

Моделирование течения в тракте газотурбинного двигателя для диагностирования его технического состояния

Дмитрий Александрович Иноземцев^{1✉}, Алексей Вадимович Бунякин²,
Владислав Игоревич Дунаев¹

¹ Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия

² Кубанский государственный университет, Краснодар, Россия

Контакт для переписки: d.a.inozemtsev@mail.ru✉

Аннотация. В работе представлена математическая модель, позволяющая определить массовый расход воздуха, проходящий через тракт газотурбинного двигателя. Величина массового расхода воздуха не допускает непосредственного измерения по термогазодинамическим параметрам, измеряемым штатными датчиками агрегата. Математическая модель позволяет определить безразмерные диагностические параметры, характеризующие нормальную работу агрегата, и построить их соответствующие зависимости от измеряемых параметров. В качестве основного положения для построения математической модели принимается соотношение равенства мощностей компрессора и турбины на установившихся режимах работы. Предложенный метод позволяет диагностировать состояние технической системы и заключается в вычислении физически безразмерных параметров, слабо зависящих от изменения штатного режима работы газоперекачивающего агрегата с газотурбинным двигателем. Эти параметры являются более информативными, чем физические параметры, измеряемые датчиками. Практическим результатом работы является построение эталонных зависимостей приведенных безразмерных диагностических параметров от измеряемых параметров газового тракта, соответствующих нормальной работе газотурбинного двигателя в качестве привода газоперекачивающего агрегата магистральных компрессорных станций.

Ключевые слова: математическое моделирование, течение газа, тракт газотурбинного двигателя, безразмерные диагностические параметры, эталонные зависимости, расход воздуха, компрессор, турбина

Цитирование: Иноземцев Д. А., Бунякин А. В., Дунаев В. И. 2025. Моделирование течения в тракте газотурбинного двигателя для диагностирования его технического состояния // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 11. № 3 (43). С. 130–146. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2025-11-3-130-146>

Поступила 20.03.2025; одобрена 07.07.2025; принята 10.07.2025

Modeling of the flow in the gas turbine engine path for technical state diagnostics

Dmitry A. Inozemtsev¹✉, Aleksey V. Bunyakin², Vladislav I. Dunaev¹

¹ Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

² Kuban State University, Krasnodar, Russia

Corresponding author: d.a.inozemtsev@mail.ru✉

Abstract. The paper presents a mathematical model that makes it possible to determine the mass flow rate of air passing through the path of a gas turbine engine. The amount of mass air flow does not allow direct measurement by thermodynamic parameters retrieved by the unit's standard sensors. The mathematical model makes it possible to determine the dimensionless diagnostic parameters characterizing the normal operation of the unit and to build their corresponding dependences on the measured parameters. The ratio of the equality of compressor and turbine capacities in the established operating modes is used as the main provision for constructing a mathematical model. The proposed method makes it possible to diagnose the state of the technical system and consists in calculating physically dimensionless parameters that are weakly dependent on changes in the normal operating mode of a gas pumping unit with a gas turbine engine. These parameters are more informative than the physical parameters measured by sensors. The practical result of the work is the construction of the reference dependences of the given dimensionless diagnostic parameters on the measured parameters of the gas path corresponding to the normal operation of the gas turbine engine as the drive of the gas pumping unit of the main compressor stations.

Keywords: mathematical modeling, gas flow, gas turbine engine path, dimensionless diagnostic parameters, reference dependencies, air flow, compressor, turbine

Citation: Inozemtsev, D. A., Bunyakin, A. V., & Dunaev, V. I. (2025). Modeling of the flow in the gas turbine engine path for technical state diagnostics. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 11(3), 130–146. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2025-11-3-130-146>

Received Mar. 20, 2025; Reviewed Jul. 7, 2025; Accepted Jul. 10, 2025

Введение

Диагностика газового тракта газотурбинного двигателя (ГТД) осложняется тем, что в эксплуатационных условиях напрямую измерить расход внутри него крайне затруднительно. Пространства между ступенями сжатия осевого компрессора и между ступенями дросселирования турбины относительно малы, внутри них происходит интенсивное течение газа, турбина подвергается воздействию высоких температур, в непосредственной близости находятся быстро вращающиеся лопаточные колеса. Поэтому установка и замена датчиков, измеряющих параметры, характеризующие текущее техническое состояние агрегата, затруднительны. При этом нарушение монолитности корпусных деталей влечет за собой изменение жесткости и, как следствие, возникновение опасности разрушения от вибраций. Предложенный в работе метод диагностики относится к области неразрушающего контроля, а именно к параметрической диагностике.

Важную роль в системе определения технического состояния газотурбинных установок занимают методы неразрушающего контроля. Одним из таких методов является параметрическая диагностика. Суть метода заключается в анализе параметров, снимаемых с работающего агрегата, таких как давление, температура, расход топлива и др. Актуальные исследования в данной области [Смирнов и др., 2018] ориентированы на построение термогазодинамических моделей для мониторинга состояния газотурбинных установок.

Использование корреляционных матриц для построения математических зависимостей политропного КПД от газодинамических параметров тракта ГТД для диагностики компрессора высокого давления [Перевошиков, 2012; 2019] приводит к положительному результату.

