

СНИЖЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ЛОДОЧНОГО МОТОРА - ВАЖНЕЙШИЙ ФАКТОР УВЕЛИЧЕНИЯ МОЩНОСТИ И УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ

В.А. Сеницын, А.Г. Кузьмин, А.А. Балашов, Е.А. Герман

Малоразмерные двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания (ДК ДВС) с кривошипно-камерной продувкой являются основным источником энергии для мототранспорта, малогабаритных судов, сверхлегкой авиации, сельскохозяйственной техники и других средств малой механизации. Выпуск таких двигателей непрерывно увеличивается, и это обстоятельство требует от производителей повышения их эффективности - увеличение мощности, снижение расхода топлива, улучшение экологических качеств...

Ведущие фирмы (SUZUKI, YAMAHA, JOHNSON и др.), занимающиеся производством малоразмерных ДК ДВС, отдают предпочтение разработке унифицированных двигателей различного назначения и, соответственно, мощности. В нашем регионе и стране в целом существует острая потребность в малогабаритной технике и выпуске двигателей для нее. Следует отметить, что в России накоплен значительный опыт в исследовании двухтактных ДВС, разработке и совершенствовании их конструкций. Успешное развитие предприятий, выпускающих ДК ДВС, требует поиска новых решений, которые позволят улучшить технико-экономические показатели и потребительские качества двигателей.

Мощностные и экономические показатели ДК ДВС в значительной степени зависят от качества протекания рабочего процесса и процесса газообмена в частности. Совершенствование процесса газообмена является одним из перспективных направлений и позволяет значительно повысить технический уровень двухтактных двигателей.

На предприятии «Конвейер» (г. Бийск) был разработан подвесной лодочный мотор «Бийск-45» (размерность D/S , {мм}-72/60; число цилиндров i -3; мощность, {кВт/л.с.}-33/45; частота вращения n , {мин⁻¹}-5000). Для оценки технических характеристик двигателя на кафедре ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова (г. Барнаул) были проведены стендовые испытания (рис. 1). Результаты испытаний позволили сделать вывод о несоответствии

действительных параметров двигателя и заявленных предприятием изготовителем. В частности, мощность при 5000 мин⁻¹ составила 40 л.с., что на 11% меньше паспортной, среднее эффективное давление $P_e = 0,482$ Мпа. Для сравнения приведем некоторые данные аналогичных двухтактных лодочных моторов:

«Вихрь-30» $\Rightarrow [D/S - 72/60, i - 2, n - 5000 \text{ мин}^{-1}, P_e = 0,542 \text{ Мпа}]$;

«SUZUKI» $\Rightarrow [D/S - 71/63, i - 3, n - 5100 \text{ мин}^{-1}, P_e = 0,576 \text{ Мпа}]$.

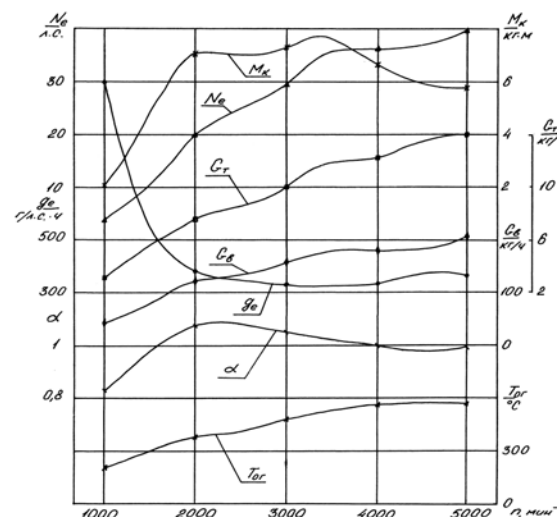


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя «Бийск - 45»

Совершенствование рабочего процесса двигателя, как правило, требует комплексного решения различных задач. Высокая частота вращения коленчатого вала и особенность рабочего процесса ДК ДВС значительно сокращают время газообмена. Поэтому аэродинамическое совершенство газовоздушного тракта влияет на качество рабочего процесса и технические характеристики двигателя в целом.

Теоретически определить влияние конструктивных факторов на расходную характе-

ристку газозвдушного тракта зачастую невозможно. Использование численных методов расчета движения газа в каналах двигателя требует введения экспериментальных коэффициентов. Выполнение экспериментов непосредственно на двигателе приводит к существенному увеличению трудоемкости и времени исследований. Предварительно оценить совершенство газозвдушного тракта и его отдельных элементов стремятся на простых (по конструкции и методам измерения) установках.

