

*А. П. Меркулов, Л. М. Загвоздкина,
А. В. Райхельсон*

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для создания нормальных условий работы экипажа в кабинах тепловозов, автомашин, тракторов и т. п. в различных климатических зонах необходимо иметь кондиционирующую установку, способную поддерживать температуру внутри кабины не выше 28°C при относительной влажности порядка $40 \div 60\%$.

При работе в зимних условиях необходимый подогрев кабины легко осуществить, используя тепло выхлопных газов двигателя или специальный подогреватель. Значительно большие трудности вызывает организация охлаждения кабины летом в тропических и субтропических зонах. Использование для этой цели фреоновой компрессорной холодильной установки усложняется тем, что необходима квалифицированная эксплуатация в условиях повышенных вибрационных перегрузок. При этом следует также учитывать, что кондиционирующая установка необходима только в жаркую часть года, а остальное время является балластом и поэтому должна занимать минимальный объем.

Двигатели на транспорте в среднем работают на $50 \div 70\%$ своей номинальной мощности, поэтому оставшаяся мощность может быть использована для работы кондиционирующей установки. В качестве холодильного агрегата целесообразно использовать вихревую трубу, надежность и простота которой отвечают требованиям к подобным установкам.

Предусматривается два варианта:

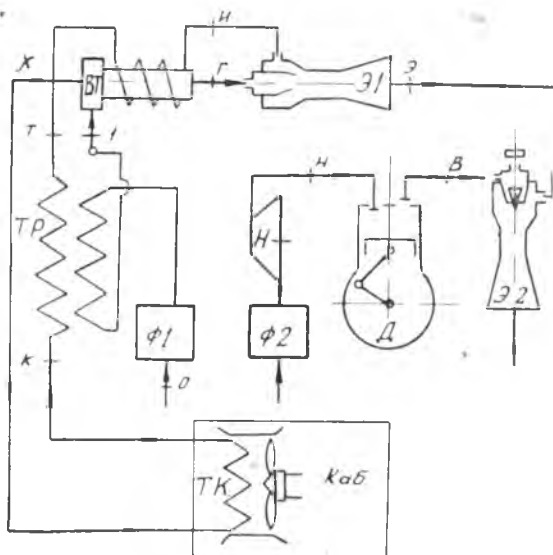
1. Использование энергии выхлопных газов для обеспечения работы эжектора, создающего пониженное давление прокачиваемого через установку атмосферного воздуха.

Схема работы такой установки изображена на фиг. 1.

Воздух из окружающей среды через сечение 0, фильтр Φ_1 поступает в регенеративный теплообменник $ТР$, после охлаждения в котором через сечение 1 входит в вихревую трубу $В$. Т.

После разделения в вихревой трубе холодный поток с параметрами сечения x поступает в теплообменник кабины $Т. К.$, отбирает тепло от воздуха кабины, а затем через сечение $к$ поступает во второй контур регенеративного теплообменника $ТР$, охлаждая питающий вихревую трубу атмосферный воздух.

Из регенеративного теплообменника отработанный холодный поток подается на охлаждение стенок вихревой трубы, а затем отсасывается эжектором $Э1$, работающим на горячем потоке вихревой трубы. Смесь холодного и горячего потоков с параметрами сечения $э$ отсасывается эжектором $Э2$, работающим на выхлопных газах двигателя внутреннего сгорания, и выбрасывается в атмосферу.



Фиг. 1.

Выхлопные газы от двигателя с параметрами сечения $в$ подаются в эжектор $Э2$ под избыточным давлением порядка $1,5 \div 2 \text{ атa}$.