Значительные результаты дают экспериментальные исследования влияния загрязненных лопаток на параметры ГТД [Струговец и др., 2010]. Кроме того, существуют методы, основанные на измерении мощности и крутящего момента [Чичугин, Носков, 2011], что дает существенные возможности диагностики. Использование фазовых портретов для анализа параметров ГПА [Аверьянов, 2006] является методом, сопутствующим математическому моделированию.

Повышение эффективности обработки данных измерений может достигаться за счет использования комплексного критерия [Кривошеев и др., 2017], который описывает отклонение текущего режима работы ГТУ от режима работы при нулевой наработке. Идеологически близко к этому применение нейронных сетей для диагностики состояния с выборкой обучающих показателей параметров более 500 [Разриндзатуву, Гишваров, 2017].

Статистический метод оценки времени до разрушения элементов агрегата при повышенном значении температуры по параметру Ларсона–Миллера [Чекардовский, Демура, 2013] также показал свою эффективность. Дополнение статистики методикой сравнения параметров работы ГТУ с указанными заводом-изготовителем [Стельмах и др., 2015], совпадение которых будет свидетельствовать об исправной работе, а расхождение — об износе ГТУ, существенно повышает достоверность диагностических прогнозов.

Использование ряда математических зависимостей, описывающих работу ГПА, в том числе формулярную характеристику центробежного компрессора (ЦБК), позволяет

вычислять потребляемую мощность с учетом ухудшения технического состояния и атмосферных условий [Багерман и др., 2015]. В методике оценки технического состояния газоперекачивающего агрегата для определения оптимального режима работы ГПА [Гилязиев, Васильев, 2018] в качестве диагностического параметра используется уровень потребления топливного газа.

С учетом вышеизложенного, становятся особенно востребованы методы математического моделирования, которые позволяют восполнить недостающие данные для оценки технического состояния газового тракта газоперекачивающего агрегата, а также предсказать возможные повреждения и неисправности агрегата [Иванов, 2012; Заславский, Блинов, 2018; Кампсти, 2000].

В представленной работе построена математическая модель, позволяющая определить массовый расход воздуха, проходящий через тракт ГТД, который не допускает непосредственного измерения. Это позволяет определить безразмерные диагностические параметры (БДП), характеризующие штатную работу агрегата [Галиуллин, Леонтьев, 1991; Бунякин, Торбеев, 2006].

В качестве основного положения для построения математической модели принимается соотношение равенства мощностей компрессора и турбины на установившихся режимах работы, учитывается поступление тепла в камере сгорания [Лефевр, 1986; Иноземцев и др., 2021]. Из вычислительных нюансов представленной математической модели можно выделить использование итерационной процедуры [Матем. энциклопед. слов., 1988] для определения расхода воздуха в тракте ГТД.

Методы

Опираясь на физические представления процесса моделирования течения топливного газа через тракт ГТД и методы математического моделирования, получено численное значение массового расхода воздуха Q , не допускающего его непосредственное измерение. Введены БДП, позволяющие характеризовать работу агрегата при штатном установившемся режиме.

1. Построение математической модели течения топливного газа через тракт ГТД

Основные этапы математического моделирования состоят в определении следующих величин, непосредственное измерение которых достаточно затруднительно.

1.1. Выражение для определения мощности на валу компрессора ГТД

Для определения расходуемой мощности на i рабочем колесе осевого компрессора используется выражение [Смирнов и др., 2018]:

$$N_i^k = \omega R_i^k Q (\omega R_i^k - v_1 \operatorname{tg} \alpha_i^k - v_2 \operatorname{tg} \beta_i^k), \quad (1)$$

где Q — массовый расход атмосферного воздуха, проходящего через рабочее колесо компрессора; i — индекс нумерации рабочего колеса компрессора, $i = 0, 1 \dots L-1$;

v_1, v_2 — осевые составляющие входных и выходных скоростей соответственно;
 R_i^k — усредненный радиус вращения лопатки компрессора; ω — угловая скорость;
 $tg\alpha_i^k, tg\beta_i^k$ — характеристики углов входной и выходной кромок лопаток соответственно.

При этом справедливо двойное равенство [Смирнов и др., 2018; Перевошиков, 2014]:

$$Q = \rho_i v_1 S_i^k = \rho_{(i+1)} v_2 S_{i+1}^k, \quad (2)$$

где ρ_i — плотность воздуха за текущим колесом компрессора, S_i^k — площадь рабочего сечения за i -м рабочим колесом.

С учетом равенств (2) запишем выражение (1) для определения расходуемой мощности на рабочем колесе компрессора:

$$N_i^k = \omega R_i^k Q \left(\omega R_i^k - \frac{Q tg\alpha_i^k}{S_i^k \rho_i} - \frac{Q tg\beta_i^k}{S_{i+1}^k \rho_{i+1}} \right). \quad (3)$$

Принимаем, что процесс сжатия в компрессоре близок к адиабатному [Перевошиков, 2014]. Исходя из этого,

$$\frac{T_i^k}{\rho_i^{\gamma-1}} = \frac{T_{i+1}^k}{\rho_{i+1}^{\gamma-1}}, \quad i = 0, 1, \dots, L. \quad (4)$$

В соотношении (4) принято: $\gamma = 1,4$ — адиабатный показатель атмосферного воздуха, T_i^k — текущая температура воздуха за соответствующим рабочим колесом.