Наибольшее распространение получила установка, в которой реализовано статическое движение «холодного» воздуха. С ее помощью получают количественные параметры, определяющие расходную характеристику, а также оценивают влияние геометрии и конструктивных элементов канала на аэродинамические потери, структуру течения потока и т.п.

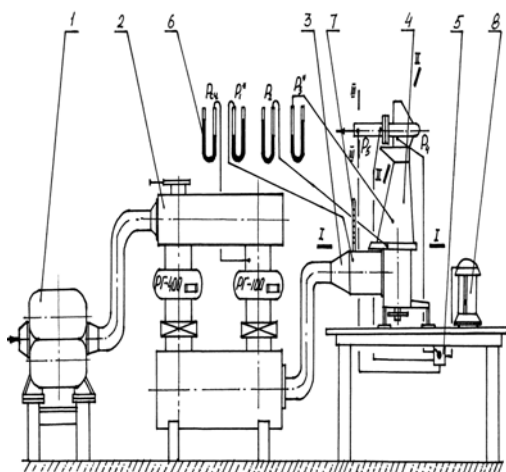


Рис. 2. Схема продувочной установки

На (рис. 2) показана схема экспериментальной установки, которая была разработана и смонтирована в лаборатории кафедры ДВС. Все необходимое оборудование, за исключением расходомерного агрегата (2) и нагнетателя (1), установлено на лабораторном столе. Нагнетатель объемного типа размещается в специальном боксе и приводится во вращение электродвигателем. Воздух по трубопроводу подается в расходомерный агрегат, который состоит из двух ресиверов (для сглаживания пульсаций потока) и ротационных газовых счетчиков, расположенных

между ними. В верхнем ресивере находится перепускной клапан для регулирования расхода воздуха.

Воздух из расходомерного агрегата поступает во входной ресивер (3), который соединен с моделью двигателя (4).

Для измерения давлений использованы U-образные водяные пьезометры (6), а также спиртовой микроманометр (8). В процессе испытаний переключение пьезометров и микроманометра осуществляется специальным распределителем (5).

Температура входящего воздуха измеряется ртутным термометром (7).

Для определения положения поршня на коленчатом валу установлен градуированный диск.

Программа испытаний предусматривала продувку как газозвдушного тракта в целом, так и его отдельных элементов. На первом этапе испытаний была проведена продувка системы впуска (карбюратор - лепестковый клапан) при различном положении дроссельной заслонки и избыточном давлении на входе. На втором этапе была определена общая расходная характеристика «продувочного пояса» цилиндра и выпускного канала. Испытания проводились при различном положении коленчатого вала и избыточном давлении в кривошипной камере. На третьем этапе была проведена продувка выпускной системы (выпускной канал - дейдвуд - ступица винта). При этом входной ресивер присоединялся непосредственно к гильзе цилиндра. Для того, чтобы определить участки с наибольшим аэродинамическим сопротивлением отбор давлений проводился в трех характерных сечениях:

I – соединение выпускного канала с дейдвудом;

II – соединение дейдвуда с корпусом редуктора (наиболее узкое сечение);

III – выходное сечение ступицы винта.

При продувке выпускной системы изменялось положение коленчатого вала и давление во входном ресивере.

В основу методики обработки экспериментальных данных положена методика статической продувки воздухом выпускных каналов дизелей, опубликованная в работе [1]. По этой методике, определив расход газа Q , температуру заторможенного потока T^* и среднее по периметру сечения статическое давление P , рассчитываем статическую температуру T , критерий (число) Маха M и полное давление P^* в этом же сечении. Определив эти параметры,

СНИЖЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ЛОДОЧНОГО МОТОРА - ВАЖНЕЙШИЙ ФАКТОР УВЕЛИЧЕНИЯ МОЩНОСТИ И УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ

рассчитываем коэффициенты газодинамических потерь ξ и расхода μ , которые характеризуют аэродинамическое сопротивление исследуемого участка. Используемая методика обработки экспериментальных данных была расширена за счет введения дополнительного параметра ΔS (изменение энтропии), определяющего величину необратимых потерь в потоке. В отличие от безразмерных коэффициентов ξ и μ величина ΔS обладает свойством аддитивности (характеристика всего потока получается суммированием тех же характеристик элементов потока). Это позволяет определить суммарные потери в газозвушном тракте по результатам продувки его отдельных элементов.

