

С. И. Перовошиков

S. I. Perevoschikov

*Тюменский государственный нефтегазовый университет, г. Тюмень**Ключевые слова: газотурбинные установки; параметрическая диагностика**Key words: gas-turbine units; parametric diagnostics*

Эффективность работы газотранспортных систем — поставщика одного из наиболее востребованных энергоносителей современности — во многом зависит от надежности и экономичности работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА).

Большая часть современных ГПА приводится в действие газотурбинными установками (ГТУ) на базе газотурбинных двигателей (ГТД). Двигатели подобного вида отличает ряд достоинств. Среди них простота конструкции роторного типа и способность изменять частоту оборотов приводящих валов. Последнее свойство особенно востребовано в газотранспортных системах. В них перемещение газа осуществляется с помощью центробежных нагнетателей (ЦБН), для которых наиболее экономичным способом регулирования режимов работы является изменение частоты оборотов их роторов.

К недостаткам ГТД и, соответственно, газотурбинных установок следует отнести сравнительно невысокий КПД (порядка $0,25 \div 0,35$), заметную зависимость развиваемой ими мощности от температуры атмосферного воздуха и подверженность компрессоров ГТД достаточно быстрому засорению. Эти качества приводят к тому, что в процессе эксплуатации ГТУ развиваемая ими мощность и КПД установок достаточно быстро снижаются — мощность претерпевает сезонные изменения при общем тренде снижения, КПД — устойчиво падает.

Снижение мощности ГТУ вынуждает эксплуатировать установки на форсированных режимах, что интенсифицирует их износ, или, для восполнения дефицита мощности, включать на компрессорных станциях в работу дополнительные агрегаты. Введение в работу дополнительных ГПА, как правило, приводит к избытку задействованных мощностей. Это снижает эффективность использования парка ГПА — при выполнении небольшой товаротранспортной работы ГПА подвергаются непропорционально повышенному износу.

Снижение КПД газотурбинных установок приводит к перерасходу топливного газа, являющегося невосполняемым источником энергии, и к уменьшению поставок газа потребителям, так как в качестве топливного газа используется транспортируемый установками газ. Снижение КПД газотурбинных установок и износ ГПА негативно влияют на экономические показатели газотранспортных организаций.

Для предотвращения этого необходимо своевременно выявлять уровень развиваемой установками мощности и КПД установок и соответствующим образом корректировать данные показатели или, при отсутствии такой возможности, обоснованно подходить к организации последующей эксплуатации оборудования. Необходимость этого

усиливается изначально невысокими значениями КПД газотурбинных установок и объективной зависимостью мощности ГТУ от температуры окружающего воздуха.

Наиболее оперативно, с наименьшими затратами, состояние ГТУ выявляется с помощью методов параметрической диагностики. Они позволяют не только оценить состояние исследуемого объекта, но и определить вероятные причины этого состояния.

Возможности этого вида диагностики во многом зависят от используемых приборов. В производственных условиях приборное оснащение ограничивается в основном штатными приборами оборудования.

Штатное приборное оснащение ГПА позволяет оценивать состояние ГТУ как в целом, так и по их отдельным составляющим. При этом в качестве самостоятельных диагностических объектов оно допускает выделять такие, как осевые компрессоры, газовые турбины и камеры сгорания. Наиболее доступными для диагностирования, как правило, являются блоки этих составляющих — блоки осевых компрессоров (компрессоры низкого и высокого давления), блоки газовых турбин (ТВД, ТНД и СТ) и блоки камер сгорания (при наличии в ГТУ камер секционного и трубчато-кольцевого типов).

Для определенности ниже рассматривается получение соответствующих зависимостей для двухвальных ГТУ с турбиной высокого давления ТВД, приводящей один осевой компрессор ОК, и с турбиной низкого давления ТНД или силовой турбиной СТ, приводящей центробежный нагнетатель ЦБН.

Подобные зависимости для трехвальных ГТУ, также применяемых в газовой промышленности, получаются аналогичным образом. Практическое использование их возможно для ГТУ, оснащенных как минимум датчиками температуры продуктов сгорания до и после каждой турбины. Техническое состояние основных составляющих ГТУ наиболее полно характеризует их КПД, поэтому последние могут использоваться в качестве диагностических показателей. Выбор в качестве диагностических параметров осевых компрессоров и газовых турбин их КПД сопряжен еще с одним выбором — выбором зависимостей для определения этих КПД. Используемые в настоящее время классические выражения мало приемлемы из-за недостаточно адекватного отражения ими реальных энергетических потерь в компрессорах и турбинах.

