажигания: $\theta = 65^\circ$.
- $\frac{67}{11 \div 13}$ Головка цилиндра EIII. Профиль кулачков E 4/0. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 53^\circ$, $\beta_2 = 66^\circ$, $\gamma_1 = 66^\circ$, $\gamma_2 = 36^\circ$. Опережение зажигания: $\theta = 65^\circ$.
- $\frac{67}{45 \div 51}$ Головка цилиндра EIII. Профиль кулачков E 4/0. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 53^\circ$, $\beta_2 = 66^\circ$, $\gamma_1 = 66^\circ$, $\gamma_2 = 36^\circ$. Опережение зажигания: $\theta_1 = 55^\circ$, $\theta = 45^\circ$.
- $\frac{69}{5 \div 8}$ Головка цилиндра EIV. Профиль кулачков E 4/2. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 45^\circ$, $\beta_2 = 60^\circ$, $\gamma_1 = 70^\circ$, $\gamma_2 = 25^\circ$.
Опережение зажигания: $\theta = 62^\circ$.

ными для достижения максимальной мощности сверхбыстроходного двигателя, была проведена серия испытаний с головками № 1 и № 3. Испытания проводили на двигателе № 3. При этом на 1 и 3 головке использовали те же самые кулачки, роккера, клапанные пружины, длину впускных каналов и т. д. Результаты испытаний представлены в таблицах 2, 3, 4, 5, и 6 и на графиках фиг. 7. Из анализа результатов испытаний можно сделать вывод, что при всех случаях эффективная мощность и крутящий момент в случае головки цилиндра № 1 выше, чем при использовании головки № 3 (см. серии $\frac{64}{5 \div 8}$, $\frac{69}{5 \div 8}$, $\frac{67}{45 \div 51}$ на фиг. 7). Изменение профилей кулачков, замена клапанных пружин, изменение параметров газораспределения и т. д. не вызывает существенного изменения мощности и крутящего момента.

На основании всего вышеизложенного можно предположить, что, повидимому, самым важным фактором, решающим образом влияющим на мощность сверхбыстроходного четырёхтактного двигателя, является впускной канал — его расположение, конфигурация и направление к оси цилиндра.

4. Установка и методика гидростатических испытаний впускных каналов

Экспериментальное определение наивыгоднейших форм, расположения и направления впускного канала связана с большими трудностями, т. к. для этого следовало бы провести на работающем двигателе большое число испытаний с различными впускными каналами, варьируя их отдельные параметры. Известно, что теоретических основ для определения конфигурации впускного канала четырёхтактного двигателя в настоящее время не существует. Изменение конфигурации только впускного канала у данной конструкции головки цилиндра невозможно. Для этого нужно изготовить новую головку цилиндра. Кроме очень большой трудоёмкости (в головке цилиндра размещена вся система привода распределительного механизма) это невыгодно и по другой причине. При изготовлении новой головки изменяются, ввиду пространственного расположения в некоторой степени камера сгорания, расположение клапанов, форма вы-



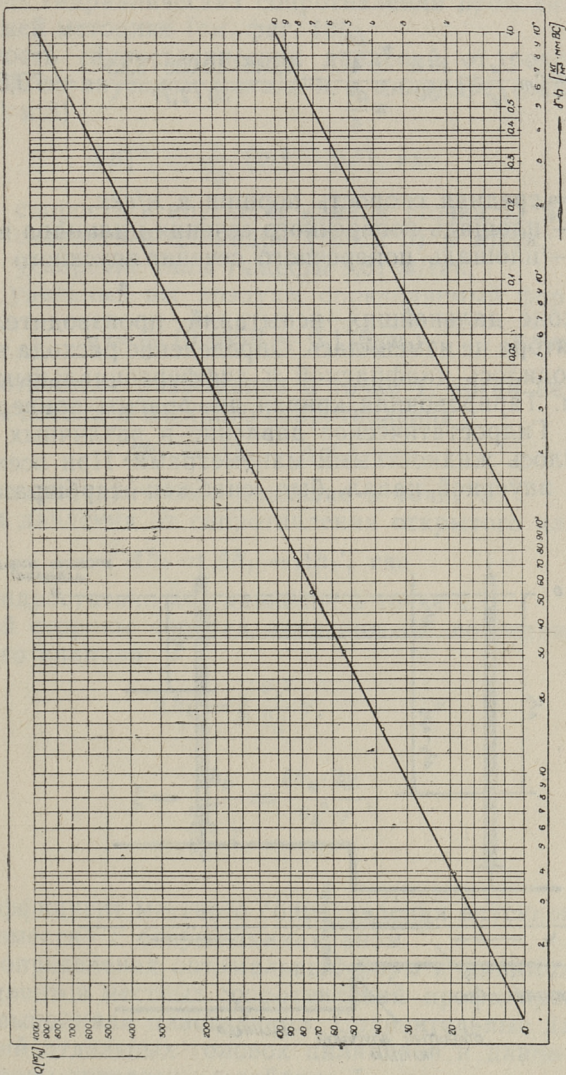
Фиг. 8.

пускного канала и т. д., что в совокупности влияет на результаты испытаний. Для установления теоретических основ для проектирования и изготовления впускных каналов такой путь является непригодным.

Для сравнения впускных каналов и определения их качеств было решено определить для узла впускной канал вместе с открытым впускным клапаном, гидравлические сопротивления и коэффициенты местных сопротивлений.

Испытания проводили по методу продувки. Принципиальная схема установки приведена на фиг. 8. Для всасывания воздуха через канал был использован вентилятор высокого давления ПП-1. Его производительность регулировалась таким образом, чтобы скорость воздуха во впускном канале при полностью открытом клапане равнялась средней скорости газового столба в самом канале во время работы двигателя на максимальных

$$D = 63 \text{ mm} \quad d = 54,73 \text{ mm} \quad \frac{d}{D} = 0,87 \quad Q = 0,1093 \text{ (l/h)}$$



Фиг. 9. Тарировочная кривая диафрагмы.

оборотах. Среднюю скорость газового столба при $n_m = 10.000$ об/мин определили из уравнения неразрывности

$$v_k = c_m \frac{f_s}{f_k} = \frac{s \cdot n}{30} \frac{\pi \frac{D^2}{4}}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{0,046 \cdot 10\,000 \cdot 5,85^2}{30 \cdot 2,7^2} = 70,5 \text{ м/сек,}$$

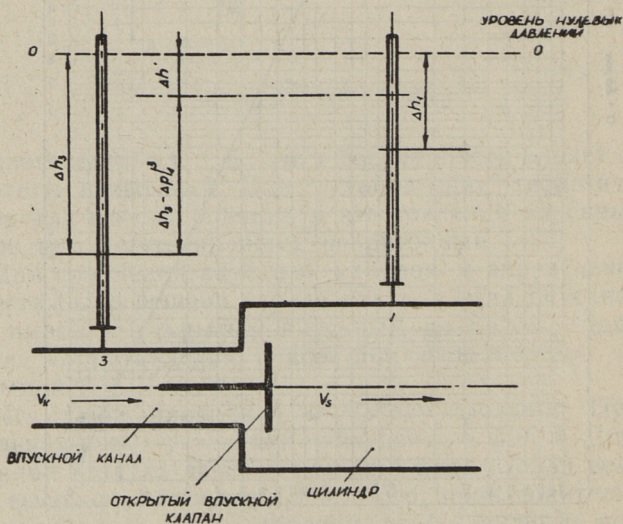
где

c_m — средняя скорость поршня в м/сек,

f_s — площадь поперечного сечения цилиндра в см²,

f_k — площадь поперечного сечения впускного канала в см².