При заданных параметрах G_v , T_v , p_v выхлопных газов двигателя и выбранном коэффициенте эжекции n_2 эжектора $Э2$ можно определить давление $p_э$ и расход G эжектируемого суммарного потока, проходящего через вихревую трубу [2]:

$$p_э = \frac{n_2 \cdot p_v \cdot q(\lambda_v) \lambda \sqrt{\Theta_э}}{q(\lambda_э)} \quad (1)$$

$$G = n_2 \cdot G_v \quad (2)$$

Расчет эжектора $Э1$ связан с характеристиками вихревой трубы [1, 4]. Для случая регенеративной схемы, включающей вихревую трубу, эжектор и противоточный теплообменник, давление отсасываемого эжектором $Э1$ отработанного холодного потока может быть подсчитано по выражению:

$$p_и = \frac{1}{B} \cdot \left[\frac{c}{2} + \sqrt{\left(\frac{c}{2}\right)^2 + 0,33B \cdot p_1} \right], \quad (3)$$

где

$$B = \frac{0,67}{p_э} \left[\frac{q(\lambda_и)}{n_1} + 1 \right]; \quad (4)$$

$$c = \frac{q(\lambda_k)}{n_1} + 0,67 - 0,33 \left[\frac{q(\lambda_k)}{n_1} + 1 \right]; \quad (5)$$

$$n_1 = \frac{\mu}{1-\mu} \text{ — коэффициент эжекции } \mathfrak{A}_1;$$

$$\mu = \frac{G_x}{G} \text{ — весовая доля холодного потока}; \quad (7)$$

λ и $q(\lambda)$ — безразмерная скорость и безразмерная расходная функция;

$$p_1 = p_0 - \Delta p_r \text{ — давление перед вихревой трубой}; \quad (8)$$

Δp_r — потери давления в теплообменнике.

Давление холодного потока с учетом потерь давления P_t в регенеративном теплообменнике и теплообменнике кабины составит:

$$p_x = p_n + \Delta p_r. \quad (9)$$

Степень расширения воздуха в вихревой трубе:

$$\pi = \frac{p_1}{p_x}. \quad (10)$$

Давление холодного потока с учетом потерь давления p_r в уравнение вихревой трубы

$$T_x = T_1 \cdot \Theta_x, \quad (11)$$

где Θ_x — определяется из обобщенных характеристик, а также уравнения теплового баланса теплообменника:

$$T_0 - T_1 + \frac{q'}{c_p} = \mu [T_r - T_k - \delta(\Delta t_x)], \quad (12)$$

где q' — теплота конденсации влаги из 1 кг воздуха в контуре (0—1) регенеративного теплообменника, [3];

$\delta(\Delta t_x)$ — потеря эффекта охлаждения холодного потока за счет конденсации и замерзания паров воды.

С учетом (11) и (12) температура воздуха перед вихревой трубой:

$$T_1 = T_0 \frac{1 - \mu(1 - N)}{1 - \mu\Theta_x}. \quad (13)$$

Здесь

$$N = \frac{\Delta t_k + \Delta t_r + \delta(\Delta t_x) + \frac{q'}{c_p \cdot \mu}}{T_0} \quad (14)$$

относительные температурные потери; этой величиной задаются в расчете, а затем ее уточняют;

$\Delta t_k = T_k - T_x$ (15) — подогрев холодного потока в теплообменнике кабины;

$\Delta t_r = T_0 - T_r$ (16) — недорегенерация в регенеративном теплообменнике.

Значение температуры холодного потока найдем из уравнения (11).

Величина Δt_k определяется из выражения (14), по ней можно подсчитать холодопроизводительность установки:

$$Q_x = G \cdot \mu \cdot c_p \cdot \Delta t_k. \quad (17)$$

На фиг. 2 представлена кривая холодопроизводительности в функции от коэффициента эжекции n_2 эжектора Э2 при следующих расчетных условиях.