Согласно классическому подходу, КПД осевых компрессоров и газовых турбин определяются как термические параметры η_k и η_m [1]:

$$\eta_k = \frac{T_1 \cdot \left[\varepsilon_k^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_{K-1}} \right]}{(T_2 - T_1)}; \quad (1)$$

$$\eta_m = \frac{(T_3 - T_4)}{T_3 \cdot \left[1 - \varepsilon_m^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_T} \right]}, \quad (2)$$

где T_1 и T_2 — температура воздуха на входе в осевой компрессор и на выходе из него, К; ε_k — степень сжатия осевого компрессора; $\left(\frac{k-1}{k} \right)_K$ — комплексный показатель адиабатического сжатия воздуха в осевом компрессоре; T_3 и T_4 — температура продуктов сгорания на входе в турбину и на выходе из нее, К; ε_T — степень расширения продуктов сгорания в турбине; $\left(\frac{k-1}{k} \right)_T$ — комплексный показатель адиабатического расширения продуктов сгорания в турбине.

Коэффициенты полезного действия газовых турбин по (2) представляют собой отношение двух различных работ, совершаемых 1 кг расширяющегося газа, работ, осуществляемых в одних и тех же пределах начального и конечного давления, но различными способами. Это отношение действительно выполняемой работе, осуществляемой при адиабатическом расширении газа $C_{n,II} \cdot (C_{p,II} T_3 - C_{p,II} T_4)$, где индекс Т свидетельствует о теоретическом значении параметра; в рассматриваемом слу-

чае он (T_{4r}) находится как результат теоретического адиабатического расширения продуктов сгорания с удельной теплоемкостью C_{pL} .

Коэффициенты полезного действия компрессоров по (1) представляют собой отношение также двух различных работ, совершаемых при сжатии газа до одного и того же конечного давления — работы, производимой при адиабатическом сжатии C_{pB} и C_{pL} в действительном выполняемой работе C_{pB} ($T_2 = T_1$). Здесь индекс T_1 и T_2 в предшествующем случае, свидетельствует о теоретическом значении параметра T_{2T} , значение которого определяется как результат теоретического адиабатического сжатия воздуха с удельной теплоемкостью C_{pB} .

При таком подходе к определению η_k и η_m допускается «теоретизирование» в оценке действительных энергетических потерь. Это не может не исказить результаты оценки и, вследствие этого, результаты диагностики.

Для исправления ситуации необходимо из оценочного процесса исключить изначально закладываемую в него необъективную сравнительную базу в виде адиабатических процессов. Эта база искусственная. С ориентацией на нее производится сравнение действительных энергетических показателей с некоторыми эталонами, степень соответствия которых действительности неопределена. Неопределенность возникает вследствие того, что действительные процессы в подавляющем большинстве случаев не являются адиабатическими и соответствие их адиабатическим процессам в каждом отдельном случае различно и трудноопределимо. Получаемые таким образом численные значения термических КПД оказываются мало соответствующими действительности.

Практикуемое определение термических КПД по (1) и (2) допустимо при выполнении сравнительных оценок показателей различных технических объектов, но не подходит для получения «объективной» энергетической характеристики каждого объекта в отдельности.

Определенность в ситуацию может внести нахождение термических КПД на основе общепринятого понимания термина «коэффициент полезного действия». Согласно ему, под КПД понимается отношение полезно затраченной энергии ко всей энергии, израсходованной при получении полезного результата.

Следуя этому:

- под термическим КПД газовых турбин (КПД, характеризующим термические потери энергии в турбинах) следует понимать отношение всей полученной от турбин энергии в ее термическом эквиваленте к работе совершаемой рабочим телом турбины при его расширении;
- под термическим КПД осевых компрессоров (КПД, характеризующим термические потери энергии в компрессорах) следует понимать отношение термической энергии, полученной в компрессорах их рабочим телом, к термическому эквиваленту энергии, подведенной к компрессорам.