В ходе дальнейших испытаний производительность вентилятора не изменялась. Определение расхода воздуха производилось диафрагмой и дифференциальным манометром. Тарировочная кривая диафрагмы приведена на фиг. 9. Гидростатическое давление в различных точках измерялось жидкостными манометрами. При всех испытаниях впускной канал был снабжен карбюратором и



Фиг. 10. Расчётная схема к определению коэффициента местного сопротивления ξ впускного канала совместно с открытым впускным клапаном.

насадкой, с которыми двигатель работает на гоночном мотоцикле.

Расчёт гидравлических сопротивлений проводился по следующей методике (см. фиг. 10).

Разность гидростатических давлений от различных скоростей во впускном канале и в цилиндре (замеры в точках 1 и 3)

$$\Delta p|_1^3 = \frac{\gamma}{2g} (v_k^2 - v_s^2), \text{ где}$$

v_k — скорость в впускном канале (точка 1) в м/сек,

v_s — скорость в цилиндре (точка 3) в м/сек,

g — ускорение силы тяжести 9,81 м/сек,

γ — удельный вес воздуха, определяемый формулой

$$\gamma = \frac{1}{T} (0,465B - 0,176pe_0) \quad \text{кг/м}^3 \text{ [6].}$$

Теоретическое разрежение в точке 1, когда нет расширения потока и местного сопротивления

$$\Delta h_1' = \Delta h_3 - \Delta p|_1^3, \text{ где}$$

Δh_3 — гидростатическое давление в точке 3.

Перепад давления от сопротивления открытого клапана

$$\Delta h_k = \Delta h_1 - \Delta h_1', \text{ где}$$

Δh_1 — гидростатическое давление в точке 1.

С другой стороны перепад давления от сопротивления открытого клапана

$$\Delta h_k = \xi \frac{v_k^2}{2g} \gamma,$$

откуда

$$\xi = \frac{\Delta h_k}{\frac{v_k^2}{2g} \gamma} = \frac{\Delta h_k \cdot 2g}{v_k^2 \cdot \gamma},$$

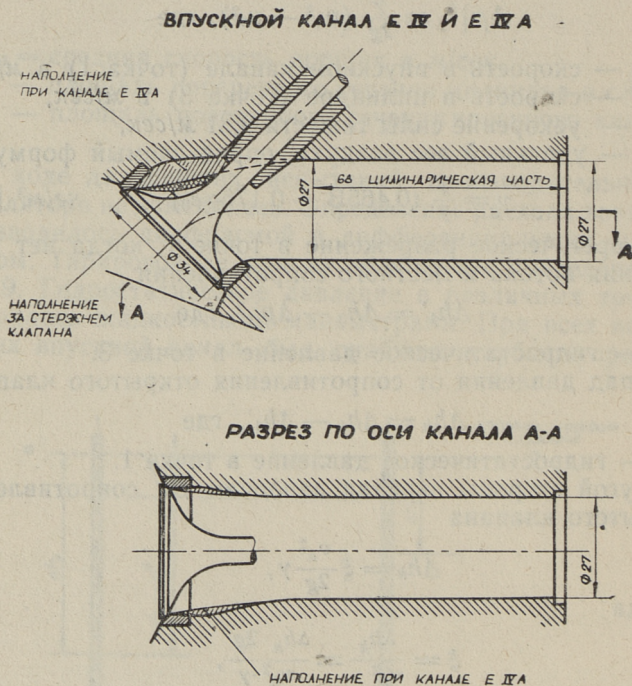
где

ξ — коэффициент местного сопротивления впускного канала совместно с открытым клапаном.

Для определения оптимальных форм и минимальных коэффициентов местных сопротивлений профилирование канала выполняли пластилином. Сравнительные данные испытаний отдельных головок цилиндров и данные моделирования приведены в таблице 7.

Наименьший коэффициент местного сопротивления имел из серийных головок впускной канал Е1У, коэффи-

циент местного сопротивления $\xi = 1,33$. С этой головки до сих пор и были достигнуты наилучшие результаты. Многочисленными испытаниями удалось получить наименьший коэффициент местного сопротивления $\xi = 1,13$ (впускной канал Е1УА). Два сечения канала приведены на фиг. 11, из которого видно, что канал имеет форму суживающего сопла. Наименьшее сечение канала рас-



Фиг. 11.

положено около места пересечения осей клапана и цилиндрической части впускного канала. Хотя определение точных поперечных сечений канала, ввиду их сложной конфигурации, затруднительно, выполнение измерения показывают, что наименьшее сечение канала составляет порядка 85% от поперечного сечения цилиндрической части канала. Поперечные сечения проточной части впускного канала при этом следующие:

а) цилиндрическая часть впускного канала

$$F_{ц} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2,7^2}{4} = 5,72 \text{ см}^2;$$

б) площадь проходного сечения открытого впускного клапана (максимальный подъем 9 мм)

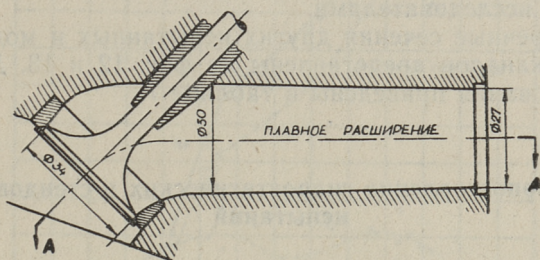
$$F_{кл} = \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \sqrt{h_{\text{макс}}^2 + e^2 - 2h_{\text{макс}} \cdot e \sin \alpha} =$$

$$= \pi \frac{3,4 + 3,7}{2} \sqrt{0,9^2 + 0,2^2 - 2 \cdot 0,9 \cdot 0,2 \cdot 0,7} = 8,6 \text{ см}^2;$$

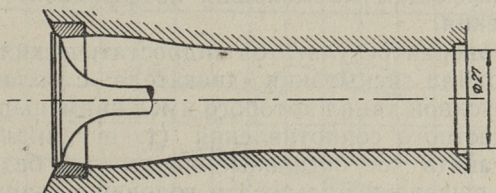
в) минимальное сечение впускного канала

$$F_{\text{мин}} = F_{ц} \cdot 0,85 = 5,72 \cdot 0,85 = 4,9 \text{ см}^2.$$

ВПУСКНОЙ КАНАЛ Е III

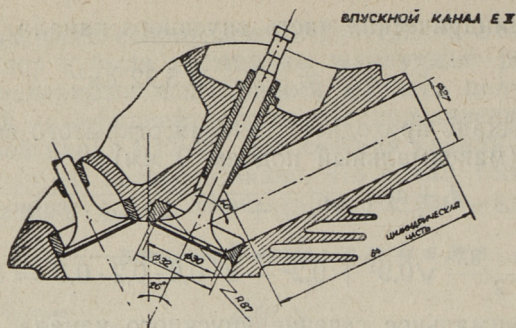


РАЗРЕЗ ПО ОСИ КАНАЛА А-А



Фиг. 12.

