

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭЖЕКЦИОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРНОГО ТИПА

---

В. П. АНТОНОВ  
А. Т. ЖУКОВИН  
К. А. ПИНТ

Для улучшения мощностных и экономических показателей двигателей внутреннего сгорания в последнее время применяются эжекционные системы охлаждения. Достоинства этих систем — отсутствие движущихся частей, использование в качестве рабочего тела в эжекторах выхлопных газов, простота конструкции и надежность в работе. У двигателей с эжекционным охлаждением не затрачиваются мощности на просасывание воздуха через радиатор. Повышение мощности особенно заметно у быстроходных двигателей, где потери на привод вентилятора составляют 6—8% от номинальной мощности. Однако повышение мощности двигателя с эжектором для охлаждения может оказаться незначительным в связи с ростом противодавления на выпуске.

Экспериментальное исследование эжекционного охлаждения проведено Б. Е. Железко на двигателе Д-50. Его данные показывают, что эффективную мощность двигателя удалось повысить на 4%, то есть форсировать двигатель до 52 л. с. Однако, по данным Минского моторного завода, известно, что мощность этого двигателя не повышается и находится в пределах 49,8—50 л. с. Следовательно, применение эжекционного охлаждения на двигателе, очевидно, не дало ожидаемого эффекта. Объясняется это уменьшением коэффициента наполнения, а следовательно, падением мощности за счет увеличения противодавления в выпускной системе двигателя. В этом случае приобретает важное значение выбор оптимальных фаз газораспределения двигателя.

На эжекционное охлаждение существенно влияет конструкция системы охлаждения, и в первую очередь радиатора. Фактором, определяющим интенсивность теплообмена между охлаждающей водой и стенками трубок радиатора, является толщина ламинарного пограничного слоя. Как показал А. К. Гаврилов, теплопередача возрастает с увеличением скорости охлаждающей воды до значений турбулентного режима. Вместе с тем, такой способ повышения тепловой эффективности системы жидкостного охлаждения увеличивает степень использования единицы поверхности сердцевинны радиатора.

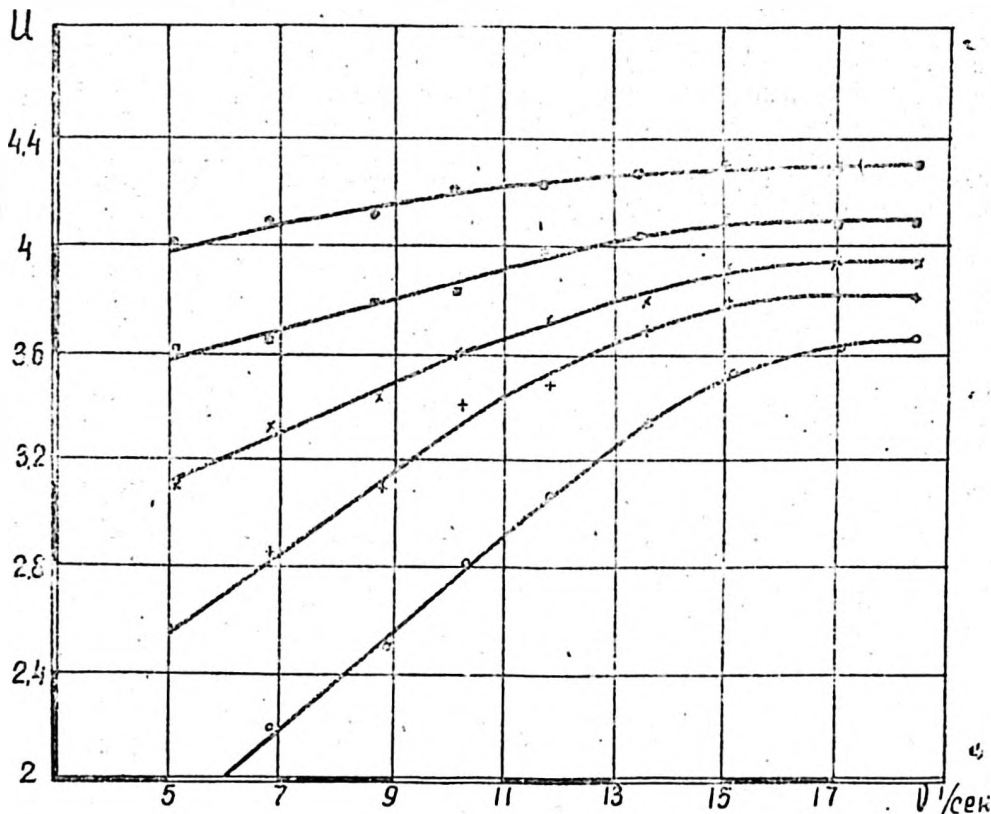
Из вышеизложенного следует, что создание эжекционной системы охлаждения связано с решением комплекса вопросов, определяющих удаление тепла из системы охлаждения (подбор оптимальных фаз газораспределения, выбор противодавления и схемы эжекционного уст-