Обозначенный подход к нахождению КПД осевых компрессоров и газовых турбин позволяет определеннее рассматривать все энергетические процессы, происходящие в газотурбинных двигателях ГТУ, и оперировать понятиями, в большей мере соответствующими действительности. Это в первую очередь касается названия термодинамических процессов. Носителями их в ГТУ являются *реальные газы* (воздух и продукты сгорания), а сами процессы при любом взгляде на них подпадают под название *политропические*, исходя из общепринятого смысла этого понятия.

В соответствии с приведенным взглядом на термические КПД этот показатель для осевых компрессоров (*компрессорного блока в целом*) представляет собой следующее отношение:

$$\eta_k = \frac{q_B \cdot C_{pe} \cdot (T_2 - T_1)}{q_{LT} \left(\frac{n}{n-1} \right)_T \cdot R_n \cdot (Z_3 \cdot T_3 - Z_3' \cdot T_3')}, \quad (3)$$

где числитель есть энергия, переданная осевыми компрессорами их рабочему телу — воздуху с удельной теплоемкостью C_{pe} и массовым расходом через компрессоры q , B знаменатель — энергия, получаемая компрессорами от приводящих их турбин (в двух-

вальных ГТУ — от ТВД); T_3'' — эффективная температура продуктов сгорания после

турбин, приводящих ОК (или перед силовой турбиной СТ), определяемая по [2];

Z_3 и $Z_3^{//}$ — коэффициенты сжимаемости для продуктов сгорания в условиях на входе и выходе турбин блока компрессоров.

Выражение, стоящее в знаменателе (3), получено с учетом того, что в турбинах продукты сгорания с массовым расходом q_i и газовой постоянной R_i расширяются политропически по политропе, характеризуемой комплексным показателем

$[n/(n-1)]_T$. При этом степень расширения продуктов сгорания в турбинах заменена на отношение соответствующих температур до турбин T_3 и после них $T_3^{//}$. Замена проведена на основе известной зависимости для политропического процесса, связывающей изменение давления и объема газа в данном процессе, и уравнения состояния реального газа.

Численное значение комплексного показателя $[n/(n-1)]_T$ находится известным способом как средняя величина в процессе [3]. При отсутствии на ГПА необходимого приборного оснащения для определения $[n/(n-1)]_T$ данным способом значение его может быть рассчитано по [4].

Для газовых турбин (для газотурбинного блока в целом), исходя из предлагаемого подхода к определению термических КПД, данный показатель следует находить следующим образом:

$$\eta_T = \frac{q_{II} \cdot C_{p,II} \cdot (T_3^{//} - T_4) + q_{B,II} \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right)_K \cdot R_B \cdot (Z_2 \cdot T_2 - Z_1 \cdot T_1) \cdot \eta_K^{-1}}{q_{II} \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right)_T \cdot R_n \cdot (Z_3 \cdot T_3 - Z_4 \cdot T_4)} \quad (4)$$

где в числителе — энергия, полученная от турбин ГТУ (центробежным нагнетателем в количестве $N_e = q_i \cdot C_{p,II}$ и осевыми компрессорами в объеме $q_i \cdot l_K / \eta_K$); в знаменателе — работа политропического расширения продуктов сгорания в турбинном блоке.

При получении (4) использована замена степени сжатия воздуха в ОК и степени расширения продуктов сгорания в турбинах на отношение соответствующих температур, как это было выполнено при получении (3).

Зависимости (3) и (4) позволяют оценить техническое состояние ГТУ в общем — только по их укрупненным составляющим, какими являются блоки осевых компрессоров и блоки газовых турбин. Такой уровень детализации диагностируемого объекта может быть достаточен для одновальных ГТУ, содержащих один компрессор и одну турбину.

Современные газотурбинные установки двух- и трехвальные. Они имеют в своем составе один-два компрессора и две-три газовые турбины. Для полноценного диагностирования таких ГТУ необходимо располагать сведениями о КПД отдельных компрессоров и турбин.

Для рассматриваемых двухвальных турбин необходимо иметь информацию о КПД осевого компрессора ОК, турбины высокого давления ТВД, приводящей ОК, и турбины низкого давления ТНД или силовой турбины СТ, являющейся приводом ЦБН.