Эти полученные данные в основном противоречат и опровергают существующие взгляды, по которым наименьшее сечение впускного канала должно находиться в диффузоре карбюратора и за которым не должно быть



Фиг. 13.

никаких сужений. Аналогичные результаты получены и другими исследователями.

Поперечные сечения других испытанных и моделированных каналов представлены на фиг. 12 и 13. Данные моделирования приведены в таблице 7.

5. Сопоставление гидростатических и стендовых испытаний

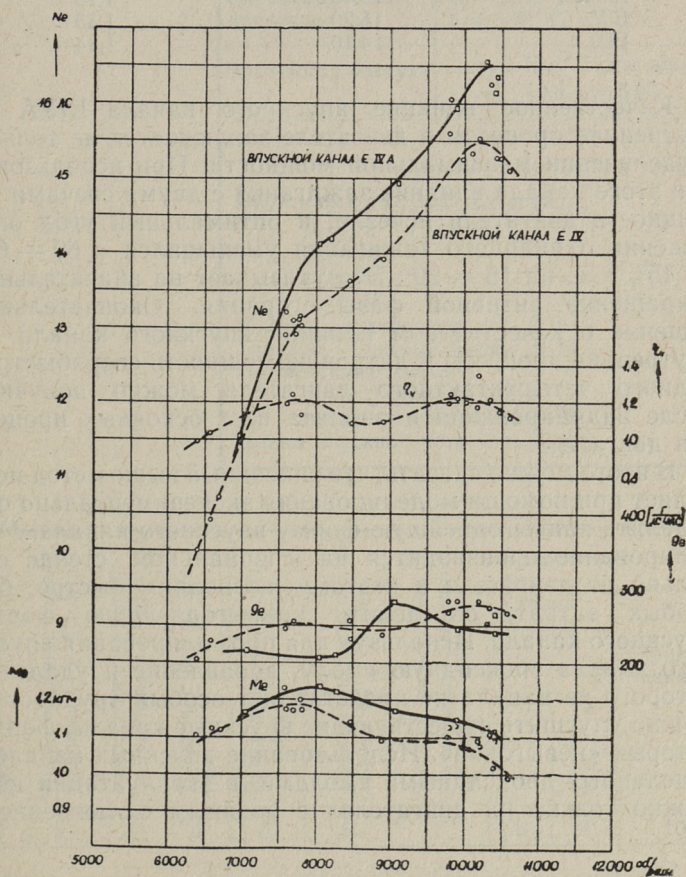
На основе сравнительных испытаний, выполненных по определенной закономерности, наивысшую мощность должен развивать двигатель, работающий с впускным каналом, имеющим наименьший коэффициент местного сопротивления.

Для проверки результатов гидростатических испытаний проводили испытания двигателя с головкой цилиндра, впускной канал которого имел наименьший коэффициент местного сопротивления (т. е. канал ЕУА). Чтобы оставить все остальные параметры без изменения, было решено использовать головку цилиндра ЕУ, впускному каналу которого была придана форма канала ЕУА (см. фиг. 11).

Профилирование канала производилось эпоксидной смолой ЭД-6. Часть впускного канала со стороны клапана залили смолой до половины. После полимеризации смолы канал обрабатывали механически до придания необходимой формы. Контроль профиля канала произ-

водился шаблонами в 4-х сечениях. Как показали проведенные испытания, эпоксидная смола вполне пригодна для профилирования впускных каналов на работающем двигателе. При хорошо подготовленных поверхностях канала отслаивания смолы в течение времени, нужного для испытаний, не происходит.

Результаты испытаний приведены в таблице 8 и на фиг. 14. При минимальном коэффициенте местного сопротивления впускного канала мощность двигателя



Фиг. 14. Внешние характеристики двигателя с впускными каналами EIV и EIVA.

С-155 «Эстония» на всём диапазоне чисел оборотов была наивысшей из достигнутых до настоящего времени.

Максимальные эффективные мощности в зависимости от коэффициентов местных сопротивлений впускного канала приведены в следующей таблице.

головка цилиндра (впускной канал)	N_e макс (лс)	коэффициент местного сопротивления ξ
ЕІУА	16,40	1,13
ЕІУ	15,20	1,33
ЕІІ	14,10	1,44

Качественное влияние впускного канала ЕІУА на внутренние процессы в двигателе заключается не только в увеличении максимальной мощности. При использовании этого канала влияние зажигания с двумя свечами на мощность двигателя исчезло, и оптимальный угол опережения одинарного зажигания уменьшился с $60 \div 65^\circ$ до 45° , т. е. на $15 \div 20^\circ$. Это указывает на значительное сокращение активной фазы сгорания. Окончательное решение о качественном влиянии впускного канала на внутренние процессы и литровую мощность сверхбыстроходного четырёхтактного двигателя можно получить после индицирования и анализа всех основных процессов двигателя.

В итоге можно сказать, что описанный выше метод позволяет при помощи моделирования экспериментально определить наивыгоднейшую форму впускного канала. Моделирование производится на специальном стенде отдельно от двигателя и поэтому позволяет быстро, без особых затрат, определить наивыгоднейшую форму впускного канала. Используя для профилирования впускного канала эпоксидную смолу, добавление и удаление которого из канала не представляет особых трудностей, можно улучшить существующие впускные каналы, форма которых «невыгодна». Использование впускных каналов, заделанных эпоксидными смолами, в эксплуатации возможно только на двигателях с водяным охлаждением.

Протокол испытаний № 27

Испытание двигателя с несинхронным зажиганием. Определение влияния несинхронного зажигания на максимальную мощность двигателя.

Двигатель № 3

Время испытаний	5 ноября 1958 г.
Барометрическое давление	$B = 1030 \text{ мб}$ $t = +21^\circ \text{C}$
Влажность воздуха	$t_c = +15,8^\circ \text{C}$ отн. влажн. $t_m = +10,8 \text{ г} = 54\%$.
<p>Данные о регулировке двигателя.</p> <p>Параметры газораспределения:</p> $\beta_1 = 31^\circ$ $\beta_2 = 64^\circ$ $\gamma_1 = 72^\circ$ $\gamma_2 = 20^\circ$	
<p>Масло — касторовое Топливо — чистый бензин Б-70 Применяемые свечи: правая сторона СД-4 левая сторона РМ-14/400 Длина впускной патрубки 92 мм.</p>	

№№ пп	Число оборотов балаш. машины n_0 (об. мин.)	Число оборотов коленчатого вала n_m (об. мин.)	Показание весов ΣP (кг)	Замеренная мощность N_e (лс)	Приведенный крутящий момент M'_m (кг м)	Мощн., приведенная к нормальным условиям N'_e (лс)	Опережение зажигания		Примечание
							θ_1 (°)	θ_2 (°)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Продолжение на стр. 28

