

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ**

УДК 536.7:66.02

Колбасов А.Н.

**ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРНОГО И ЭЖЕКЦИОННОГО ТИПА****Постановка задачи.**

Повышение технического уровня бронетранспортеров, составляющих основу любой армии, непременно связано с заменой силовых установок. Бронетранспортеры в большей степени используются в странах с высокой температурой окружающей среды. Исходя из этого, любой вариант модернизации сопряжен с выбором силовой установки, которая могла бы при небольших энергетических затратах обеспечивать эксплуатацию без ограничений по тепловым, скоростным и нагрузочным характеристикам. Важным элементом в любой силовой установке является система охлаждения, которая во многом определяется типом двигателя бронетранспортера.

Система охлаждения военной гусеничной машины (ВГМ) в современных условиях, когда потенциальными покупателями на рынке вооружений становятся страны с жаркими климатическими условиями играет доминирующую роль. Данное обстоятельство вместе с назревшей необходимостью модернизации морально и физически устаревшего отечественного парка бронетехники ставит задачу перед разработчиками силовых установок ВГМ интенсифицировать процесс теплообмена при применении более нагруженных силовых агрегатов в минимальных объемах и с минимальными затратами мощности.

Выбор типа системы охлаждения связан в основном с конструктивными особенностями силовых установок. Какому варианту системы охлаждения – вентиляторному или эжекционному отдать предпочтение, должно основываться на ряде факторов, главным из которых является тип двигателя.

С повышением мощности силовых установок военных гусеничных машин неизбежно увеличение тепла, которое необходимо отвести для обеспечения нормального теплового состояния двигателя. Двухтактные двигатели, устанавливаемые на танках украинских разработчиков, характеризуются наличием компрессоров наддувочного воздуха, обеспечивающих рабочий процесс, продувку цилиндров, отвод тепла работу турбины для возврата части мощности, потерянной на привод компрессора.

В то же время энергии выпускных газов достаточно для создания необходимого напора на соплах эжектора системы охлаждения.

Основным направлением для увеличения производительности системы охлаждения может быть увеличение прокачки воздуха через радиаторы системы охлаждения и повышение теплотехнических характеристик собственно радиаторов.

Увеличение производительности радиаторов, как правило, связано с повышением потребляемой мощности либо вентиляторов, либо эжекторов. В случае установки вентиляторной системы охлаждения форсирование может быть проведено увеличением диаметра рабочего колеса либо повышением частоты рабочего колеса.

Изменение потребляемой мощности ( $N_2$ ) В этом случае может быть выражено следующей зависимостью:

$$N_2 = N_1 \frac{j_2}{j_1} \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5,$$

где  $N_1, j_1, n_1, D_1$  – параметры вентилятора в исходном состоянии (мощность, уд. вес воздуха, частота и диаметр рабочего колеса);  $j_2, D_2, n_2$  – параметры вентилятора при повышении производительности.

Как видно из приведенной зависимости для повышения производительности вентилятора требуется значительное повышение приводной мощности. В то же время производительность при изменении частоты и диаметра рабочего колеса изменяется по следующей зависимости:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3,$$

что несоизмеримо с затратами мощности, изменяющимися по кубической зависимости от частоты и пятой степени при изменении диаметра рабочего колеса.

Любые варианты увеличения производительности то ли за счет увеличения частоты либо диаметра рабочего колеса требуют больших конструктивных изменений. Рассматривая при этом возможные пути реализации повышения производительности видно, что они весьма ограничены.

В случае установки эжекционной системы охлаждения форсирование эжектора для получения требуемого расхода воздуха через пакет радиаторов возможно за счет оптимизации целого ряда параметров самого эжектора. В этом случае появляется целое множество конструктивных решений создания эжектора для конкретной силовой установки.

Форсирование эжектора возможно при значительно меньших энергетических затратах на приращение производительности из-за гораздо большего количества параметров, влияющих на характеристику эжектора.

В качестве источников повышения энергии эжектора следует рассматривать следующие элементы:

- сопловой аппарат (размер, форма истечения, количество сопел);
- камера смешения (формы камеры смешения, ее длина, масштаб эжектора);
- угол раскрытия диффузора для снижения потерь статического давления;
- форма подрадиаторного пространства и приемной камеры;
- аэродинамическое сопротивление пакета радиаторов и входных устройств.

Уравнение эжектора можно представить в виде:

$$\overline{\Delta P_{\text{э}}} = a + v \left( q \sqrt{\Delta} \right)^2 - c \left( 1 + q / \sqrt{\Delta} \right)^2.$$

Это наиболее простое и полное выражение, характеризующее геометрические, теплотехнические и гидравлические характеристики эжектора в данном уравнении

$\overline{\Delta P_{\text{э}}}$  – статический напор эжектора;

$a, v$  и  $c$  – коэффициенты уравнения эжектора;

$q$  – коэффициент эжекции, определяемый как:

$$q = \frac{G_2}{G_1},$$

где  $G_2$  – расход эжектируемого воздуха;  $G_1$  – расход эжектирующего воздуха.

