

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛНЫХ ПОТЕРЬ В ДИФFUЗОРАХ КАРБЮРАТОРОВ

А. Т. ЖУКОВИЧ
В. П. АНТОНОВ
К. А. ПИИТ

Как известно, мощность карбюраторного двигателя в значительной мере зависит от сопротивления впускной системы, в том числе от сопротивления диффузора карбюратора. Мы поставили целью проанализировать влияние отдельных конструктивных параметров диффузора на общие его потери.

Был изготовлен ряд диффузоров с переменными углами и длиной входа и выхода, с различными закруглениями в переходной части. Все опытные образцы имели наименьший диаметр 31 мм и диаметр наружной части 55 мм. Чистота обработки проточной части была под знак Δ 5.

Экспериментальная безмоторная установка состояла из двух 3-лопастных нагнетателей типа Рут с приводом от электродвигателей, с помощью которых воздух просасывался через точеную технически чистую трубу диаметром 55 мм. Диффузор помещался в эту трубу. Для замера расхода использовалась измерительная шайба (В. П. Преображенский, 1953), помещенная между двумя ресиверами емкостью по 150 л, один из которых соединялся патрубком с нагнетателями, второй — с трубой для диффузора. Во втором ресивере измерялись температура полного торможения (термометром) и давление торможения (водяным манометром). Давление наружного воздуха измерялось барометром. Практически величина полных потерь в диффузоре (в мм вод. ст.) определяется как разность избыточных давлений в ресивере при продувке установки без диффузора и с ним, при одинаковом барометрическом давлении.

Выходная часть диффузора карбюратора представляет собой обыкновенный дозвуковой диффузор, предназначенный для превращения динамического напора в статическое давление. Потери в таком диффузоре, как известно, зависят от угла расширения. При этом для каждой степени уширения (отношение сечения входа к сечению выхода диффузора) существует оптимальный угол расширения, при котором потери минимальны. Этот угол, подсчитанный по известным формулам (А. Ш. Дорфман и др., М. Е. Дейч), имеет очень малые значения (3—6°). Применение таких углов, особенно при значительных степенях уширения, не всегда возможно, ибо это дает большую длину диффузора. М. Е. Дейч указывает, что при правильной организации потока на входе в диффузор угол расширения можно принимать увеличенным. Правиль-

но организованным потоком на входе он считает поток с повышенными скоростями у стенок. В этом случае пограничный слой в диффузоре становится тоньше и точка отрыва смещается по потоку.

Снятие поля скоростей в исследованных нами диффузорах показало, что в узкой части диффузора эпюра скоростей имеет максимумы у стенок. Для определения полных потерь при углах расширения более $3-6^\circ$ были изготовлены опытные образцы с углами $20; 24; 30; 40$ и 57° , с соответственно меняющейся длиной выходной части. Входные части были выполнены по дуге окружности радиусом 10 мм; минимальные сечения — диаметром 31 мм.

На рис. 1 изображены кривые 1, 2, 5 для углов расширения $20; 24; 57^\circ$ зависимостей потерь в диффузорах от расхода воздуха. Графики показывают, что даже при углах расширения 20 и 24° потери в диффузорах незначительны. При дальнейшем увеличении угла потери возрастают, что объясняется более ранним отрывом потока от стенок, и следовательно, увеличением потери энергии при этом.

Как известно, одним из методов повышения эффективности диффузоров при ограниченном осевом габарите является применение ступен-

