

УДК 621.57

В.С. КАЛЕКИН, доктор
технических наук, профессор
С.Ю. КОНСТАНТИНОВ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОМПРЕССОРНО- РАСШИРИТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Предложены аналитические зависимости для математической модели процессов в компрессорно-расширительном агрегате динамического действия для воздушной системы кондиционирования воздуха объектов бронетанковой техники, приведены результаты расчетов одного из режимов работы системы с агрегатом, выполненным на база вспомогательной энергетической установки ГТА-18.

Ключевые слова: математическая модель; компрессорно-расширительный агрегат; воздушная система кондиционирования воздуха; турбокомпрессор; турбодетандер.

Введение

Большое количество электрических машин, различные электромашинные усилители, преобразователи электрической энергии и т.п., имеющиеся в образцах бронетанкового вооружения и военной техники, выделяют достаточно много тепла. При температурах окружающего воздуха 40°С и выше перегрев может привести к выходу из строя электрооборудования, ухудшению микроклимата в обитаемых отделениях, усложнению условий выполнения боевой задачи экипажами.

Системами кондиционирования воздуха (СКВ) с парокompрессионными холодильными машинами снабжены подвижные образцы военной техники: ракетно-артиллерийское вооружение – боевая машина РСЗО «Смерч», ракетный комплекс «Искандер-Э», имеющие холодильную установку холодопроизводительностью 6 кВт с хладагентами R22 или R134a; бронетанковое вооружение – боевая машина пехоты БМП-3 с холодильной установкой холодопроизводительностью 8 кВт; вооружение ПВО – комплексы ЗРК «Тор», ЗРС «Панцирь-С1», С-300В4

с холодильными установками холодопроизводительностями 4,5...7,5 кВт при температуре наружного воздуха 50...53°C [1].

Парокомпрессионные системы кондиционирования хотя и являются на сегодняшний день наиболее популярными, однако воздушная СКВ имеет ряд весьма существенных преимуществ за счет высокой надежности, удобства обслуживания и эксплуатации, исключения дорогостоящего и текучего фреона, поскольку воздух как рабочее тело всегда доступен и бесплатен.

Воздушная система кондиционирования воздуха

Система испытана и апробирована на опытном образце танка Т-80, оснащенного газотурбинным двигателем и турбодетандером для производства искусственного холода за счет расширения сжатого воздуха [2]. Существенным недостатком воздушной СКВ танка Т-80 является то, что ее функционирование возможно при работающем основном двигателе – газотурбинной установки (ГТУ), т.к. турбодетандер обеспечивается необходимым сжатым воздухом от компрессора ГТУ.

Принципиальная схема предлагаемой воздушной СКВ представлена на рисунке 1.

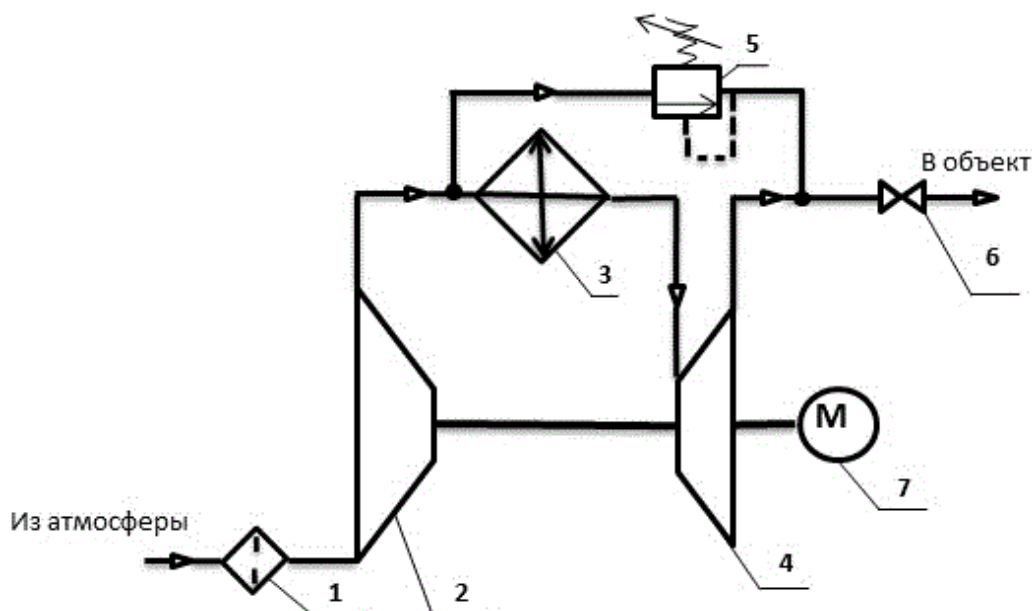


Рисунок 1 – Принципиальная схема воздушной системы кондиционирования воздуха: 1 – фильтр; 2 – турбокомпрессор; 3 – теплообменник; 4 – турбодетандер; 5 – редукционный клапан; 6 – кран; 7 – электродвигатель