Выражение для коэффициента полезного действия СТ можно найти на основе уравнения, определяющего эффективную температуру продуктов сгорания перед силовой турбиной [2], согласно которому

$$N_e = q_i \cdot C_{p,II} \cdot (T_3^{//} - T_4). \quad (5)$$

Эффективную мощность N_e входящую в (5), можно также представить в виде произведения мощности N_C и КПД η_C силовой турбины

$$N_e = N_C \cdot \eta_C. \quad (6)$$

Из (5) и (6) следует

$$\eta_C = \frac{q_{II} \cdot C_{p,II} \cdot (T_3^{//} - T_4)}{q_{II} \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right)_T \cdot R_n \cdot (Z_3^{//} \cdot T_3^{//} - Z_4 \cdot T_4)}. \quad (7)$$

Коэффициент полезного действия турбины высокого давления η_B определяется через мощность данной турбины $N_{ТВ}$ из уравнения

$$N_T \cdot \eta_T = N_B \cdot \eta_B + N_C \cdot \eta_C \quad (8)$$

После решения уравнения (8) относительно η_B , раскрытия N_B , $N_{ТВ}$, N_C через определяющие их параметры аналогично предыдущему и соответствующих сокращений получим

$$\eta_B = \frac{(Z_3 \cdot T_3 - Z_4 \cdot T_4) \cdot \eta_T - (Z_3' \cdot T_3' - Z_4 \cdot T_4) \cdot \eta_C}{(Z_3 \cdot T_3 - Z_3' \cdot T_3')}, \quad (9)$$

где η_T и η_C находятся по (4) и (7).

Согласно [1] и проведенному анализу свойств воздуха и продуктов сгорания природного газа в условиях соответствующих элементов ГПА, можно принимать:

$$C_{p_i}^n = 1161 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{К}); C_{p_i}^e = 1004,5 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{К}); R_B = 287 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$R_H = 288 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{кг} \cdot \text{К}); Z_1 = Z_4 = 1,0; Z_2 = 1,014; Z_3 = Z_3' = 1,01.$$

На основе данных [2] $q_i^B \approx 0,99 \cdot q_i^C$ с учетом этого выражения (3), (4), (7) и (9) принимают следующий вид:

$$\eta_K = 3,419 \cdot \frac{(T_2 - T_1)}{\left(\frac{n}{n-1}\right)_T \cdot (T_3 - T_3')}, \quad (10)$$

$$\eta_T = \frac{4,0313 \cdot \left(\frac{n-1}{n}\right)_T \cdot (T_3' - T_4)}{(1,01 \cdot T_3 - T_4)} + \frac{0,2886 \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right)_K \cdot (1,014 \cdot T_2 - T_1) \cdot \frac{T_3 - T_3'}{T_2 - T_1}}{(1,01 \cdot T_3 - T_4)}, \quad (11)$$

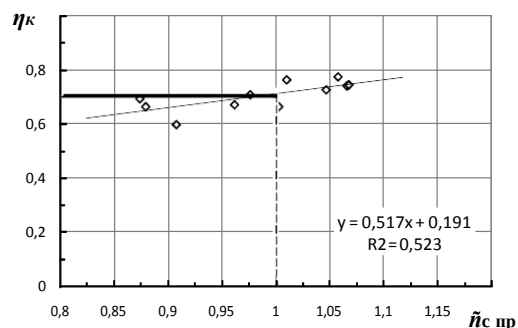
$$\eta_C = \frac{4,0313 \cdot (T_3' - T_4)}{\left(\frac{n}{n-1}\right)_T \cdot (1,01 \cdot T_3' - T_4)}; \quad (12)$$

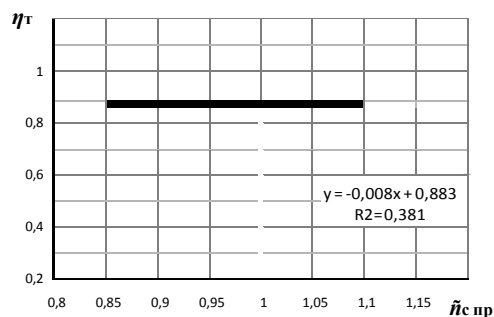
$$\eta_B = 0,99 \cdot \frac{(1,01 \cdot T_3 - T_4) \cdot \eta_T - (1,01 \cdot T_3' - T_4) \cdot \eta_C}{(T_3 - T_3')}. \quad (13)$$

Численные значения комплексного параметра $\left(\frac{n}{n-1}\right)_T$, входящего в (10)–(12), находятся одним из выше отмеченных способов. Параметр $\left(\frac{n}{n-1}\right)_K$, содержащийся в (11), определяется одним способом, приведенным в [7]. Необходимые для этого приборы входят, как правило, в состав штатного приборного оснащения ГПА.