Коэффициенты  $a, \epsilon$  и  $c$  характеризуют качество самого эжектора, изменение величин которых дает возможность приблизить эжектор к требуемым характеристикам по напорности и производительности по воздуху.

Важным критерием является его масштаб – " $m$ ", который равен соотношению:

$$m = H_k \frac{B_{\epsilon}}{fc},$$

где  $H_k$  – высота камеры смешения;  $B_{\epsilon}$  – ширина проходного сечения камеры смешения;  $fc$  – суммарная площадь сопел соплового аппарата эжектора.

Выбрав масштаб эжектора, коэффициент " $a$ " определится из формулы:

$$a = \frac{2}{m};$$

коэффициент " $\epsilon$ " определяет минимальные потери давления за счет оптимизации входного участка камеры смешения и выражается следующей зависимостью:

$$\epsilon = \frac{(1 - \xi_{\epsilon x})(m - 2)}{[m(m - 1)^2]},$$

где  $\xi_{\epsilon x}$  – коэффициент сопротивления входного участка.

Коэффициент " $c$ " определяет условия выхода газа в диффузор и геометрические особенности диффузора с точки зрения полного использования энергии эжектора с минимальными потерями статического давления.

Для этого для любого варианта эжектора вычисляется коэффициент качества " $A$ " по формуле:

$$A = (2 - \varphi_{\partial}) K_3 + \xi,$$

где  $\varphi_{\partial} = [1 - 2(K_3 - 1)]\varphi_{\partial 1}$ .

Величины  $\varphi_{\partial 1}$  и  $K_3$  определяются экспериментальными исследованиями и, как правило, равны 0.92 и 1.04 соответственно. Тогда коэффициент " $C$ " легко вычислить по формуле:

$$C = \frac{A}{m^2}.$$

Из приведенных формул значимости коэффициентов  $a, \epsilon$  и  $c$  видно, что именно они дают возможность оптимально в условиях реальной компоновки эжектора и системы охлаждения выбрать такое сочетание размеров, которое могло бы удовлетворить условиям создания необходимой производительности эжектора, для обеспечения теп-

лового рівноважия двигателя при роботі на зовнішній характеристиці в умовах експлуатації при високих температурах оточуючого повітря.

Сравнивая возможные варианты повышения эффективности системы охлаждения в случае применения одного из известных вариантов – вентиляторного или эжекционного типа видно, что в случае использования вентиляторного варианта, форсирование возможно за счет двух направлений – повышения частоты вентилятора или увеличения диаметра колеса. Однако в обоих случаях требуются большие затраты мощности.

Эжекционный вариант применяется для двигателей, которые имеют турбокомпрессоры или компрессоры наддувочного воздуха с высокой степенью повышения давления. Двигатели семейства 5ТДФ и его модификаций наиболее приспособлены для работы с эжекционными системами охлаждения. В этом случае за счет оптимизации геометрических характеристик эжектора без увеличения затрат мощности, возможно увеличение расхода эжектируемого воздуха для обеспечения теплового равновесия двигателя в условиях высоких температур окружающего воздуха.

Наглядным примером реализации сказанного являются танки с эжекционной системой охлаждения Т-64 и его модификации, Т-80УД и Т-84.

следуя основному принципу создания эжекторов, который основывается на оптимизации геометрических размеров при заданной энергии газа, возможно получение требуемого количества эжектируемого воздуха.

#### Выводы

1. Модернизация объектов бронированной техники в настоящее время требует более мощных двигателей, что обеспечивает высокую скорость движения и улучшение параметров подвижности.
2. Для обеспечения теплового равновесия двигателя требуется создание более эффективных систем отвода тепла в условиях высоких температур окружающего воздуха и максимальных нагрузок.
3. В случае применения вентиляторных систем охлаждения, форсирование возможно либо, увеличением диаметра рабочего колеса, либо частоты его вращения. В обоих случаях это связано с ростом потребляемой мощности на привод.
4. Форсирование эжекционной системы возможно за счет оптимизации эжектора по геометрическим размерам  $a, b$  и  $c$ , что подтверждено на примере танков Т-64, Т-80УД и Т-84.

#### Литература

1. Анипко О.Б., Борисюк М.Д., Климов В.Ф. Техническая термодинамика и теплотеплопередача в компактных теплообменниках транспортных машин, Х.– 2006 г.

УДК 536.7:66.02

Колбасов О.М.

### **ОСОБЛИВОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ТА ЕЖЕКЦІЙНОГО ТИПУ**

У статті викладені основні напрямки модернізації об'єктів броньованої техніки та показані переваги використання систем ежекційного типу для двигунів з турбонадувом або компресорами з високою ступінню підвищення тиску.