Плотность входящего в агрегат воздуха ρ_0 определяется по формуле

$$P_0^k = \frac{R}{\mu_B} \rho_0, \quad (5)$$

где R — универсальная газовая постоянная, μ_B — молярная масса воздуха, ρ_0, T_0^k — плотность и температура воздуха на входе в ГТД соответственно.

Из уравнения (5) найдем ρ_0 :

$$\rho_0 = \frac{P_0^k \mu_B}{T_0^k R}. \quad (6)$$

Обозначим ΔT^k — теплоперепад воздуха при его компримировании. Величину ΔT^k будем считать одинаковой по всему тракту компрессора.

$$T_{i+1}^k = T_i^k + \Delta T^k, \quad i = 0, 1, \dots, L. \quad (7)$$

Исходя из выражений (4), (5) и (6) поочередно определяются плотности воздуха после каждой i -й ступени сжатия:

$$T_i^k = \rho_i^{\gamma-1} \frac{\Delta T_{i+1}^k + T_i^k}{\rho_{i+1}^{\gamma-1}}, \quad i = 0, 1, \dots, L-1; \quad (8)$$

$$\rho_{i+1} = \rho_i^{\gamma-1} \sqrt{\frac{T_i^k + \Delta T_{i+1}^k}{T_i^k}}, \quad i = 0, 1, \dots, L. \quad (9)$$

Внутри камеры сгорания выполняется уравнение теплового баланса [Перевоицков, 2019]:

$$cQT_{L-1}^k + Q\lambda = c(Q + q), \quad (10)$$

где q — массовый расход топлива, T^{kc} — температура газа в камере сгорания, c — удельная (по массе) теплоемкость воздуха, λ — теплотворная способность топлива.

Поскольку массовый расход топливного газа q составляет лишь 2–3% от массового расхода воздуха Q , можно принять, что его влияние минимально, и, соответственно, выражение (10) записать в измененной форме:

$$T^{kc} = T_{L-1}^k + \frac{q\lambda}{cQ}. \quad (11)$$

1.2. Выражение для определения мощности на валу турбины ГТД

Для определения расходуемой мощности на i рабочем колесе турбины используется выражение

$$N_i^m = \omega R_i^m Q (v_1 \operatorname{tg} \alpha_i^m + v_2 \operatorname{tg} \beta_i^m - \omega R_i^m), \quad (12)$$

где Q — массовый расход газа через каждое колесо турбины (в отличие от обозначения, принятого в формуле (1)); i — индекс нумерации рабочего колеса турбины, $i = L, \dots, L + M - 1$ (используется сквозная нумерация рабочих колес компрессора L (шт.) и турбины M (шт.)); ω — угловая скорость; R_i^m — среднее значение радиуса от центра колеса до максимальной точки высоты лопатки турбины; $\operatorname{tg} \alpha_i^m, \operatorname{tg} \beta_i^m$ — характеристики углов входной и выходной кромок лопаток соплового аппарата соответственно.

Величина Q в формуле (12) не учитывает в своем составе продуктов горения.

В выражении (11) усредненные скорости v_1 и v_2 по сечению потока имеют иной смысл, чем те, что используются в выражении (1).

Для расчета величины Q через турбину верно следующее равенство:

$$Q = \rho_i v_1 S_i^m = \rho_{i+1} v_2 S_{i+1}^m, \quad (13)$$

где ρ_i — плотность газа за текущим колесом турбины, S_i^m — площадь рабочего сечения за i -м рабочим колесом.

Преобразовав выражение (12), с учетом равенств (13) получим:

$$N_i^m = \omega R_i^m Q \left(\frac{Q t g \alpha_i^m}{S_i^m \rho_i} + \frac{Q t g \beta_i^m}{S_{i+1}^m \rho_{i+1}} - \omega R_i^m \right). \quad (14)$$

Для почти адиабатического расширения газа характерно выполнение следующего соотношения:

$$\frac{T_i^m}{\rho_i^{\delta-1}} = \frac{T_{i+1}^m}{\rho_{i+1}^{\delta-1}}, \quad (15)$$

где степень $\delta = 1,3$ — показатель адиабаты, T_i^m — температура газа за i -м рабочим колесом турбины.

Плотность газа на входе в турбину определим из уравнения состояния:

$$P_L^m = \frac{R}{\mu_r} \rho_L T_L^m = P_{L-1}^k = \frac{R}{\mu_B} \rho_{L-1} T_{L-1}^k, \quad (16)$$

где μ_r , ρ_{L-1} — молярная масса и плотность смеси воздуха и продуктов горения на входе в турбину соответственно (в отличие от обозначений, принятых в формуле (5)). Потери давления в камере сгорания можно пренебречь, считая давление на входе в рабочее колесо турбины равным давлению на выходе из компрессора.

Из равенства (11) имеем:

$$T_L^m = T^{kc}. \quad (17)$$

Используя выражения (15) и (17), определим плотности воздуха в тракте турбины:

$$T_i^m = T_{i+1}^m - \Delta T^m; \quad (18)$$

$$\frac{T_i^m}{\rho_i^{\delta-1}} = \frac{T_{i+1}^m - \Delta T^m}{\rho_{i+1}^{\delta-1}}; \quad (19)$$

$$\rho_{i+1} = \rho_i^{\delta-1} \sqrt{\frac{T_{i+1}^m - \Delta T^m}{T_i^m}}, \quad i = L, \dots, L + M - 1. \quad (20)$$

Стоит отметить, что индексы в выражениях выше имеют сквозную нумерацию.