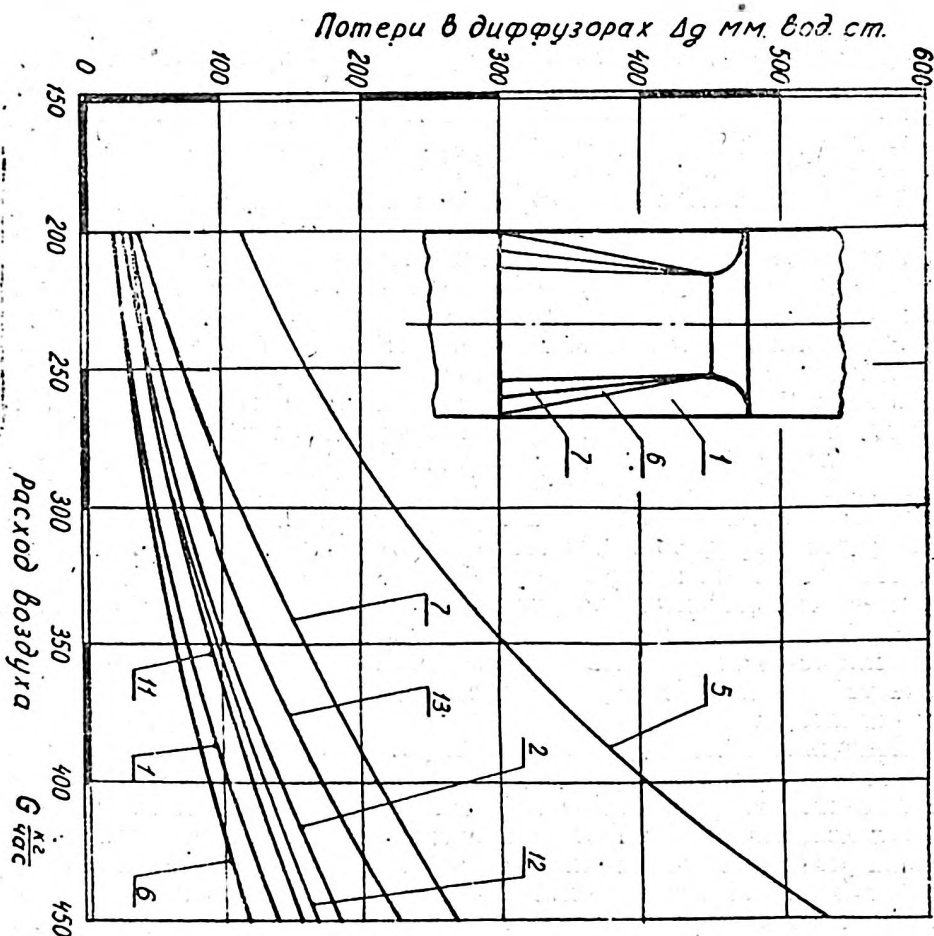


Рис. 1. Зависимость полных потерь в различных диффузорах от расхода: 1, 5 — при переменном угле расширения; 6, 7 — при переменном угле расширения и степени ступенчатости; 2, 13 — при переменном профиле входной части; 11, 12 — при переменной длине входной части

чатых диффузоров. Диффузоры 1, 6 и 7, изображенные на рис. 1, имеют углы расширения 20, 14 и 6° при степенях ступенчатости (отношение сечения смесительной камеры к выходному сечению диффузора) соответственно 1; 1,6 и 2,3. Диффузор 6 имеет наименьшие сопротивления за счет малого угла. Потери при внезапном расширении в нем незначительны, так как большая часть кинетической энергии уже преобразована в потенциальную. Диффузор 7 имеет наибольшие сопротивления за счет значительных потерь при внезапном расширении.

Исследования большого ряда диффузоров с различными углами расширения и степенями ступенчатости позволяют сделать вывод, что при определенных диаметрах смесительной камеры карбюратора и узкой части диффузора, а также при заданной длине диффузора, ограниченной габаритами карбюратора, существует вполне определенный оптимальный угол расширения, при котором потери в диффузоре минимальны. Изменение этого угла в ту или иную сторону влечет за собой увеличение потерь либо за счет более раннего отрыва потока, либо за счет значительных потерь при внезапном расширении.

Влияние входной части диффузора карбюратора на его сопротивления изучалось на диффузорах 2, 11, 12 и 13. Все они выполнены с одинаковой выходной частью (угол расширения 25°) и минимальным диаметром — 31 мм. У диффузоров 2 и 13 длина входной части — 10 мм, причем у первого профиль входной части — дуга окружности радиуса 10 мм, у второго — усеченный конус. Потери в диффузоре 13 выше, чем во 2 (рис. 1). Это указывает на то, что профилированная входная часть выгоднее прямой. Как известно, наибольший коэффициент расхода имеет профилированное дозвуковое сопло, криволинейность стенок которого выполнена по формуле Витошинского (А. В. Богачева, 1966). Объясняется это равномерным распределением скоростей в выходной части сопла. Однако следует учесть, что входная часть диффузора карбюратора, в отличие от обыкновенного входного сопла, должна быть выполнена с учетом выходной части. И с этой точки зрения наилучшим соплом является то, которое создает наивыгоднейший профиль скоростей в узком сечении диффузора. Таким профилем, например, для диффузора с большими углами расширения является поток с максимальными скоростями у стенок (М. Е. Дейч, 1961).

Диффузоры 11, 12 и 13 были выполнены с переменной длиной входной части 30, 20 и 10 мм в форме усеченных конусов. Диффузор 11 имеет наименьшие сопротивления (рис. 1), однако сопротивления остальных отличаются незначительно. Кроме того, увеличить входную часть не всегда возможно по конструктивным соображениям.

На рис. 2 для сравнения приведены кривые полных потерь в диффузорах некоторых карбюраторов. Кривая 19 снята с двухэлементного диффузора карбюратора К-82. Потери в нем сокращаются в 2—3 раза при удалении из него внутреннего диффузора (кривая 20). Трехэлементный диффузор карбюратора К-22Г имеет наибольшие потери (кривая 21). Из приведенных графиков видно, что сопротивления диффузоров существующих карбюраторов достаточно высоки (при максимальной нагрузке достигают 700 мм вод. столба и более).