Обработка результатов проводится по осредненным параметрам потока с использованием методики осреднения, изложенной в работах Седова Л.И. Результаты испытаний позволяют сделать следующие предварительные выводы:

Двигатель имеет индивидуальную впускную систему на каждый цилиндр и общий выпускной канал. Расход воздуха через двигатель при $n=5000\text{мин}^{-1}$ составляет $G_{\text{в}}=210\text{кг/ч}$. Коэффициент расхода системы впуска $\mu=0,181$ ($\Delta S=7,27\text{Дж/кг.К}$ при $G_{\text{в}}=70\text{кг/ч}$) (рис. 3, 4).

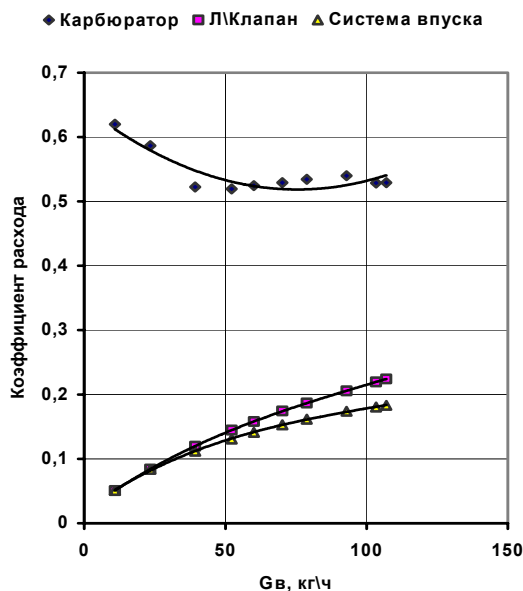


Рис.3. Зависимость коэффициента от расхода воздуха системы впуска

Наибольшее аэродинамическое сопротивление в процессе наполнения кривошипной камеры оказывает лепестковый клапан $\mu_{\text{кл}}=0,210$, коэффициент расхода карбюрато-

ра $\mu_{\text{к}}=0,532$. Клапан установлен в кривошипную камеру таким образом, что противовесы коленчатого вала в процессе впуска частично перекрывают входное сечение. Это приводит к уменьшению эффективной площади канала на 9%.

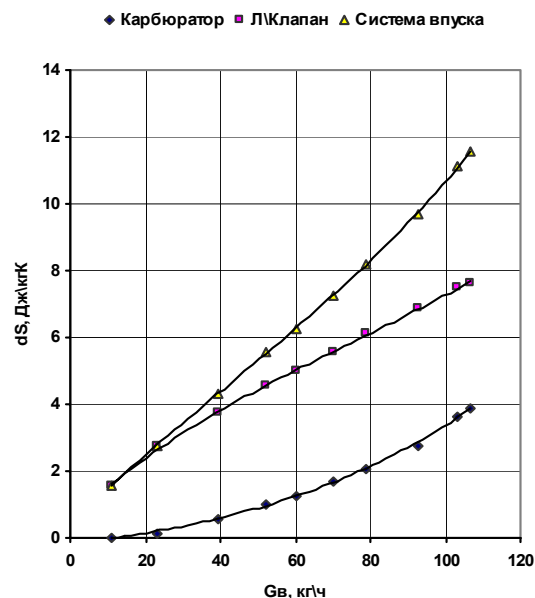


Рис. 4. Изменение ΔS от расхода воздуха системы впуска

Среднее значение коэффициента расхода продувочных и выпускных окон за период наполнения и принудительного выпуска $\mu_{\text{ср}}=0,174$ ($\Delta S=7,6\text{Дж/кг.К}$ при $G_{\text{в}}=70\text{кг/ч}$). Средняя величина коэффициента расхода выпускных окон в процессе предварительного выпуска $\mu'_{\text{с}}=0,149$. Площадь выпускных окон на 13% больше площади продувочных окон при положении поршня в НМТ, а потерянная доля хода поршня $\psi=0,305$. Коэффициент наполнения кривошипной камеры $\eta_{\text{в}}=0,81$, однако, низкое значение $P_{\text{е}}$ указывает на плохое качество газообмена. Это связано, вероятно, со значительными потерями свежей смеси через выпускные окна в процессе продувки, что снижает коэффициент наполнения цилиндра, повышает расход топлива и токсичность отработавших газов. Для подтверждения этого необходимо провести индентирование цилиндра и смежных с ним систем.