В выражении (19) приняты следующие обозначения: ΔT^m — теплоперепад смеси газов при его нагнетании. Величину ΔT^m будем считать одинаковой по всему тракту турбины.

Так как компрессор и турбина жестко соединены валом, то мощности на турбине и компрессоре будут равны:

$$N = \sum_{i=0}^{L-1} N_i^k = \sum_{i=L}^{L+M-1} N_i^m. \quad (21)$$

Формулу (21) можно использовать для определения расхода воздуха Q . Для этого необходимо рассмотреть систему «компрессор – турбина ГТД» как «расходомер турбинного типа».

Используя уравнения (3) и (13), уравнения (7) и (18), определим БДП [Галиуллин, Леонтьев, 1991; Бунякин, Торбеев, 2006]:

$$\eta^k = \frac{R}{\mu_B} \frac{L \Delta T^k}{N} Q \frac{\gamma}{\gamma-1}; \quad (22)$$

$$\eta^m = \frac{\mu_\Gamma}{R} \frac{N}{M \Delta T^m Q} \frac{\delta-1}{\delta}. \quad (23)$$

БДП η^k (выражение (22)) и η^m (выражение (23)) будем считать основными для определения текущего технического состояния ГТУ.

При расчетах учитываются следующие группы параметров: первая группа — постоянные, зависящие от конструкции двигателя; вторая — непосредственно измеряемые датчиками в процессе эксплуатации; третья — величины, определяемые из математической модели.

Неизвестный расход воздуха Q в выражении (22) и (23) определяется из уравнения (21). Из (21) имеем:

$$A Q^2 + B Q = C Q^2 + D Q. \quad (24)$$

В выражении (24) введены обозначения. Следуя формуле (3), для компрессора имеем:

$$A = - \sum_{i=0}^{L-1} R_i^k \left(\frac{tg \alpha_i^k}{\rho_i^k S_i^k} + \frac{tg \beta_i^k}{\rho_{i+1}^k S_{i+1}^k} \right), B = \sum_{i=0}^{L-1} (R_i^k)^2 \omega. \quad (25)$$

С учетом выражения (13) имеем введенные обозначения для турбины:

$$C = - \sum_{i=L}^{L+M-1} R_i^m \left(\frac{tg\alpha_i^m}{\rho_i^m s_i^m} + \frac{tg\beta_i^m}{\rho_{i+1}^m s_{i+1}^m} \right), \quad D = \sum_{i=L}^{L+M-1} (R_i^m)^2 \omega. \quad (26)$$

Из выражения (24) определим неизвестный расход воздуха Q :

$$Q = \frac{D-B}{A-C}. \quad (27)$$

Уравнение (27) не является явным выражением для расхода Q , так как Q входит в выражение для ρ_0 — плотности газа на выходе из камеры сгорания (см. уравнение (15)), а следовательно — в цепочку равенств (18) и в выражение для C , которое входит в равенство (27). Поэтому для приближенного нахождения C из (27) требуется процесс итерации [Лефевр, 1986].

Опишем итерационный процесс для нахождения C и массового расхода воздуха Q .

Определим вектор $T = (T_1, \dots, T_{L-1}, T_L, \dots, T_{L+M-1})$. Компоненты вектора T с индексами $1, \dots, L-1$ соответствуют значениям температур за текущим колесом компрессора, а компоненты этого вектора с индексами $L, \dots, L+M-1$ — значениям температур за текущим колесом турбины. Вектор плотностей определяется аналогично.

По формулам (8) и (9) находятся компоненты $1, \dots, L-1$ векторов T и ρ :

$$T_{i+1}^k = T_i^k + \Delta T^k; \quad (28)$$

$$\rho_{i+1} = p_i^{\gamma-1} \sqrt{\frac{T_{i+1}^k}{T_i^k}}, \quad i = 0, 1, \dots, L-1. \quad (29)$$

Оставшиеся компоненты векторов T и ρ , $L, \dots, L+M-1$ находятся по следующим итерационным формулам методом последовательных приближений [Лефевр, 1986].

Из формулы (9) имеем

$$T_L^{(it)} = T_{L-1} + \frac{q\lambda}{Q^{(it)}} \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\mu_B}{R}; \quad (30)$$

$$\rho_{i+1}^{(it)} = \rho_i^{(it)\delta-1} \sqrt{\frac{T_{i+1}^{(it)}}{T_i^{(it)}}}, \quad i = L+1, \dots, L+M-1, \quad (31)$$

где Q^0 задается паспортными параметрами установки.

Далее определим

$$C^{(it)} = \sum_{i=L+1}^{L+M} R_i^m \left(\frac{tg\alpha_i^m}{\rho_i^{(it)} S_i^m} + \frac{tg\beta_i^m}{\rho_{i+1}^{(it)} S_{i+1}^m} \right). \quad (32)$$

Тогда

$$Q^{(it+1)} = \frac{D-B}{A-C^{(it)}}. \quad (33)$$

Поскольку массовый расход топлива q в десятки раз отличается от массового расхода воздуха $Q^{(it)}$, можно пренебречь различием значений $Q^{(it)}$ и $Q^{(it)} + q$.