ройства, определение оптимальных его параметров, изыскание рациональной конструкции радиатора).

Для исследования вопросов, связанных с работой эжектора на прерывисто-пульсирующем потоке, а также для проверки существующих рекомендаций нами была создана экспериментальная безмоторная установка. Эжектирующий газ (воздух) подавался в эжектор компрессором. Прерывисто-пульсирующий поток создавался пульсатором шторно-щелевого типа с приводом от кулачка топливного насоса, число оборотов которого регулировалось вариатором. Чтобы устранить влияние на нормальную шайбу пульсации, создаваемой компрессором и пульсатором, по обе стороны шайбы были установлены ресиверы емкостью 200 л каждый. Эжектируемый газ поступал в приемную камеру через систему трубопроводов, ресивер и нормальную шайбу.

Давление и разрежение измерялись ртутными и водяными пьезометрами и микроманометрами типа ММН, расход газа — измерительными шайбами, температура — хромель-копелевыми термопарами. Характер изменения давления активного потока записывался на осциллограмму.

С увеличением частоты пульсации отношение времени и стечения газа из сопла к полному периоду импульса изменялось от 0,44 (1500 об/мин) до 0,358 (400 об/мин). С увеличением давления это отношение



Зависимость коэффициента эжекции от частоты пульсации  $\nu$  при  $P_c = 680$  мм вод. ст.

- $d = 6$  мм      +  $d = 14$  мм
- $d = 10$  мм    ○  $d = 18$  мм
- ×  $d = 12$  мм

не изменяется, а возрастает амплитуда пульсации. Расход эжектируемого газа при постоянном давлении перед соплом и различных частотах изменялся в весьма узких пределах. Так, при сопле диаметром 10 мм и давлении 680 мм вод. ст. расход газа колебался от 34,6 кг/час до 34,9 кг/час. Были изготовлены шесть сопел диаметром 6, 10, 12, 14, 16 и 18 мм и пять конфузоров диаметром 35, 40, 45, 50 и 60 мм с комплексом сменных камер смешивания.

Нами были получены зависимости (см. рисунок) коэффициента эжекции от частоты пульсации с различными диаметрами сопел, давлениями активного газа при наиболее выгодном диаметре и длине смесительной камеры. Во всех опытах диффузор имел угол раствора  $6^\circ$  и длину 300 мм.

Из анализа кривых видно, что с увеличением частоты пульсации производительность эжектора увеличивается до определенной частоты активного потока ( $v = 17$  1/сек). При этом коэффициент эжекции растет с увеличением основного геометрического параметра. Такой характер протекания коэффициента эжекции объясняется взаимодействием активной струи, противодавления со стороны диффузора и сил трения в проточной части эжектора. С увеличением частоты активного потока изменяются его живая сила и время действия, а также гидравлические сопротивления проточной части. Наблюдаются интенсивные обратные токи, которые совместно с основным потоком образуют постоянную циркуляцию газа в диффузоре и в выходной части смесительной камеры.

Как видно, коэффициент эжекции остается немногим более 4, чего недостаточно для эффективной работы системы охлаждения. В связи с этим заслуживает внимания использование для охлаждения двигателя многоступенчатого эжектора. Наши предварительные опыты показали, что 2—3-ступенчатый эжектор дает возможность повысить коэффициент эжекции примерно в 1,5—2 раза.

---