Предварительно очищенный от пыли атмосферный воздух в фильтре 1 поступает в турбокомпрессор 2. Нагретый в результате сжатия в турбокомпрессоре воздух охлаждается в жидкостном (или воздушном) теплообменнике 3. Затем производится охлаждение воздуха ниже температуры окружающей среды путем расширения в турбодетандере 4. Работа расширения передается турбокомпрессору, размещенному на одном валу с турбодетандером. Для обеспечения необходимых температурных условий для работы экипажей, приборов наведения и управления в жаркое время года горячий сжатый воздух после турбокомпрессора через редукционный клапан 5 смешивается с расширенным и охлажденным воздухом в турбодетандере со сжатым воздухом после турбокомпрессора и через кран 6 подается в обитаемые отделения боевой машины. Ротор агрегата приводится во вращение через повышающий редуктор электродвигателем 7 от бортовой системы.

В холодное время обогрев боевых отделений при неработающем основном двигателе производится горячим воздухом от турбокомпрессора СКВ.

Конструкция и принцип работы агрегата

В качестве одного из вариантов воздушной СКВ предлагается введение компрессорно-расширительного агрегата (КРА), выполненного на базе модернизированного газотурбинного агрегата ГТА-18.

ГТА-18 представляет собой вспомогательную энергетическую установку для обеспечения питания приборов управления и наведения при отключении основного двигателя, устанавливаемую на объектах военной техники (танк Т-80). Агрегат содержит центробежное компрессорное и осевое турбинное рабочие колеса, установленные на одном валу, камеру сгорания и стартер-генератор постоянного тока.

При модернизации ГТА-18 для воздушной СКВ стартер-генератор постоянного тока может быть преобразован в электродвигатель, в камере сгорания следует разместить жидкостной трубчато-змеевиковый теплообменник для охлаждения сжатого воздуха турбокомпрессором, а турбинное колесо с направляющим аппаратом исполнит функцию турбодетандера.

Математическая модель рабочего процесса компрессорно-расширительного агрегата

В качестве основных допущений в математической модели рабочего процесса агрегата принимаются следующие: рабочее тело воздух – идеальный газ; поток рабочего тела – одномерный; утечки и перетечки воздуха в проточной части, потери тепла в холодильнике, гидравлические сопротивления в межступенчатой коммуникации и холодильнике отсутствуют; процессы сжатия в турбокомпрессоре и расширения в турбодетандере – адиабатные; изобарные теплоемкости воздуха не зависят от температуры.

Объемный (массовый) расход воздуха принимается из условий санитарной нормы потребления одним членом экипажа. В соответствии с требованиями руководящих документов¹ предписывается предусматривать воздухообмен $60 \text{ м}^3/(\text{час} \cdot \text{чел})$ для помещений, не имеющих естественного проветривания. В технической характеристике воздушной системы кондиционирования воздуха танка Т-80 подача воздуха на одного члена экипажа должна составлять $40 \dots 70 \text{ м}^3/\text{ч}$ [2].

Примем в качестве исходного значения объемного расхода – $60 \dots 70 \text{ м}^3$ в час на одного члена экипажа. Тогда часовой массовый расход воздуха в СКВ:

$$\bar{m} = (60 - 70) \cdot \rho_{\text{конд}} \cdot n_{\text{ЭК}} \quad (1)$$

Плотность воздуха, подаваемого в боевые отделения в жаркие периоды года после смешения, должна составлять:

$$\rho_{\text{конд}} = \frac{p_{\text{конд}}}{R \cdot T_{\text{конд}}}; T_{\text{конд}} = t + 273,15, \quad (2)$$

где $p_{\text{конд}}$ – давление воздуха на выходе из кондиционера; $n_{\text{ЭК}}$ – число членов экипажа; $T_{\text{конд}}$ – температура воздуха в кондиционируемом боевом отделении.