Если выполняется условие

$$|Q^{(it+1)} - Q^{(it)}| < \varepsilon, \quad (34)$$

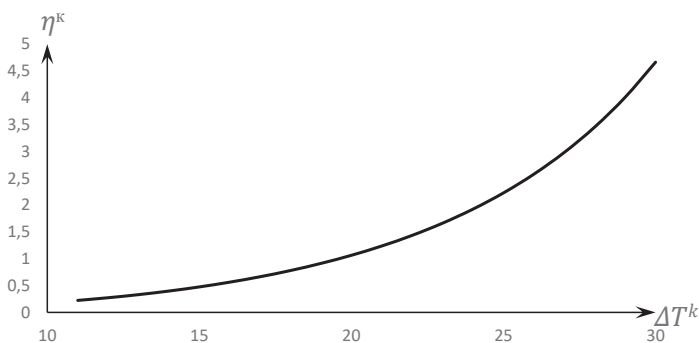
то итерационный процесс расчета воздуха Q завершается, где ε — требуемая точность расчета.

Определив массовый расход воздуха Q , становится возможным определить БДП компрессора η^k (выражение (22)) и турбины η^m (выражение (23)) [Галиуллин, Леонтьев, 1991; Бунякин, Торбеев, 2006].

2. Теоретические «эталонные» зависимости условных БДП

При работе агрегата в штатном режиме с постоянной частотой вращения, изменение величин БДП компрессора η^k (выражение (22)) и турбины η^m (выражение (23)), при изменении только одного из выходных «режимных» параметров T^k , ΔT^m , q , назовем «эталонными» зависимостями этих величин от указанных параметров.

Эталонные зависимости η^k и η^m от теплоперепада ΔT^k на одной ступени компрессора приведены на рис. 1.



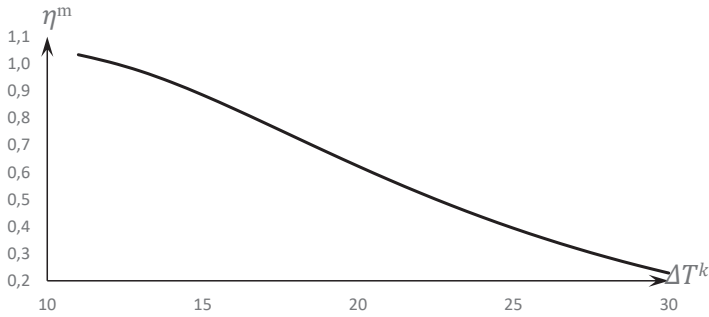


Рис. 1. Графики зависимостей БДП компрессора η^k и турбины η^m от теплоперепада ΔT^k

Fig. 1. Dependence graphs of the DDP of the compressor η^k and turbine η^m on the temperature drop ΔT^k

Эталонные зависимости БДП η^k и η^m от массового расхода топлива q представлены на рис. 2.

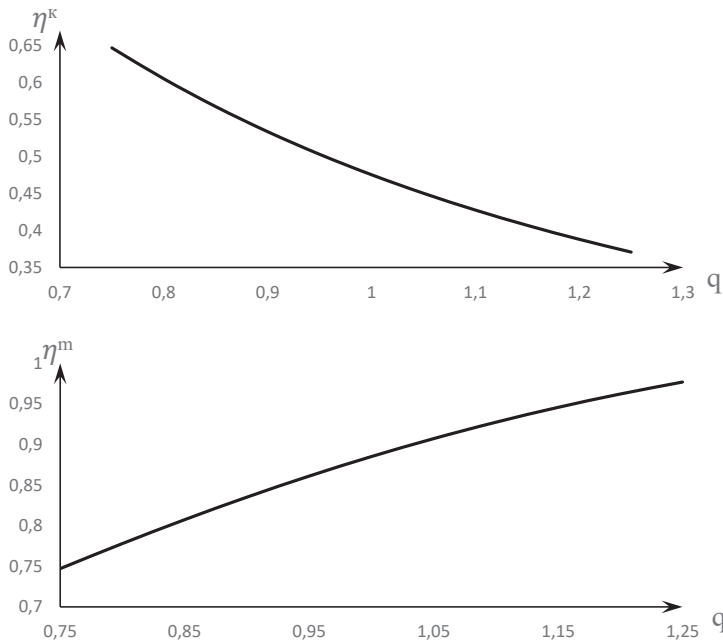


Рис. 2. Графики зависимостей БДП компрессора η^k и турбины η^m от массового расхода топлива q

Fig. 2. Dependence graphs of the DDP of the compressor η^k and turbine η^m on the mass fuel consumption q

Эталонные зависимости БДП η^k и η^m от теплоперепада ΔT^k на одной ступени компрессора представлены на рис. 1., а аналогичные зависимости от теплоперепада на ступени турбины ΔT^m — на рис. 3.