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
Серия опытов № 59											
1	815	7980	12,40	10,10	1,068	11,72	50	50	Уточнение регули- ровки карбюра- тора d=130 (номер жиклера)		
2	837	8194	12,00	10,00	1,032	11,60	↓	↓			
3	800	7832	12,70	10,15	1,092	11,77	↓	↓			
4	855	8370	12,00	10,30	1,032	11,90	↓	↓			
5	875	8566	11,60	10,20	0,998	11,80	↓	↓			
6	953	9329	10,60	10,10	0,912	11,72	↓	↓			
7	850	8322	12,40	10,50	1,067	12,16	50	50	d=120		
8	897	8782	12,00	10,80	1,032	12,50	↓	↓			
9	930	9105	11,80	11,00	1,015	12,74	↓	↓			
10	540	8224	12,70	10,70	1,092	12,40	50	50	d=115		
11	873	8547	12,20	10,70	1,049	12,40	↓	↓			
12	948	9281	11,80	11,20	1,015	12,96					
13	832	8145	13,10	10,90	1,127	12,62				d=100	
14	885	8664	12,30	10,90	1,058	12,62					
15	965	9447	11,90	11,50	1,023	13,30					
16	806	7890	13,20	10,60	1,135	12,30				d=95	
17	846	8282	12,30	10,40	1,058	12,04					
18	918	8987	12,20	11,20	1,049	12,98					
19	824	8067	13,20	10,90	1,135	12,62					
20	822	8047	13,20	10,90	1,135	12,62			↓	↓	d=95 Газовый анализ CO ₂ = 9,46 % O ₂ = 1,01 % CO = 4,93 % α = 0,94

Серия опытов № 60

1	816	7989	13,00	10,60	1,119	12,31	50	50	d = 100
2	923	9036	12,30	11,35	1,058	13,15	50	50	и на всех
3	956	9359	12,10	11,56	1,041	13,40	50	50	сле- дующих опытах

Продолжение на стр. 29

Продолжение таблицы I

4	826	8081	13,20	10,90	1,135	12,61	50	40
5	914	8948	12,20	11,16	1,050	12,95	↓	↓
6	961	9408	12,00	11,52	1,032	13,36	↓	↓
7	811	7940	13,00	10,35	1,119	12,23	↓	30
8	889	8703	12,00	10,70	1,032	12,41	↓	↓
9	967	9467	11,60	11,20	0,998	13,00	↓	↓
10	815	7979	12,90	10,50	1,110	12,16	50	60
11	899	8801	12,30	11,05	1,058	12,81	↓	↓
12	989	9682	11,80	11,70	1,015	13,59	↓	↓
13	844	8263	12,10	10,20	1,041	11,82	↓	70
14	884	8654	12,10	10,70	1,041	12,41	↓	↓
15	984	9633	11,60	11,40	0,998	13,20	↓	↓
16	807	7901	12,70	10,24	1,092	11,87	40	40
17	903	8840	11,80	10,66	1,015	12,36	↓	↓
18	983	9624	11,40	11,20	0,981	13,00	↓	↓
19	776	7597	13,40	10,40	1,152	12,06	↓	50
20	875	8566	12,20	10,70	1,050	12,39	↓	↓
21	980	9594	12,15	11,90	1,046	13,79	↓	↓
22	824	8067	13,30	10,96	1,144	12,71	↓	55
23	812	7948	13,40	10,90	1,152	12,61	↓	↓
24	905	8860	12,30	11,12	1,058	12,90	↓	↓
25	978	9575	12,00	11,74	1,032	13,59	↓	↓
26	822	8047	13,00	10,70	1,119	12,39	↓	60
27	898	8791	12,30	11,05	1,058	12,81	↓	↓
28	977	9565	12,25	11,97	1,054	13,89	↓	↓
29	797	7803	13,10	10,44	1,127	12,12	40	65
30	899	8801	12,20	11,00	1,050	12,71	↓	↓
31	973	9526	12,05	11,73	1,036	13,59	↓	↓
32	796	7793	12,30	9,80	1,058	11,33	55	65
33	901	8821	12,10	10,90	1,041	12,63	↓	↓
34	993	9721	11,80	11,70	1,015	13,57	↓	↓
35	831	8135	13,00	10,80	1,119	12,51	↓	55
36	899	8801	12,50	11,24	1,075	13,00	↓	↓
37	980	9594	12,10	11,87	1,041	13,79	↓	↓
38	830	8126	13,30	11,04	1,144	12,81	↓	50
39	920	9007	12,40	11,40	1,068	13,20	↓	↓
40	990	9692	12,00	11,90	1,032	13,79	55	↓

41	826	8087	13,40	11,09	1,152	12,81	55	45
42	913	8938	12,80	11,70	1,100	13,57	↓	↓
43	987	9663	12,10	11,95	1,041	13,87	↓	↓
44	827	8096	13,50	11,18	1,161	12,95		40
45	906	8870	12,60	11,40	1,084	13,22		↓
46	974	9535	12,25	11,94	1,054	13,85		↓
47	821	8038	13,50	11,10	1,161	12,85		35
48	891	8723	12,50	11,14	1,075	12,90	↓	↓
49	987	9663	11,90	11,75	1,023	13,59	↓	↓
50	809	7920	13,05	10,55	1,123	12,21	45	35
51	893	8742	12,00	10,70	1,032	12,44	↓	↓
52	993	9721	11,20	11,12	0,954	12,90	↓	↓
53	804	7871	13,50	10,86	1,161	12,58		40
54	885	8664	12,20	10,80	1,050	12,51		↓
55	972	9516	11,90	11,58	1,023	13,40		↓
56	813	7959	13,45	10,94	1,156	12,69		45
57	900	8811	12,40	11,17	1,068	12,92		↓
58	982	9614	11,80	11,60	1,015	13,45		↓
59	800	7832	13,65	10,95	1,174	12,71		50
60	902	8831	12,65	11,42	1,088	13,25		↓
61	967	9467	12,30	11,90	1,058	13,79		↓
62	819	8018	13,65	11,20	1,170	12,96		55
63	890	8713	12,90	11,50	1,110	13,30		↓
64	979	9584	12,35	12,10	1,063	14,01		↓
65	807	7901	13,20	10,64	1,135	12,31		60
66	888	8694	12,85	11,40	1,105	13,20		↓
67	977	9565	12,30	12,00	1,058	13,89		↓
68	823	8057	13,00	10,70	1,119	12,41		65
69	898	8791	12,75	11,45	1,096	13,30	↓	↓
70	984	9633	12,15	11,95	1,045	13,85	↓	↓

Протокол испытаний № 30

Испытание двигателя с головкой цилиндра № Е-IV.
Уточнение оптимальных параметров регулировки с выхлопом № 1.

Двигатель № 3

Время испытаний	1 апреля 1959 г.
Барометрическое давление	$B = 1016 \text{ мб}$ $t = +15^\circ \text{C}$
Влажность воздуха	$t_c = 12,5^\circ \text{C}$ отн. влаж- ность $t_m = 8,4^\circ \text{C}$ $\gamma = 64\%$.
Данные о регулировке двигателя (см. протокол испытаний № 27).	