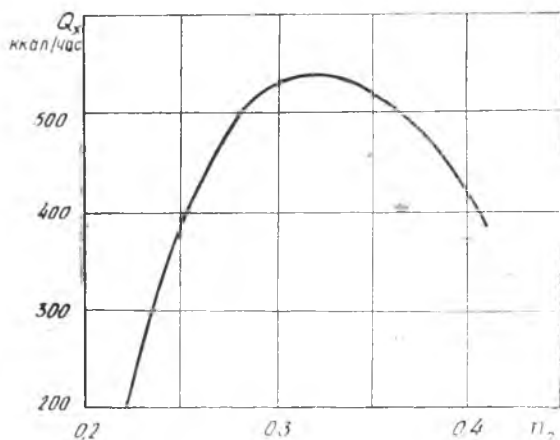
Двигатель ЯАЗ-214 с рабочим объемом 7 литров на режиме $n = 2000$ об/мин., температура окружающей среды $T_0 = 360^\circ K$, давление выхлопных газов $p_v = 2$ ата, температура выхлопных газов $T_v = 800^\circ K$, температура в кабине $T_{\text{каб}} = 298^\circ K$, весовая доля холодного потока $\mu = 0,65$, недорегенерация в теплообменнике $\Delta t_t = 1^\circ$, гидравлические потери в теплообменнике $p = p_t = 0,1$ ата, относительная влажность атмосферного воздуха $\phi = 50\%$. Согласно расчетной кривой при $n_2 = 0,32$ холодопроизводительность установки составляет около 550 ккал/час, что вполне обеспечивает кондиционирование теплоизолированного помещения объемом 3-6 м³.

2. Использование пониженного давления на всасывании. Основные двигатели машин аэродромного обеспечения используются только при смене позиций, а во время стоянки на позиции выключаются. Как правило, ресурс этих двигателей оказывается избыточным для срока службы установки в целом.

Этот вариант основан на том, что работа на средних оборотах холодного хода обеспечивается заметным дросселированием входа, т. е. снижением давления всасывания при сохранении объемного расхода воздуха, определяемого оборотами и литражом двигателя.

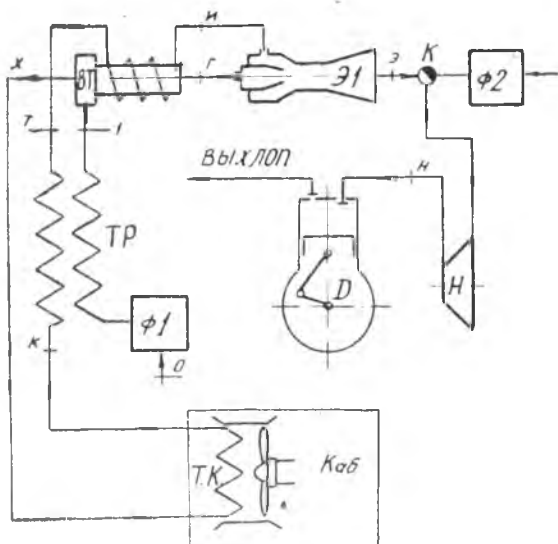
Перепад между атмосферным давлением и давлением всасывания с успехом может быть применен для обеспечения работы кондиционирующей установки с вихревой трубой.

Схема работы такой установки изображена на фиг. 3. Работа этой схемы до сечения э аналогична работе предыдущей схемы.



Фиг. 2.

Далее смесь холодного и горячего потоков через сечение $э$, кран K , нагнетатель H двигателя и сечение $н$ всасывается в цилиндры двигателя D и после использования в качестве рабочего тела выбрасывается в виде выхлопных газов в атмосферу.



Фиг. 3.

Примем, что гидравлические потери в контуре (0—1) равны $0,1 \text{ ата}$, тогда давление воздуха в сечении 1 перед вихровой трубой $p_1 = 0,9 \text{ ата}$ и располагаемая степень расширения

$$\pi = \frac{p_1}{p_x} = \frac{0,9}{0,3} = 3.$$

Если при этих условиях принять температуру окружающей среды $T_0 = 40^\circ\text{C}$ и считать, что автомашина оборудована дизелем ЯАЗ-214, имеющим $n = 2000 \text{ об/мин.}$ и литраж $V = 7 \text{ л.}$, то получим следующие параметры кондиционирующей установки: температуру холодного потока перед теплообменником $T_x = -6^\circ\text{C}$, расход холодного потока $G_x \cong 2 \text{ кг/мин.}$, холодопроизводительность установки $Q_x = 600 \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. П. Меркулов. Вихревые холодильно-нагревательные установки. Куйбышевское книжное издательство, Куйбышев, 1962.
2. Т. Н. Абрамович. Прикладная газовая динамика, ГИТЛ, 1958.
3. Р. М. Ладыженский. Кондиционирование воздуха, Госторгиздат, 1962.