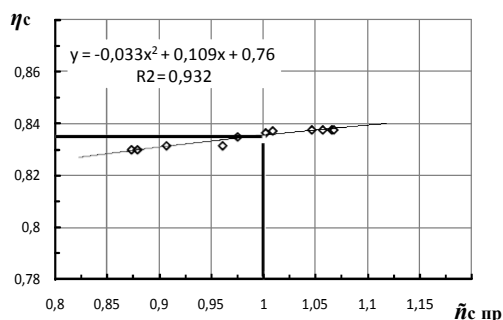
По зависимостям (10)–(13) были рассчитаны соответствующие КПД для газотурбинной установки ГТК-10-4 на основе данных о режимах ее работы, полученным по штатным приборам ГПА. Результаты расчетов приведены на рис. 1–4.

Рис. 1. Зависимость КПД от приведенных чисел оборотов ротора силовой турбины $\tilde{n}_c$ пр

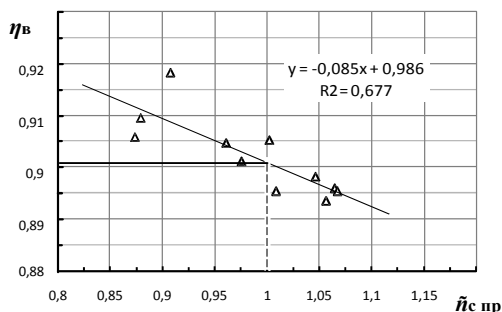




Зависимость КПД
от приведенных чисел
оборотов ротора
силовой турбины $\bar{n}_{с пр}$



Зависимость КПД
от приведенных чисел
оборотов ротора
силовой турбины $\bar{n}_{с пр}$



Зависимость КПД
от приведенных чисел
оборотов ротора силовой
турбины $\bar{n}_{с пр}$

Расчеты представлены в виде зависимости КПД от приведенных чисел оборотов ротора силовой турбины ГТУ $\bar{n}_{с пр}$ [5]:

$$\bar{n}_{с пр} = \frac{n_c}{n_{co}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}},$$

где n_c и n_{co} — текущее и номинальное число оборотов ротора силовой турбины, 1/мин; T_1 и $T_{1,0}$ — текущая и номинальная (для данной ГТУ) температура атмосферного воздуха, К.

Такое представление принято в соответствии с методикой [6], позволяющей определять состояние диагностируемых объектов ГТУ на вероятностной основе. По данной методике диагностический вывод выносится по значению диагностического параметра (в данном случае КПД соответствующих элементов ГТУ) при $\bar{n}_{с пр} = 1$.

Результаты расчетов представлены в таблице, где приведены и эталонные значения рассматриваемых параметров, являющиеся основой для формирования диагностического вывода. В качестве эталонных приняты значения КПД, рассчитанные по зависимостям (10)–(13) с использованием паспортных технических характеристик ГТУ. Паспортные характеристики содержат номинальные значения параметров установок, соответствующие $\bar{n}_{с пр} = 1$. Поэтому эталонные и текущие диагностические значения КПД, определенные по методике [6], находятся при одинаковых условиях эксплуатации ГТУ. Это обеспечивает сравнимым КПД (текущим и эталонным) необходимую в данном случае сопоставимость.

Оценка технического состояния основных составляющих ГТУ

Наименование	Диагностический параметр			
	блока компрессоров	газотурбинного блока		
		в целом	ТНД	СТ
Текущее значение	η_K	η_T	η_K	η_B
Текущее значение	0,708	0,875	0,836	0,901
Эталонное значение	0,728	0,876	0,838	0,898
Диагностическая оценка технического состояния	техн. сост. ухудшено	техн. сост. ухудшено	техн. сост. ухудшено	техн. сост. без измен.

Вынесение диагностических выводов на базе выше отмеченных эталонных значений обеспечивает диагностике повышенную достоверность, так как эталонные значения находятся по результатам специальных испытаний ГТУ на стендах их заводов-изготовителей.