№№ пп	Число оборотов баланс. машины n_0 (об/мин)	Число оборотов коленчатого вала n_{III} (об/мин)	Показания весов ΣP (кг)	Замеренная мощность N_e (лс)	Приведенный крутящий момент M_e (кг/м)	Приведенная мощность N_e/η (лс)	Мощность, приведенная к нормальным условиям N' (лс)	Примечание
Серия опытов № 64								
1	830	8 120	13,4	11,12	1,152	13,10	13,10	$d = 115$
2	890	8 700	12,9	11,50	1,110	13,50	13,50	$\varphi = 65^\circ$
3	970	9 500	12,8	12,40	1,100	14,60	14,60	$i_B = 62$
4	1030	10 100	12,7	13,10	1,092	15,40	15,40	
5	845	8 270	14,0	11,80	1,200	13,90	13,90	$d = 105$
6	910	8 900	13,0	11,90	1,119	14,00	14,00	
7	1010	9 890	13,0	13,12	1,119	15,45	15,45	
8	1030	10 100	12,6	13,00	1,084	15,30	15,30	
9	835	8 170	13,9	11,60	1,195	13,65	13,65	$d = 110$
10	900	8 800	13,1	11,80	1,127	13,90	13,90	
11	1005	9 840	13,0	13,10	1,119	15,40	15,40	
12	845	8 270	14,2	12,00	1,221	14,10	14,10	$d = 110$
13	920	9 000	12,9	11,90	1,110	14,00	14,00	$\theta = 60^\circ$
14	1025	10 040	13,0	13,30	1,119	15,70	15,70	

Протокол испытаний № 33

Испытание двигателя с головкой цилиндра Е III.
Кулачки профиля Е 4/0.
Определение максимальной мощности.

Двигатель № 3

Время испытаний	12 апреля 1959 г.
Барометрическое давление	$B = 998$ мб $t = +18^{\circ}C$
Влажность воздуха	$t_c = 13,3^{\circ}C$ отн. влаж- ность $t_m = 9,0^{\circ}C$ $\gamma = 62\%$.
<p>Данные о регулировке двигателя. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 53^{\circ}$ $\beta_2 = 66^{\circ}$ $\gamma_1 = 66^{\circ}$ $\gamma_2 = 36^{\circ}$</p> <p>Масло — касторовое Степень сжатия $\varepsilon = 9,0$ Топливо — бензин Б-70.</p>	

№№ пп	Число оборотов баланс. машины n_0 (об/мин)	Число оборотов коленчатого вала n_m (об/мин)	Показания весов ΣP (кг)	Замеренная мощность N_e (лс)	Приведенный крутящий момент M_e (кг/м)	Приведенная мощность N_e/η (лс)	Мощность, приведенная к нормальным условиям N' (лс)	Примечание
-------	--	--	---------------------------------	--------------------------------	--	--------------------------------------	---	------------

Серия опытов № 67

1	850	8 320	12,7	10,80	1,092	12,70	12,82	Испытания с одинарным зажиганием. Свеча СД-4 $d=120$ $\theta=65^{\circ}$
2	880	8 610	11,5	10,10	0,990	11,90	12,00	
3	950	9 300	11,5	10,90	0,990	12,82	12,94	
4	1060	10 380	10,6	11,20	0,912	13,18	13,30	

5	840	8 220	12,8	10,80	1,100	12,70	12,82	d=120
6	930	9 100	12,0	11,20	1,032	13,18	13,30	$\theta=70$
7	1010	9 880	11,2	11,30	0,964	13,30	13,42	
8	850	8 320	12,5	10,60	1,075	12,48	12,60	d=120
9	960	9 400	12,1	11,60	1,041	13,64	13,78	Выхлопная труба 1.
10	980	9 600	11,8	11,60	1,015	13,64	13,78	
11	850	8 320	12,7	10,80	1,092	12,70	12,82	d=110
12	950	9 300	12,3	11,70	1,058	13,80	13,92	
13	1010	9 880	11,8	11,40	1,015	14,00	14,13	
14	850	8 320	12,8	10,90	1,100	12,82	12,94	d=105
15	950	9 300	12,2	11,60	1,050	13,64	13,78	
16	1010	9 880	11,6	11,70	0,998	13,80	13,92	
17	840	8 220	13,0	10,90	1,119	12,82	12,95	d=110
18	900	8 800	12,2	11,00	1,050	12,94	13,08	$\theta=65$
19	1010	9 880	11,8	11,90	1,015	14,00	14,12	
20	850	8 320	13,3	11,30	1,144	13,30	13,42	Испытания с двойным зажиганием $\theta_1=55$ СД-4 $\theta_2=45$ RM-430
21	850	8 320	13,0	11,05	1,119	13,00	13,12	
22	850	8 320	13,2	11,20	1,135	13,18	13,30	
23	860	8 420	12,9	11,10	1,110	13,05	13,18	
24	850	8 320	13,0	11,00	1,119	12,94	13,08	
25	930	9 100	12,6	11,70	1,084	13,80	13,92	
26	1010	9 880	12,0	12,10	1,032	14,24	14,40	
27	760	7 440	13,7	10,40	1,178	12,20	12,32	d=110
28	700	6 850	13,0	9,10	1,119	10,70	10,80	
29	640	6 260	12,3	7,88	1,058	9,25	9,34	
30	600	5 870	12,4	7,46	1,068	8,78	8,87	
31	870	8 510	12,7	11,05	1,092	13,00	13,12	
32	950	9 300	12,6	12,00	1,084	14,10	14,24	
33	1010	9 900	12,0	12,12	1,032	14,28	14,40	
34	950	9 300	12,7	12,10	1,092	14,23	14,38	d=115
35	1010	9 880	12,0	12,12	1,032	14,28	14,40	
36	820	8 030	13,3	10,90	1,144	12,82	12,94	d=115
37	900	8 810	12,5	11,25	1,075	13,23	13,36	Топливо:
38	1000	9 780	12,1	12,10	1,041	14,23	14,38	бензин Б-70,
39	1020	9 980	11,6	11,80	0,998	13,90	14,04	бензол в отношении 1:10.

40	1010	9 900	11,5	11,60	0,990	13,65	13,78	d = 120
41	890	8 710	12,3	10,94	1,058	12,88	13,00	
42	850	8 320	12,8	10,90	1,100	12,82	12,94	Топливо- бензин, бензол в отношении 1:1 d=120
43	940	9 200	12,7	11,93	1,092	14,02	14,16	
44	1010	9 900	11,7	11,80	1,007	13,90	14,04	
45	760	7 440	14,2	10,80	1,22	12,70	13,05	d=115
46	850	8 320	13,2	11,22	1,135	13,20	13,58	
47	900	8 810	12,6	11,35	1,084	13,36	13,72	
48	1010	9 900	11,9	12,10	1,032	14,25	14,65	
49	900	8 810	12,7	11,43	1,092	13,45	13,82	
50	630	6 160	12,8	8,05	1,100	9,48	9,75	
51	890	8 720	12,7	11,30	1,092	13,30	13,68	

Таблица 4

Протокол испытаний № 34

Испытание головки цилиндра E IV с кулачками профиля E 4/2.