СКВ боевой машины должна обеспечить температуру в обитаемых отделениях для комфортного функционирования экипажей порядка $t = 22-24^\circ\text{C}$. При этом давление, чтобы исключить подсосы наружного воздуха в обитаемые отделения через неплотности машины, должно несколько превышать атмосферное ($p_{\text{конд}} = 0,11 \dots 0,115 \text{ МПа}$).

¹ СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». М.: Госкомитет РФ по строительству и жилищно-коммунальному комплексу (Гострой России), 2004. – С. 60.

Полученное значение массового расхода определит требуемую массовую производительность турбокомпрессора. Массовая производительность турбодетандера может быть несколько ниже, поскольку не весь сжатый турбокомпрессором воздух должен направляться в турбодетандер.

Исходные данные для моделирования и расчета центробежного турбокомпрессора: d_1, d_2 – диаметр на входе лопаток и наружный диаметр рабочего колеса (РК), соответственно; z – число лопаток РК; $\beta_{л1}, \beta_{л2}$ – углы лопаток на входе и выходе РК, соответственно; b_1, b_2 – ширина лопаток на входе и выходе РК, соответственно; δ_1, δ_2 – толщины лопаток на входе и выходе РК; $p_{вс}, T_{вс}$ – давление и температура воздуха на входе в турбокомпрессор.

В качестве предварительных приближений требуется задаться: степенью повышения давления $\Pi_k = \frac{p_n}{p_{вс}}$ (p_n – давление на выходе из центробежного турбокомпрессора); степенью расширения воздуха в осевом турбодетандере $\Pi_d = \frac{p_n}{p_{конд}}$.

На рисунке 2 приведены векторы скоростей для произвольной точки на лопатке РК турбокомпрессора [3]. Согласно допущению о бесконечном числе лопаток, скорость переносного движения частицы U направлена по касательной к окружности, проведенной через рассматриваемую точку. Скорость относительного движения W направлена по касательной к средней линии лопатки. При разложении абсолютной скорости C на две взаимно перпендикулярные составляющие получаются: окружная составляющая абсолютной скорости C_u , характеризующая закрутку потока, и радиальная составляющая абсолютной скорости C_r , определяющая расход жидкости через РК. Показаны углы, обозначающие: α – угол между скоростями C_r и U ; β – угол между скоростью W и отрицательным направлением скорости U . При бесконечном числе лопаток РК: $\beta_2 = \beta_{2л}; \beta_1 = \beta_{1л}$.

Частота вращения вала (мин^{-1}) агрегата определяется предварительно из условия неперевышения $U_2 \leq 300$ м/с для колес из алюминиевых сплавов по формуле:

Окружная скорость на диаметре входа лопаток РК турбокомпрессора:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{d_1}{2}. \quad (3)$$

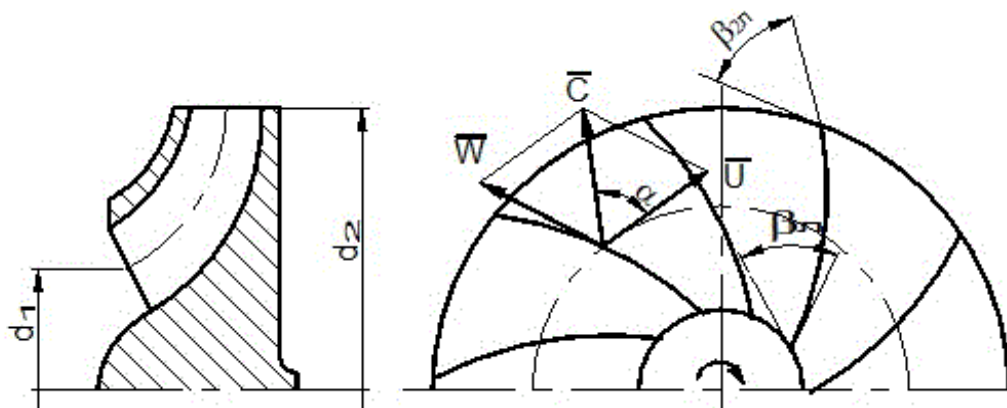


Рисунок 2 – Схема движения потока воздуха в рабочем колесе

Абсолютная скорость воздуха на входе лопаток РК:

$$C_1 = \frac{\dot{m}}{3600 \cdot F_1} = \frac{\dot{m}}{3600 \cdot b_1 \cdot (\pi \cdot d_1 - z \delta_1)} \quad (4)$$

где F_1 – площадь на входе в межлопаточные каналы РК; δ_1 – толщина лопатки РК на входе в межлопаточные каналы, соответственно; z – число лопаток РК.