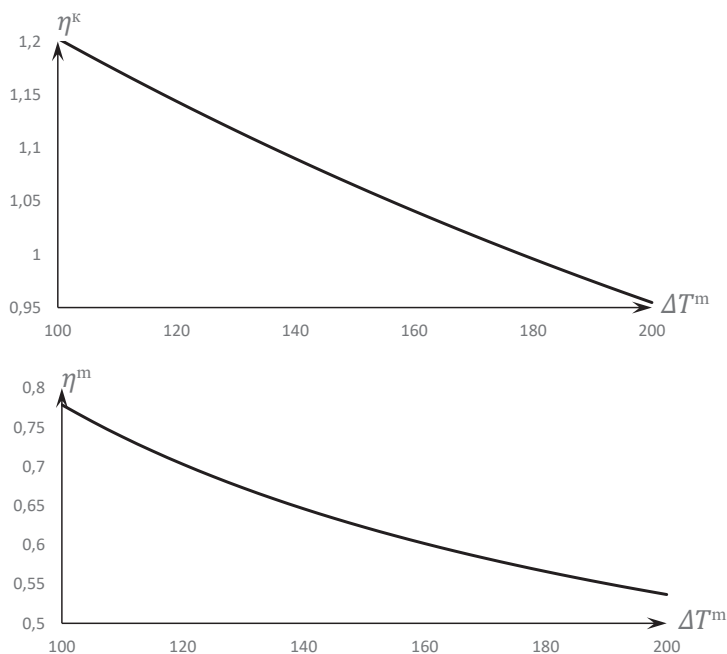


Рис. 3. Графики зависимостей БДП компрессора η^k и турбины η^m от теплоперепада ΔT^m

Fig. 3. Dependence graphs of the DDP of the compressor η^k and turbine η^m on the temperature drop ΔT^m

Результаты и обсуждение

Отметим, что все зависимости, представленные на графиках (рис. 1–3), — монотонные. Кроме того, подчеркнем, что БДП η^k и η^m являются более информативными параметрами, чем физические величины, от которых они зависят (см. формулы (22) и (23)). Параметры η^k и η^m непосредственно не измеряются, они зависят от расхода Q , определение которого является основной целью построенной математической модели. Поэтому будем анализировать зависимости физических параметров (определенных непосредственно по результатам измерений датчиков) от переменных η^k и η^m .

Из верхних графиков на рис. 1 и 2 видно, что производные функций $q(\eta^k)$ и $\Delta T^k(\eta^k)$ имеют разные знаки, поэтому зависимость ΔT^k от q убывающая (как параметрически заданная функция от переменной η^k).

Из нижних же графиков на рис. 1 и 2 видно, что производные функций $q(\eta^m)$ и $\Delta T^k(\eta^m)$ тоже разного знака, поэтому зависимость ΔT^m от q также убывающая.

Таким образом, данный характер монотонности (уменьшение теплоперепадов ΔT^k и ΔT^m при увеличении подачи топливного газа q) можно рассматривать как характерный качественный признак нормальной работы ГТД. Соответственно нарушение этой монотонности — как диагностический признак начала развития внештатной ситуации в работе газового тракта ГТД.

Физический смысл этого диагностического признака обосновывается тем, что нормально работающий двигатель при сохранении частоты вращения может потребовать увеличения подачи топливного газа только при увеличении нагрузки на валу, а это должно сопровождаться увеличением расхода воздуха через тракт двигателя. При этом теплоперепады на компрессоре и турбине уменьшаются, иначе энергия сжигания топлива будет расходоваться уже не на увеличение полезной мощности (на валу ГТД), а на перегрев и разрушение элементов конструкции.

Подобные рассуждения для зависимостей η^k и η^m от теплоперепадов ΔT^k и ΔT^m (графики на рис. 1 и 3) уже не приводят к однозначному выводу о монотонности этих зависимостей, так как верхние графики — зависимости между T^k и ΔT^m убывающие, а нижние — возрастающие. То есть получается, что однозначной связи между ΔT^k и ΔT^m нет. Поэтому в представленной математической модели теплоперепады ΔT^k и ΔT^m задаются как входные данные.

Заключение

В статье рассматривается моделирование течения в тракте ГТД. Изучение данного процесса имеет важное значение для повышения эффективности диагностики технического состояния агрегата. Предложенная авторами математическая модель опирается на исследование термодинамических параметров самого процесса течения.

Полученные БДП η^k и η^m являются более информативными, чем физические параметры, измеряемые датчиками.

Кроме этого, при изменении режима работы ГТД диапазон изменения БДП уже, чем диапазон изменения физических параметров, от которых они зависят (рис. 1–3). Поэтому их отклонение от средних по достаточно большому эксплуатационному периоду значений имеет центральное место для совершенствования методики диагностики агрегата. Их вычисление требует нахождения величины расхода воздуха Q , что и является основной задачей приведенной математической модели.