Двигатель № 3

Время испытаний	13 апреля 1959 г.
Барометрическое давление	B = 1020 мм t = +20° C
Влажность воздуха	t _c = 14,3° C отн. влаж. t _m = 9,4° C г = 55%
<p>Данные о регулировке двигателя. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 35^\circ$ $\beta_2 = 62^\circ$ $\gamma_1 = 70^\circ$ $\gamma_2 = 25^\circ$</p> <p>Опережение зажигания $\theta = 70^\circ$ Степень сжатия $\varepsilon = 8,5$ Топливо бензин Б-70 Выходная труба № 1. Свечи RM 14/430 Масло касторовое.</p>	

Продолжение на стр. 36

№№ пп	Число оборотов баланс. машины n_0 (об/мин)	Число оборотов коленчатого вала $n_{ш}$ (об/мин)	Показания весов ΣP (кг)	Замеренная мощность N_e (лс)	Приведенный крутящий момент M_e (кг/м)	Приведенная мощность N_e/η (лс)	Мощность, приведенная к нормальным условиям N' (лс)	Примечание
Серия опытов № 68								
1	800	7 840	13,2	10,60	1,135	12,48	12,42	d = 115
2	900	8 810	13,0	11,70	1,119	13,78	13,70	
3	1000	9 780	12,4	12,40	1,068	14,60	14,52	
4	830	8 130	13,0	10,80	1,119	12,70	12,62	d = 115
5	900	8 810	12,9	11,60	1,110	13,64	13,58	
6	850	8 320	13,4	11,40	1,152	13,40	13,32	
7	900	8 810	12,2	11,00	1,050	12,93	12,88	
8	835	8 170	13,3	11,10	1,144	13,06	13,00	d = 105
9	920	9 000	13,0	12,00	1,119	14,10	14,04	
10	1000	9 780	12,1	12,10	1,041	14,20	14,12	
11	880	8 600	13,0	11,50	1,119	13,50	13,42	d = 100
12	960	9 400	12,6	12,10	1,084	14,20	14,12	
13	1030	10 100	12,2	12,60	1,050	14,80	14,72	
14	850	8 320	13,4	11,40	0,981	13,40	13,32	
15	930	9 100	12,7	11,80	1,015	13,90	13,82	
16	1030	10 080	12,0	12,40	1,068	14,60	14,52	
17	850	8 310	13,3	11,30	1,144	13,30	13,23	d = 100
18	910	8 900	13,1	11,92	1,127	14,00	13,93	
19	1020	10 000	12,2	12,50	1,050	14,70	14,62	
20	1050	10 300	11,8	12,40	1,015	14,60	14,52	

Протокол испытаний № 35

Испытание головки цилиндра EIV с кулачками профиля E4/2.

Двигатель № 3

Время испытаний	16 апреля 1959 г.
Барометрическое давление	$B = 1014 \text{ мб}$ $t = +21^\circ \text{C}$
Влажность воздуха	$t_c = 15,8^\circ \text{C}$ отн. влажн. $t_m = 10,7^\circ \text{C}$ $r = 53\%$
<p>Данные о регулировке двигателя. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 45^\circ$ $\beta_2 = 60^\circ$ $\gamma_1 = 70^\circ$ $\gamma_2 = 25^\circ$</p> <p>Опережение зажигания — изменяется Степень сжатия $\varepsilon = 8,5$ Топливо бензин Б-70 Выходная труба № 1 Свечи RM 14/430 Масло касторовое</p>	

№№ пп	Число оборотов баланс. машины n_0 (об/мин)	Число оборотов коленчатого вала n_m (об/мин)	Показания весов ΣP (кг)	Замеренная мощность N_e (лс)	Приведенный крутящий момент M_e (кг/м)	Приведенная мощность N_e/η (лс)	Мощность, приведенная к нормальным условиям N'_e (лс)	Примечание
Серия опытов № 69								
1	840	8 280	13,2	11,10	1,135	13,08	13,08	Опережение
2	910	8 900	12,3	11,20	1,058	13,18	13,18	$\theta = 51$
3	1010	9 880	12,5	12,60	1,075	14,81	14,81	$d = 100$
4	1050	10 280	11,5	12,10	0,990	14,23	14,23	$l_B = 72$
5	860	8 420	13,5	11,60	1,161	13,64	13,64	$d = 105$
6	920	9 000	12,9	11,88	1,110	14,00	14,00	$\theta = 62$
7	1020	9 980	12,7	12,95	1,092	15,23	15,23	
8	1050	10 280	12,2	12,80	1,050	15,06	15,06	

Продолжение на стр. 38

9	835	8 170	13,8	11,50	1,187	13,52	13,52	$\theta = 65$
10	885	8 660	12,8	11,30	1,100	13,30	13,30	$d = 105$
11	900	8 800	12,8	11,50	1,100	13,52	13,52	
12	1010	9 880	12,6	12,70	1,084	14,94	14,94	
13	1020	9 980	11,8	12,00	1,015	14,11	14,11	
14	690	6 750	12,9	8,90	1,110	10,50	10,50	
15	650	6 360	13,2	8,60	1,135	10,12	10,12	
16	790	7 780	14,1	11,10	1,212	13,05	13,05	
17	900	8 800	12,9	11,60	1,110	13,65	13,65	
18	1020	9 980	12,0	12,23	1,032	14,40	14,40	
19	810	7 930	14,3	11,60	1,230	13,64	13,64	$d = 110$
20	890	8 100	12,9	11,50	1,110	13,52	13,52	
21	970	9 500	12,7	12,30	1,092	14,50	14,50	
22	1020	9 980	11,8	12,05	1,015	14,20	14,20	
23	830	8 130	14,1	11,70	1,212	13,78	13,78	$d = 110$
24	890	8 700	13,2	11,75	1,135	13,82	13,82	перебой на
25	1010	9 880	12,4	12,50	1,068	14,70	14,70	высоких обо-
26	830	8 120	13,9	11,52	1,195	13,56	13,56	ротах сменен
27	900	8 800	13,0	11,70	1,119	13,78	13,78	прерыватель
28	1010	9 880	12,3	12,40	1,058	14,60	14,60	$\theta = 70$
29	1060	10 880	11,6	12,30	0,998	14,48	14,48	
30	830	8 130	14,0	11,60	1,200	13,64	13,64	$\theta = 65$
31	900	8 800	12,7	11,40	1,092	13,40	13,40	$d = 110$
32	1010	9 880	12,3	12,40	1,058	14,60	14,60	
33	685	6 700	12,7	8,70	1,092	10,23	10,23	
34	835	8 170	14,1	11,80	1,212	13,88	13,88	$d = 105$
35	910	8 900	12,8	11,65	1,100	13,70	13,70	
36	910	8 900	12,9	11,75	1,100	13,82	13,82	
37	980	9 600	12,7	12,45	1,092	14,65	14,65	
38	1005	9 840	12,2	12,25	1,050	14,40	14,40	
39	1050	10 280	11,3	11,90	0,972	14,00	14,00	

Испытания прерваны из-за неплотности впускного клапана.

Протокол испытаний № 36

Испытание головки цилиндра EIV с двумя свечами, кулачки профиля E4/0.