Относительная скорость воздуха на входе лопаток РК:

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} \quad (5)$$

Коэффициент стеснения потока на входе в межлопаточные каналы РК:

$$\mu_1 = \frac{\pi D_1 - z \cdot \delta_1}{\pi D_1} \quad (6)$$

Соответственно, коэффициент стеснения потока на выходе из РК:

$$\mu_2 = \frac{\pi d_2 - z \cdot \delta_2}{\pi d_2} \quad (7)$$

Температура, давление и плотность воздуха на выходе из РК:

$$T_2 = T_{\text{вс}} \cdot \Pi_{\frac{k-1}{k}}; p_2 = p_{\text{вс}} \cdot \Pi_k; \rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} \quad (8)$$

Массовый расход воздуха на входе в рабочее колесо:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot b_1 \cdot C_{r1} \cdot \mu_1 \quad (9)$$

Массовый расход воздуха на выходе из рабочего колеса:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2} \cdot \mu_2 \quad (10)$$

При условии отсутствия утечек воздуха при перемещении по лопаткам РК и допущении, что массовый расход воздуха в межлопаточных каналах остается неизменным ($\bar{m}_1 = \bar{m}_2 = \bar{m}$), с учетом уравнений (6-10) выражение для радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса имеет вид:

$$C_{2r} = C_{2r} \cdot \frac{\rho_1 \cdot b_1 \cdot (d_1 - z\delta_1)}{\rho_2 \cdot b_2 \cdot (d_2 - z\delta_2)}. \quad (11)$$

При угле лопаток на входе в рабочее колесо $\beta_{л1} = 90^\circ$ закрутка потока на входе $C_{u1} = 0$, поэтому проекция абсолютной скорости на радиус рабочего колеса $C_{r1} = C_1$.

Связь C_{u2} с выходными параметрами колеса выражается экспериментально-теоретической формулой Стодолы:

$$C_{2u} = U_2 \cdot \left(1 - \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_2 - \frac{C_{2r}}{U_2} \cdot \text{Ctg}\beta_2 \right). \quad (12)$$

Для центробежной ступени с $\beta_2 = \beta_{2л} = 90^\circ$; $\text{Ctg}\beta_2 = 0$:

$$C_{2u} = U_2 \cdot \left(1 - \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_2 \right). \quad (13)$$

Теоретический напор, создаваемый РК, в соответствии с уравнением Эйлера:

$$h_T = C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1, \text{ при } C_{1u} = 0; h_T = C_{2u} \cdot U_2. \quad (14)$$

В то же время теоретический напор равен удельной работе центробежной ступени компрессора $h_T = l_K$:

$$l_K = \frac{k}{(k-1)} R \cdot T_1 \left[\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (15)$$

Тождество:

$$C_{2u} \cdot U_2 \frac{k}{(k-1)} R \cdot T_1 \left[\Pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (16)$$

может быть использовано для вычисления уточненного значения степени повышения давления воздуха Π_K^* в центробежной ступени турбокомпрессора. В этом случае необходим пересчет параметров воздуха по уравнениям (7), (11), (12).

Удельная теоретическая работа, потребляемая турбокомпрессором с $\Pi_K = \Pi_K^*$:

$$l_k = \frac{k}{(k-1)} R \cdot T_{\text{вс}} \left[(\Pi_k)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (17)$$

Теоретическая мощность турбокомпрессора

$$N_k = \bar{m} \cdot l_k. \quad (18)$$

Давление воздуха на выходе из центробежной компрессорной ступени принимается равным давлению на входе в детандер (повышение давления в диффузоре следующим за РК связывается с гидродинамическими потерями в межступенчатой коммуникации и холодильнике)

$$p_2 = p_d = p_{\text{вс}} \cdot \Pi_k. \quad (19)$$

Массовый расход воздуха, подаваемого в турбодетандер

$$\bar{m}_d = \bar{x}_d \cdot \bar{m}. \quad (20)$$

где \bar{x}_d – массовая доля воздуха, поступившего на расширение в детандер.