Список источников

- Аверьянов А. Б. 2006. Совершенствование методов параметрической диагностики компрессора высокого давления // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. № 109. С. 85–89. EDN KPHFGL.
- Багерман А. З., Конопатова А. В., Леонова И. П., Шитков В. Н. 2015. От параметрической диагностики до прогнозирования жизненного цикла газотурбинного двигателя // Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А. Н. Крылова. № 89(373). С. 81–84. EDN JRZVWA.
- Бунякин А. В., Торбеев С. А. 2006. Диагностика проточной части авиационных газотурбинных двигателей на примере ТРДД Д-36 // Научный вестник МГТУ ГА. № 109. С. 30–37.
- Галиуллин З. Т., Леонтьев Е. В. 1991. Интенсификация магистрального транспорта газа. М.: Недра. 271 с.
- Гилязиев М. Г., Васильев Э. Р. 2018. Параметрическая диагностика газоперекачивающих агрегатов ГПА-Ц-25 НК-РС // Новые направления инновационной деятельности на предприятиях газовой промышленности: сборник докладов расширенного совещания Научно-технического совета и Совета молодых ученых и специалистов ООО «Газпром трансгаз Казань». Казань: ООО «КОНВЕРТ». С. 30–38. EDN YRPIIX.
- Заславский Е. А., Блинов В. А. 2018. Параметрическая диагностика и оценка технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика: материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти проф. Данилова Н. И. (1945–2015) — Даниловских чтений, Екатеринбург, 10–14 декабря 2018 г. Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. С. 203–206. EDN CFYBKM.
- Иванов Э. С. 2012. Особенности моделирования режимов работы газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистрального транспорта газа в современных условиях эксплуатации // Нефтегазовое дело. № 5. С. 99–123. EDN RLOAKH.
- Кампсти Н. 2000. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. М.: Мир. 688 с.
- Кривошеев И. А., Рожков К. Е., Симонов Н. Б. 2017. Применение метода параметрической диагностики с использованием комплексных показателей для оценки состояния газотурбинного привода в составе газоперекачивающего агрегата // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. № 3(50). С. 46–57.
- Лефевр А. 1986. Процессы в камерах сгорания ГТД: пер. с англ. М.: Мир. 566 с.
- Математический энциклопедический словарь. М.: Сов. энциклопедия, 1988. С. 847.
- Перевошиков С. И. 2014. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. № 3. С. 112–121.
- Перевошиков С. И. 2019. Анализ методик параметрической диагностики технического состояния газотурбинных установок // Известия вузов. Нефть и газ. № 1. С. 101–112.
- Разриндзатуву Ж. С., Гишваров А. С. 2017. Параметрическая диагностика одновального ГТД на основе нейросетевого моделирования рабочих процессов // Вестник УГАТУ. № 4(78). С. 86–96.

- Смирнов Е. А., Толстихин Ю. Ю., Блинов Ф. В., Шишов А. В. 2018. Решение актуальных задач параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов ГТК-25ИР // Газовая промышленность. № 2(764). С. 62–65. EDN YPOS AW.
- Стедьмах М. В., Кривошеев И. А., Горюнов И. М. 2015. Совершенствование методов технической диагностики газоперекачивающих агрегатов с авиационным газотурбинным приводом АЛ-31СТ(Н) // Современные проблемы науки и образования. № 1-1. С. 333. EDN VIDYBR.
- Струговец С. А., Кривошеев И. А., Галиулин Р. М., Камаева Р. Ф., Рожков К. Е. 2010. Разработка метода параметрической диагностики технического состояния ГТД на основе анализа эрозии лопаток и закономерностей протекания характеристик компрессора // Вестник УГАТУ. Том 14. № 4(39). С. 3–10.
- Чекардовский С. М., Демур М. Н. 2013. Параметрическая диагностика газоперекачивающего агрегата // Нефть и газ Западной Сибири: материалы Международной научно-технической конференции, посвященной 50-летию Тюменского индустриального института, Тюмень, 17 октября 2013 г. / отв. ред. О. А. Новоселов. Тюмень: Тюменский индустриальный университет. Том 1. С. 117–120. EDN SYVJUH.
- Чичугин В. А., Носков С. В. 2011. Методика оперативной параметрической диагностики газоперекачивающего агрегата при эксплуатации // Известия вузов. Нефть и газ. № 5(89). С. 62–70. EDN OQPKYF.
- Inozemtsev D. A., Velichko E. I., Bunyakin A. V., Muzykantova A. V. 2021. Gas turbine driven GPU diagnostics by the gas path parameters // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Science and Technology Conference “EarthScience”. Vol. 720. 25–26 January 2021, Vladivostok, Russian Federation. P. 012076. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/720/1/012076>. EDN MLEVAT.

References

- Averyanov, A. B. (2006). Improvement of methods of parametric diagnostics of a high-pressure compressor. *Civil Aviation High Technologies*, 109, 85–89. EDN KPHFGL. [In Russian]
- Bagerman, A. Z., Konopatova, A. V., Leonova, I. P., & Shitkov, V. N. (2015). From parametric diagnostics to prediction of gas-turbine engine lifecycle. *Transactions of the Krylov Shipbuilding Research Institute*, 89(373), 81–84. EDN JRZVWA. [In Russian]
- Bunyakin, A. V., & Torbeev, S. A. (2006). Diagnostics of the flow part of aviation gas-turbine engines using the example of the D-36 turbofan engine. *Civil Aviation High Technologies*, 109, 30–37. [In Russian]
- Galiullin, Z. T., & Leontiev, E. V. (1991). *Intensification of the Main Gas Transport*. Nedra. [In Russian]
- Gilyaziev, M. G., & Vasiliev, E. R. (2018). Parametric diagnostics of GPA-C-25 NK-RS gas pumping units. In *Collection of Reports of the Expanded Meeting of the Scientific and Technical Council and the Council of Young Scientists and Specialists of Gazprom Transgaz Kazan LLC “New Directions of Innovation Activity at Gas Industry Enterprises”* (pp. 30–38). KONVERT LLC. EDN YRPIIX. [In Russian]
- Zaslavsky, E. A., & Blinov, V. L. (2018). Parametric diagnostics and technical condition estimation of gas pumping units. In *Proceedings of the International Scientific and Practical*

- Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists dedicated to the memory of Prof. Danilov N. I. (1945–2015) — Danilovsky Readings “Energy and resource conservation. Energy supply. Non-traditional and renewable energy sources. Atomic Energy”* (pp. 203–206). Ural Federal University named after the First President of Russia B. N. Yeltsin. EDN CFYBKM. [In Russian]
- Ivanov, E. S. (2012). Modeling details of the performance modes of gas transmittal units at gas transmission compressor stations in modern operational conditions. *Petroleum Engineering*, 5, 99–123. EDN RLOAKH. [In Russian]
- Cumpsty, N. (2000). *Compressor Aerodynamics* (Transl. from English). Mir. [In Russian]
- Krivosheev, I. A., Rozhkov, K. E., & Simonov, N. B. (2017). Application of the parametric diagnostic method using complex indicators to assess the state of the gas turbine drive in the gas pumping unit. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 3(50), 46–57. [In Russian]
- Lefebvre, A. (1986). *Processes in the Combustion Chambers of the Gas-Turbine Engine* (Transl. from English). Mir. [In Russian]
- Mathematical Encyclopedia*. (1988). Soviet Encyclopedia. [In Russian]
- Perevoshchikov, S. I. (2014). Diagnostics of gas turbine engines by their effective capacity. *Oil and Gas Studies*, (3), 112–121. [In Russian]
- Perevoshchikov, S. I. (2019). Analysis of methods for parametric diagnostics of technical condition of gas turbine units. *Oil and Gas Studies*, (1), 101–112. [In Russian]
- Raherinjatovo, J. C., & Gishvarov, A. S. (2017). Parametric diagnostics of single-GTE on the basis of on neural network modeling workflows. *Vestnik USATU*, 4(78), 86–96. [In Russian]
- Smirnov, E. A., Tolstikhin, Yu. Yu., Blinov, F. V., & Shishov, A. V. (2018). Solution of the actual problems of parametric diagnostics of GTK-25IR gas compressor units. *Gas Industry*, 2(764), 62–65. EDN YPOS AW. [In Russian]
- Stelmakh, M. V., Krivosheev, I. A., & Goryunov, I. M. (2015). Perfecting methods of technical diagnostics of gas compressor plants with gas turbine drive AL-31ST(N). *Modern Problems of Science and Education*, 1-1, 333. EDN VIDYBR. [In Russian]
- Strugovets, S. A., Krivosheev, I. A., Galiulin, R. M., Kamaeva, R. F., & Rozhkov, K. E. (2010). Development of a method for parametric diagnostics of the technical condition of a gas turbine engine based on the analysis of blade erosion and patterns of compressor characteristics. *Vestnik USATU*, 4(39), 3–10. [In Russian]
- Chekardovsky, S. M., & Demura, M. N. (2013). Parametric diagnostics of a gas pumping unit. In O. A. Novoselov (Ed.), *Proceedings of the International Scientific and Technical Conference Dedicated to the 50th Anniversary of the Tyumen Industrial Institute “Oil and Gas of Western Siberia”* (Vol. 1, pp. 117–120). Tyumen Industrial University. EDN SYVJUH.
- Chichugin, V. A., & Noskov, S. V. (2011). Method of on-line parametric diagnostics of a gas-pumping aggregate during its operation. *Oil and Gas Studies*, 5(89), 62–70. – EDN OQPKYF.
- Inozemtsev, D. A., Velichko, E. I., Bunyakin, A. V., & Muzykantova, A. V. (2021). Gas turbine driven GPU diagnostics by the gas path parameters. In *Proceedings of the IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Science and Technology Conference “EarthScience”* (Vol. 720, p. 012076). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/720/1/012076>. EDN MLEVAT.

Информация об авторах

Дмитрий Александрович Иноземцев, старший преподаватель кафедры газонефтетранспортных систем и оборудования нефтяной и газовой промышленности, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия
d.a.inozemtsev@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3855-3204>

Алексей Вадимович Бунякин, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры математических и компьютерных методов, Кубанский государственный университет, Краснодар, Россия
alex.bunyakina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1849-1667>

Владислав Игоревич Дунаев, доктор физико-математических наук, профессор кафедры газонефтетранспортных систем и оборудования нефтяной и газовой промышленности, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия
dunayev1964@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4166-6808>

Information about the authors

Dmitry A. Inozemtsev, Senior Lecturer, Department of Gas and Oil Transportation Systems and Equipment of the Oil and Gas Industry, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia;
d.a.inozemtsev@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3855-3204>

Aleksei V. Bunyakin, Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Department of Mathematical and Computer Methods, Kuban State University, Krasnodar, Russia
alex.bunyakina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1849-1667>

Vladislav I. Dunaev, Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Department of Gas and Oil Transportation Systems and Equipment of the Oil and Gas Industry, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia
dunayev1964@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4166-6808>