Двигатель № 3

Время испытаний	4 июня 1959 г.
Барометрическое давление	$B = 1024 \text{ мб}$ $t = +19^\circ \text{ C}$
Влажность воздуха	—
<p>Данные о регулировке двигателя. Параметры газораспределения: $\beta_1 = 50^\circ$ $\beta_2 = 62^\circ$ $\gamma_1 = 72^\circ$ $\gamma_2 = 40^\circ$</p> <p>Топливо бензин Б 70 + бензол в отношении 10 : 1</p>	

№№ пп	Число оборотов баланс. машины n_0 (об/мин)	Число оборотов коленчатого вала $n_{пп}$ (об/мин)	Показания весов ΣP (кг)	Замеренная мощность N_e (лс)	Приведенный крутящий момент M_e (кг/м)	Приведенная мощность N_e/η (лс)	Мощность, приведенная к нормальным условиям N' (лс)	Примечание
Серия опытов № 70								
1	800	7840	14,0	11,20	1,200	13,20	13,20	$d = 115$
2	880	8600	13,4	11,80	1,152	13,90	13,90	Зажигание
3	980	9600	12,4	12,20	1,068	14,35	14,35	несинхронное $\theta_1 = 45^\circ$ RM 14/400 $\theta_2 = 55^\circ$ СД-4
4	780	7640	14,0	10,90	1,200	12,80	12,80	$d = 115$
5	820	8030	14,0	11,50	1,200	13,52	13,52	$\theta_1 = 50$
6	930	9100	13,1	12,20	1,127	14,35	14,35	$\theta_2 = 55$
7	1020	9980	12,5	12,75	1,075	15,00	15,00	
8	810	7930	14,1	11,40	1,212	13,40	13,40	

Гидравлические сопротивления и коэффициенты местных сопротивлений различных впускных каналов

Условное обозначение канала	Перепад давления в диафрагме Δh^d (мм в.с.)	Гидростатические давления в мм в.с.				Расход воздуха Q (кг/час)	Скорость воздуха в впускном канале v_k (м/сек)	Скорость воздуха в цилиндре v_s (м/сек)	$v_k^2 - v_s^2$	Δp_{l^3}	$\Delta h^3 = \Delta h_3 - \Delta p_{l^3}$	$\Delta h_1 - \Delta h_3$	Коэффициент местного сопротивления ξ	Примечание
		Δh_1	Δh_2	Δh_3	Δh_4									
EIV	342	657	689	507	383	190	81	14,83	6331	395	112	545	1,33	Канал E V
EIVA	362	607	656	536	406	196	83,5	15,3	6726	419	117	490	1,13	Диаметр
EIII	332	657	669	485	370	178	76,0	13,92	5586	354	131	526	1,44	впускного
EII	349	626	652	506	387	194	82,5	15,10	6572	416	90	536	1,25	клапана
EI*	321	676	692	475	363	185	78,6	14,40	5953	377	98	578	1,48	33 мм.
EIII*	312	705	724	457	349	182	77,6	14,20	5798	367	90	615	1,62	Впускной
EIIIA	358	618	641	528	402	195	83,0	15,20	6585	414	114	504	1,17	канал
EV	322	656	625	471	356	190	76,9	14,10	5700	358	113	543	1,47	$\varnothing 27$ мм

Протокол испытаний № 51

Испытание двигателя с головкой цилиндра № EIVA.
 Определение максимальной мощности.

Двигатель № 3 Степень сжатия $\varepsilon = 9,83$ Опереж. зажиг. $\theta_1 = 42^\circ$ (левый) $\theta_2 = 45^\circ$ (правый) Свечи: правая LODGE R 49 левая LODGE RL 52	Время испытаний	4 октября 1960 г.
	Барометрическое давление	$B = 751$ мм рт. ст. $t = +15^\circ \text{C}$
	Влажность воздуха	$t_c = 13,6$ г = 80° $t_m = 11,7$ $\rho = 1,21$ кг/м ³
	Данные о регулировке двигателя. $\beta_1 = 51^\circ$ Топливо 80% Б-70 $\beta_2 = 65^\circ$ 20% Б 91 $\gamma_1 = 72^\circ$ Масло 10% СУ $\gamma_2 = 40^\circ$ 90% касто- ровое	

№№ пп	Число оборотов баланс. машины n_0 (об/мин)	Число оборотов коленчатого вала n_m (об/мин)	Показания весов ΣР (кг)	Замеренная мощность Nе (лс)	Приведенный крутящ. момент Mе (кг/м)	Приведенная мощность Nе/η (лс)	Мощность, при- веден. к нормаль- ным условиям N' (лс)
Серия опытов № 86							
1	1013	9 916	13,2	13,40	1,135	15,80	15,95
2	1068	10 425	12,8	13,60	1,100	16,00	16,15
3	929	9 094	13,6	12,60	1,170	14,80	14,95
4	845	8 272	14,2	12,00	1,221	14,10	14,20
5	717	7 020	13,5	9,70	1,161	11,40	11,50
6	823	8 056	14,4	11,85	1,239	14,00	14,10
7	1061	10 386	13,1	13,90	1,127	16,40	16,55
8	1063	10 405	13,0	13,80	1,119	16,20	16,35
9	1027	10 053	13,2	13,55	1,135	15,90	16,05
10	1077	10 542	12,4	13,40	1,068	15,80	15,90
11	823	8 056	14,6	12,00	1,256	14,10	14,20
12	1053	10 308	12,8	13,50	1,100	15,90	16,05
13	1030	10 089	12,6	13,00	1,084	15,30	15,45
14	1038	10 161	12,8	13,3	1,144	15,70	15,80

№№ пп	Расходы топлива					Темпер. в выпускн. канале t_s (°C)	Темпер. в выпускн. канале t_r (°C)	Температура масла		Темпе- ратура головки $t_{гол}$ (°C)	Примечание
	V_0 (см ³)	τ (сек)	G_0 (гp)	G_e (г/час)	G_e (гp/лсчас)			входе t'_m (°C)	выходе t''_m (°C)		
Серия опытов № 86											
1	50,0	33,0	36,8	3900	247	+1,8	740	80	90	210	
2	55,4	34,6	40,8	4240	266	+2,5	730	90	100	220	
3	46,4	39,6	34,2	4160	280	+4,7	760	100	100	200	
4	50,5	45,3	37,2	2950	209	+4,1	740	105	105	215	
5	50,2	56,5	37,0	2350	215	+5,5	725	105	105	200	
6	46,8	44,0	34,5	2820	202	+3,5	740	105	105	220	
7	56,5	36,4	41,6	4110	250	+4,2	750	105	110	218	
8	58,2	39,5	42,8	3900	240	+5,0	765	105	110	210	
9	64,6	38,2	47,5	4470	281	+2,2	730	80	90	190	$\theta_1 = 38^\circ$
10	70,5	43,0	51,8	4340	274	+4,3	770	90	95	200	$\theta_2 = 38^\circ$
11	68,2	60,7	50,2	2980	212	+3,7	750	95	100	210	
12	69,5	45,4	51,2	4060	255	+3,3	750	70	90	200	$\theta_1 = 43^\circ$ $\theta_2 = 38^\circ$
13	79,5	48,7	58,5	4340	284	+4,0	810	90	95	170*	$\theta = 43^\circ$
14	70,7	50,0	51,5	3700	236	+4,2	770	60	90	215	$\theta_1 = 45^\circ$ $\theta_2 = 41^\circ$

Выводы

На основании результатов исследования двигателей С-157 «Эстония» и моделирования впускных каналов можно сделать следующие выводы:

1. Для достижения высоких литровых мощностей на четырёхтактных сверхбыстроходных двигателях внутреннего сгорания со свободным впуском первостепенное значение имеет конструкция впускного канала.