Массовая доля воздуха, поступившего на расширение в детандер, может быть определена из уравнения смешения горячего и холодного потоков:

$$\bar{m} \cdot T_{\text{конд}} = \bar{m} \cdot (1 - \bar{x}_d) \cdot T_2 + \bar{m} \cdot \bar{x}_d \cdot T_{\text{выхд}}, \quad (21)$$

где $T_{\text{выхд}}$ – температура на выходе из турбодетандера.

$$\bar{x}_{2d} = \frac{T_2 - T_{\text{конд}}}{T_2 - T_{\text{выхд}}}. \quad (22)$$

Степень расширения воздуха в детандере

$$\Pi_d = \frac{p_{\text{вс}} \cdot \Pi_k}{p_{\text{когд}}}. \quad (23)$$

Температура воздуха на выходе из турбодетандера

$$T_{\text{выхд}} = T_d / \Pi_d^{\frac{k-1}{k}}. \quad (24)$$

Для вычисления температуры на входе в турбодетандер T_d необходимо предварительно задать $\bar{x}_{1d} < 1$.

Рассчитывается температура воздуха после охлаждения в холодильнике (на входе в турбодетандер) с использованием уравнений тепловых балансов и теплопередачи [5]:

$$T_d = T_2 - \frac{(T_2 - T_{1w}) \cdot \left(\exp\left(k \cdot F \cdot \left[\frac{1}{c_p \cdot \dot{m}_d} - \frac{1}{c_w \cdot \dot{m}_w} \right] \right) - 1 \right)}{\exp\left(k \cdot F \cdot \left[\frac{1}{c_p \cdot \dot{m}_d} - \frac{1}{c_w \cdot \dot{m}_w} \right] \right) - \frac{c_p \cdot \dot{m}_d}{c_w \cdot \dot{m}_w}}, \quad (25)$$

где T_{1w} – температура охлаждающей жидкости на входе в холодильник; F – теплообменная поверхность холодильника; \dot{m}_w – массовый расход охлаждающей жидкости, подаваемой в холодильник; c_p, c_w – средние теплоемкости воздуха, нагнетаемого турбокомпрессором и охлаждающей жидкостью; k – средний коэффициент теплопередачи от сжатого охлаждающей жидкостью.

Методом последовательных приближений рассчитывается массовая доля воздуха, поступившего на расширение в детандер с использованием уравнений (20-25).

В результате расчета определяются: мощность, возвращаемая детандером на общий вал с компрессором, степень расширения воздуха и температура расширенного воздуха, поступающего на смешение в системе кондиционирования [5].

Удельная теоретическая работа, возвращаемая детандером:

$$l_d = \frac{k}{k-1} R \cdot T_d \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{\text{конд}}}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (26)$$

Теоретическая мощность, возвращаемая детандером на вал агрегата:

$$N_d = \dot{m} \cdot \bar{x}_d \cdot l_d. \quad (27)$$

Мощность, требуемая для привода компрессорно-расширительного агрегата, без учета механических и индикаторных потерь в турбокомпрессоре и турбодетандере:

$$N_a = N_k - N_d. \quad (28)$$

Заключение

В результате расчета для ГТА-18 при $n = 25000 \text{ мин}^{-1}$ ($416,7 \text{ с}^{-1}$) получены следующие значения: необходимая теоретическая мощность турбокомпрессора $N_T = 4788 \text{ Вт}$, мощность, возвращаемая турбодетандером $N_d = 2615 \text{ Вт}$ с массовой долей $\bar{x}_{2d} \approx 0,78$ и температурой воздуха на выходе из турбодетандера $T_{\text{выхд}} = 269,8 \text{ К}$ ($-3,2^\circ\text{C}$). Мощность без учета механических индикаторных потерь, подводимая от двигателя к агрегату $N_a = 2173 \text{ Вт}$ при температуре наружного воздуха 323 К .

Приведенные уравнения математической модели рабочего процесса компрессорно-расширительного агрегата могут быть использованы при численном исследовании рабочих процессов предлагаемых конструкций воздушных СКВ колесных и гусеничных машин при различных режимных и конструктивных параметрах работы агрегатов путем установления их наиболее рациональных значений.

Список использованных источников

1. Климатические установки и системы кондиционирования воздуха для сухопутных войск // Материалы X Международной выставки высокотехнологической техники и вооружения «ВТТВ Омск-2013». Омск, 2013.
2. Ефремов А.С. Пути улучшения условий боевой работы экипажа танка Т-80 // Техника и вооружение. 2013. № 2. – С. 2-17.
3. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
4. Калекин В.С., Ваняшов А.Д., Плотников В.А. Расчет поршневых многоступенчатых компрессорных машин и детандер-компрессорных агрегатов методом математического моделирования // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 1999. № 5. – С. 10-13.
5. Мальханов В.П. Турбодетандерные установки в системах подготовки и распределения природного газа. М.: Нефть и газ, 2004. – 226 с.