Для изучения влияния переходной кромки от входной к выходной части были изготовлены два диффузора 15 и 16, у которых переменным был только радиус закругления в переходной части (4 мм и 10 мм). Кривые 15 и 16 (рис. 2) показывают, что сопротивления диффузора 16 резко завышены. Диффузор 17 был изготовлен следующим образом: входная часть — усеченный конус длиной 10 мм, угол расширения выходной части 10°. Между ними — переходной цилиндрический участок

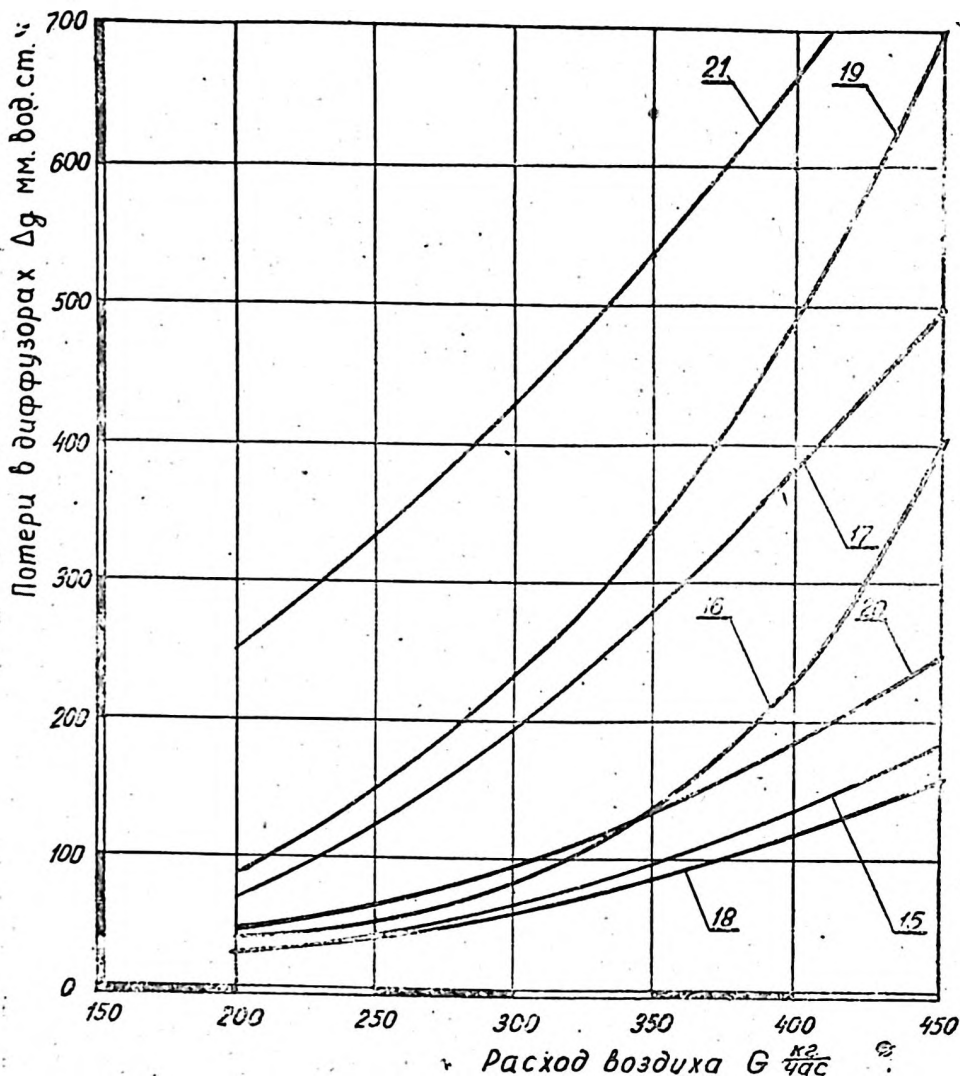


Рис. 2. Зависимость полных потерь в различных диффузорах от расхода: 15, 16, 17, 18 — при различных радиусах перехода от входа к выходу; 19, 20, 21 — для диффузоров карбюраторов К-82 и К-22Г

длиной 10 мм. После продувки этого диффузора (кривая 17) входную часть с выходной соединили плавным переходом (кривая 18), сохранив диаметр узкого сечения. Кривая 18 указывает на резкое уменьшение сопротивлений при этом. Объясняется это тем, что при резком изменении сечения поток не успевает расширяться и отрывается от стенки. При больших углах расширения поток может так и не приблизиться к стенке; в этом случае статическое давление в диффузоре почти не восстанавливается.

, В заключение следует отметить, что в этой статье рассмотрены факторы, влияющие на сопротивления в диффузорах карбюраторов, вне связи с дозировкой, распыливанием и перемешиванием топлива с воздухом. Эти вопросы требуют отдельного экспериментального исследования и увязки с факторами, влияющими на полные потери в диффузорах.