2. При нерациональных впускных каналах можно мощность двигателя повысить путём применения несинхронного зажигания с двумя свечами. Оптимальное опережение при использовании несинхронного зажигания на данном двигателе составило $\theta_1 = 45^\circ$ и $\theta_2 = 55^\circ$, т. е. «несинхронность» составляет 10° . При оптимальном впускном канале влияние несинхронного зажигания и вообще зажигания с двумя свечами исчезает.

3. Качественным показателем впускного канала четырёхтактного двигателя со свободным впуском нужно считать гидравлическое сопротивление впускного канала совместно с открытым впускным клапаном. Уменьшение коэффициента местных сопротивлений канала по данным испытаний от 1,44 до 1,13 способствовало увеличению литровой мощности от 113 до 131 *элс/л*.

4. Впускной канал с минимальным гидравлическим сопротивлением ЕІУА (коэффициент местного сопротивления $\xi = 1,13$) имеет профиль сопла, суживающегося к цилиндру. Наименьшее поперечное сечение впускного канала при этом находится непосредственно перед впускным клапаном и составляет 85% от поперечного сечения цилиндрической части канала.

5. Определение оптимальных форм впускных каналов можно произвести моделированием на стенде статической продувки, отдельно от двигателя. Используя для профилирования канала эпоксидную смолу ЭДб, прибавление и удаление которой не представляет никаких трудностей, можно исправить существующие впускные каналы, имеющие «невыгодную» конфигурацию. Использование впускных каналов, заделанных эпоксидной смолой, в эксплуатационных условиях можно только на двигателях с водяным охлаждением.

Über das Modellieren der Einlasskanäle bei höchstschnellaufenden Viertakt-Ottomotoren

Zusammenfassung.

Das Erhöhen der Literleistung über 100 PS/l bei den höchstschnellaufenden Viertakt-Ottomotoren ohne Überladung bereitet grosse Schwierigkeiten. Die Faktoren (Verdichtungsverhältnis, Steuerzeiten usw.), die die Höchstleistung bei den gewöhnlichen schnellaufenden Motoren (bei den Motoren von Autos, von Motorrädern usw.) beeinflussen, ergeben hier keine Resultate.

Aus den Erforschungsarbeiten, die auf einen Achtelliter Viertakt Rennmotor vom Motorrad mit Typenbezeichnung C-155 „Estonia“ durchgeführt wurden, ergibt sich, daß die Konstruktion des Einlasskanals auf die Höchstleistung der höchstschnellaufenden Viertaktmotoren einen entscheidenden Einfluß ausübt. Von der Güte des Einlasskanals zeugt hierbei am besten der hydraulische Widerstandsbeiwert, zu dem das geöffnete Einlassventil miteingerechnet ist.

Zum Aufstellen der hydraulischen Widerstandsbeiwerte bei den Einlasskanälen gibt es eine Versuchsvorrichtung, mit deren Hilfe durch stationäre Durchblasung sich die Widerstände des Kanals leicht bestimmen lassen. Dieselbe Vorrichtung ermöglicht das Modellieren der Einlasskanäle. Um dem Kanal eine andere Gestalt zu verleihen, wurde bei der Durchblasung Plastilin, mit modellierten Kanälen bei den Prüfstandsversuchen aber Epoxydharz gebraucht.

Auf Grund der Versuche ist durch das Verleihen einer rationellen Gestalt möglich den Widerstandsbeiwert bei den Einlasskanälen von 1,44 bis 1,13 zu bringen. Die Literleistung des Motors steigerte sich dabei von 113 PS/l bis 131 PS/l.

Der Einlasskanal EIVA mit dem minimalen hydraulischen Widerstandsbeiwert $\xi = 1,17$ hat ein düsenartiges, dem Ausgange zu abnehmendes Profil. Der schmalste Teil des Kanals liegt dabei unmittelbar vor dem Ventil und bildet etwa 85% vom Aufgangsdurchschnitt des Einlasskanals. Die erzielten Angaben stehen im allgemeinen im Gegensatz zu den heute üblichen Anschauungen, denen gemäss der schmalste Teil des Einlasskanals im Diffusor

der Vergasers sein muss und ferner keine Verengungen vorkommen dürfen. Beim Gebrauch des Einlasskanals mit verengendem Profil steigerte sich nicht nur die Höchstleistung des Motors. Eine qualitative Wirkung bestand noch darin, dass der Einfluß der Zündung durch zwei Kerzen verschwand, wodurch früher die Leistung des Motors gesteigert wurde. Beim Arbeiten mit einer Kerze verringerte die Vorzündung von 60° — 65° bis 45° , d.h. etwa 15 — 20° . Das zeugt von der beachtlichen Kürzung des aktiven Verbrennungsprozesses im Zylinder des Motors.

Die Methode in der Erforschungsarbeit ermöglicht versuchsweise durch das Modellieren am zweckmässigsten die Gestalt des Einlasskanals zu bestimmen. Weil das Modellieren an einer speziellen Vorrichtung, vom Motor getrennt durchgeführt wird, ist es möglich schnell, ohne besondere Kosten die passendste Gestalt des Kanals zu finden. Indem man beim Profilieren des Kanals Epoxydharz gebraucht, der sich leicht hinzugiessen und entfernen lässt, kann man Verbesserungen bei den „misslungenen“ Einlasskanälen durchführen. Die Anwendung der mit Epoxydharz modellierten Einlasskanäle in der Exploitation ist nur bei den Motoren mit Wasserkühlungen möglich.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ugo de Garia. "Alcuni concetti fondamentali sui motori da competizione". Motociclismo, 1958, №№ 42, 44.
2. Некоторые высказывания относительно гоночных двигателей. Технический перевод № 387. Центральное конструкторско-экспериментальное бюро мотоцикlostроения.
3. Г. Р. Рикардо. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, 1960.
4. Я. И в а н д, У. С о о д л а. Повышение мощности малолитражных быстроходных двигателей. Научно-технический отчёт. Таллинский политехнический институт, 1959.
5. Повышение мощности и надежности двигателей гоночных мотоциклов конструкции ЦКЭБ мотоцикlostроения. Технический перевод № 538.
6. J. I v a n d. Tehniline termodünaamika II, RK Teaduslik kirjandus, Tartu, 1947.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
3 16	9 сверху 13 снизу	при 12.00 до 13.000 $\gamma_2 = 20^\circ$	при 12.000 до 13.000 $\gamma_2 = 20^\circ$. Опережение за- жигания: $\theta_1 = 45^\circ$, $\theta_2 = 55^\circ$.
16	10 снизу	Определение	Опережение

Заказ 3648

Цена 15 коп.