В соответствии с данными таблицы техническому состоянию ГТУ в целом можно дать положительную оценку. Наблюдается некоторое снижение КПД осевого компрессора. Это ожидаемо, так как через компрессоры ГТУ проходят большие объемы воздуха, что даже при самой тщательной очистке последнего на входе в ГТУ делает засорение компрессоров неизбежным. В результате засорения КПД компрессоров снижается.

Некоторое снижение КПД газотурбинного блока, согласно данным по КПД отдельных его составляющих, вызывается ухудшением состояния силовой турбины.

Если принять во внимание погрешность определения текущих значений рассматриваемых параметров и невысокую достоверность этих значений (см. рис.1–4), то небольшими изменениями КПД можно пренебречь. За исключением изменения КПД осевого компрессора η_K , которое можно оценить как заметное.

Проверить справедливость диагностического вывода относительно осевого компрессора можно с помощью очистки компрессора, которая выполняется на работающей установке и не связана с заметными затратами. Повторное определение η_K после очистки позволит сделать соответствующее заключение.

Вероятность определения КПД отдельных элементов ГТУ в рассматриваемом случае различна и в целом не высока. Причиной тому является ограниченное количество исходных данных, на основе которых выполнялись расчеты, и заметная погрешность штатных приборов. Последние имеют невысокий технический класс точности в соответствии с выполняемой ими контрольной функцией.

Достоверность определения КПД можно повысить вовлечением в расчеты большего количества данных по режимам работы ГТУ и применением на момент диагностики приборов повышенной точности. Кроме этого, достоверность нахождения η_T и η_B можно существенно увеличить за счет использования при их расчете не «единичных» значений η_K , η_T и η_C , найденных по (10)–(12) и содержащих соответствующие погрешности, а «сглаженных», определенных по полученным аппроксимирующим зависимостям.

Для проверки справедливости представленных зависимостей на их основе рассчитывались значения эффективной мощности N_e ГПА-10-4 по классическому выражению (14) и сравнивались со значениями N_e рассчитанными по зависимости (15) [4].

$$N_e = q_c \cdot \left(\frac{n}{n-1} \right)_T \cdot R_n \cdot \left(\frac{Z_3 \cdot T_3}{Z_4 \cdot T_4} \right)^{\frac{1}{n-1}} \cdot \eta_T - q_c \cdot \left(\frac{n}{n-1} \right)_K \cdot R_B \cdot \left(\frac{Z_2 \cdot T_2}{Z_1 \cdot T_1} \right)^{\frac{1}{n-1}} \cdot \frac{1}{\eta_K}. \quad (14)$$

$$N_e = n_c \cdot q_n^2 \cdot T_4 \cdot \left[A \cdot \frac{n_c}{q_n \cdot T_4} + B \cdot \left(\frac{Z_4 \cdot T_4}{Z_3 \cdot T_3} \right)^{\frac{1}{n-1}} - a \right], \quad (15)$$

где n_c — число оборотов вала силовой (свободной) турбины, приводящей в действие центробежный нагнетатель природного газа, 1/мин; A , B и a — постоянные для данной ГТУ величины (их значения для ряда ГТУ и способ определения для остальных установок приведены в [4]).

От классического вида (14) отличается представление процессов сжатия и расширения, происходящих соответственно в компрессорах и в турбинах в виде политропических процессов в соответствии с приведенным выше взглядом на реальную термоди-

намическую ситуацию в ГТУ. Кроме того, как и в полученных зависимостях для КПД, степени сжатия и расширения газовых сред в (14) и (15) выражены через отношения соответствующих температур с учетом того, что рассматриваемые газовые среды являются реальными газами.

Выражения (14) и (15) получены различными, независимыми друг от друга, способами. При получении (14) использовались только положения термодинамики и известные термодинамические соотношения. В основе (15) лежит кинематика потока продуктов сгорания в проточной части силовых турбин ГТУ. Таким образом, результаты расчетов по (14) и (15) с достаточным основанием можно считать независимыми друг от друга. Независимость результатов придает и использование при расчетах N_e что (14) и (15) значений различных исходных параметров.

Результаты расчетов N_e по (14) и (15) приведены на рис. 5 и 6.