Суммарный коэффициент расхода системы выпуска (рис. 5, 6) $\mu_{\Sigma}=0,223$ ($\Delta S=16,84\text{Дж/кг.К}$ при $G_{\text{в}}=224\text{кг/ч}$). Сравнительный анализ отдельных участков выпускной системы показывает, что аэродинамические потери канала в ступице винта составляют 55,8% ($\mu_{\text{см}}=0,288$, $\Delta S=9,4\text{Дж/кг.К}$ при

$G_{\theta}=224$ кг/ч) от их общего числа. Коэффициент расхода наиболее узкого сечения дейдвуда $\mu_{\theta}=0,88$, изменение энтропии этого участка $\Delta S=2,72$ Дж/кг.К при $G_{\theta}=224$ кг/ч, что составляет 16,2%. Необходимо отметить, что величина ΔS зависит от геометрии канала и скорости течения газа. Причем, зависимость носит экспоненциальный характер. При расходе воздуха $G_{\theta}=224$ кг/ч скорость течения в узком сечении дейдвуда составляет $0,214M$, а при $G_{\theta}=427$ кг/ч – $0,406M$ ($\Delta S=6,36$ Дж/кг.К).

◆ Сечение I ■ Сечение II ▲ Сечение III × Выпускной тракт

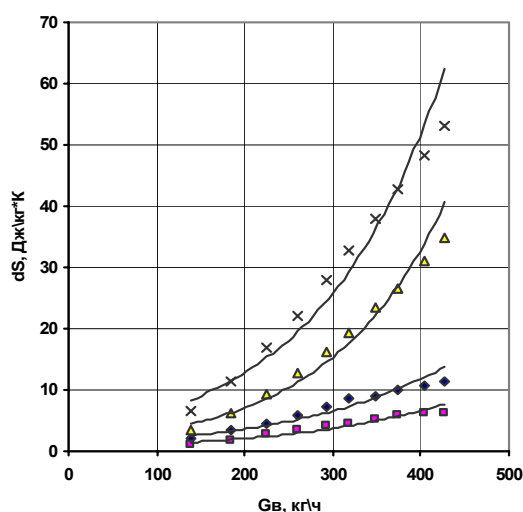


Рис.5. Зависимость ΔS от расхода воздуха G_{θ} в характерных сечениях выпускного тракта

Для форсирования двигателя по частоте вращения необходимо снизить аэродинамические потери в ступице винта, а также увеличить площадь нижней части дейдвуда. В качестве альтернативного варианта может быть использована система с индивидуальными выпускными каналами. Это позволит снизить аэродинамическое сопротивление и

увеличить коэффициент наполнения цилиндра за счет волновых явлений.

◆ Сечение I ■ Сечение II ▲ Сечение III × Выпускной тракт

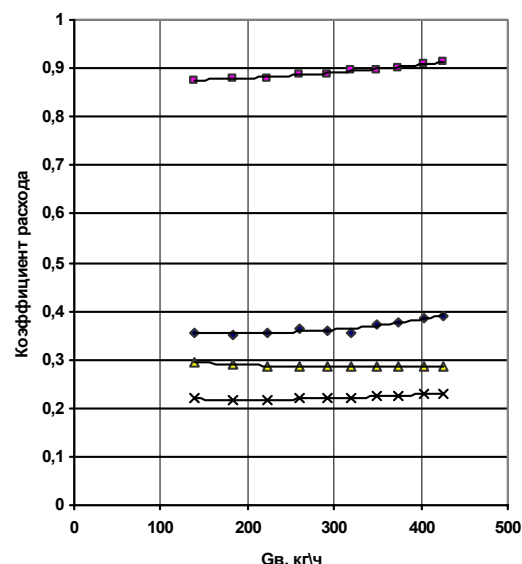


Рис. 6. Изменение коэффициента расхода μ в характерных сечениях выпускного тракта

В заключении отметим, что разработка оптимальной конструкции газовоздушного тракта, его отдельных элементов, выбор фаз газораспределения является сложной и трудоемкой задачей. Необходимо проведение комплексных работ по доводке двигателя и его производстве в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балашов А.А., Кузьмин А.Г., Савельев Г.М. Уточненная методика статической продувки воздухом выпускных каналов дизелей. // Актуальные проблемы двигателестроения: Тезисы докладов всесоюзной научно-технической конференции - Владимир, 1987. - С. 185-188.