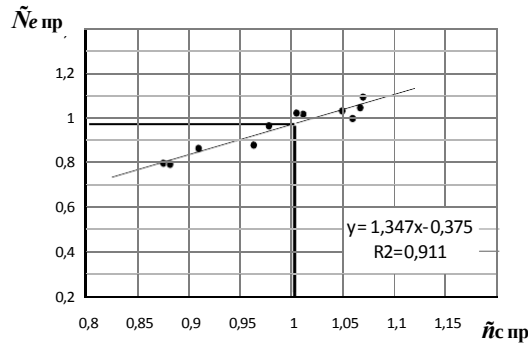


Рис. 5. Зависимость $\bar{N}_{e пр} \approx f(\bar{n}_{c пр})$, полученная по (14)

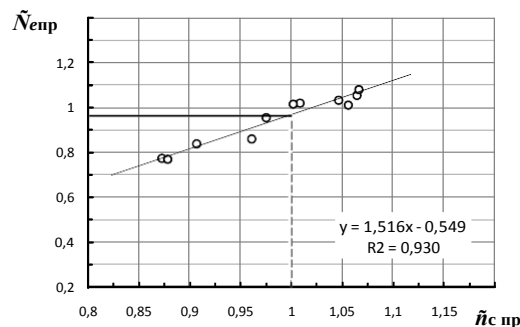


Рис. 6. Зависимость $\bar{N}_{e пр} \approx f(\bar{n}_{c пр})$, полученная по (15)

Они, в соответствии с методикой [5], представлены в виде зависимостей

$$\bar{N}_{e пр} = f(\bar{n}_{c пр}), \text{ где } \bar{N}_{e пр} = \frac{N_{e пр}}{N_{e0}} \cdot \sqrt{\frac{P_{10}}{P_1}},$$

(где $\bar{N}_{e пр}$ — приведенная мощность ГТУ [5];

N_e и N_{e0} — текущее и номинальное значения мощности ГТУ, Дж/с; P_1 и P_{10} — текущее и номинальное (для данной ГТУ) давление атмосферного воздуха, Н/м².

Диагностическое значение $\bar{N}_{e пр}$, соответствующее $\bar{n}_{c пр} = 1$, по (14) равно 0,972, по (15) — 0,967. Поскольку $\bar{N}_{e пр}$ является относительной величиной (отношение текущего значения N_e к номинальному N_{e0}), то разность между $\bar{N}_{e пр}$, определенными различными способами, отражает относительное расхождение между рассматриваемыми величинами в долях единицы. Исходя из этого, можно заключить, что значения диагностического параметра отличаются на 0,5 %.

Минимальное пороговое снижение N_e , при котором требуется принимать управленческое решение по дальнейшей эксплуатации ГТУ (о выводе ГТУ в средний ремонт), по соответствующему регламенту составляет 15 %.

Наблюдаемое расхождение между значениями N_e , рассчитанными по (14) и (15), намного меньше 15 %. То есть погрешность определения N_e по (14) и (15), если под

таковой понимать разность между N_e , полученными независимыми друг от друга способами, существенно меньше (в 30 раз) определяемой величины. Это позволяет сделать следующие выводы:

- количественно близкие результаты расчетов по (14) и (15), полученные независимо друг от друга способами и на различной физической основе, свидетельствуют об адекватности данных зависимостей реально происходящим процессам;
- представленные выражения для расчета КПД осевых компрессоров и газовых турбин ГТУ отражают термодинамические процессы в соответствующих элементах ГТУ с приемлемой для инженерных расчетов точностью.

Отмеченное дает основание рекомендовать выражения (14), (15), а также (10)–(13) для выполнения на их основе параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов.

Список литературы

1. Ревзин Б. С., Ларионов И. Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа. Справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 303 с.
2. Перевощиков С. И. Расчет эффективной температуры продуктов сгорания перед силовыми турбинами газотурбинных двигателей // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2016. – № 1. – С. 100-106.
3. Сушков В. В. Техническая термодинамика. – М.-Л.: Государственное энергетическое издательство, 1960. – 377 с.
4. Перевощиков С. И. Параметрическая диагностика газотурбинных двигателей в условиях ограниченности исходной информации // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2015. – № 4 – С. 124-131.
5. Волков М. М., Михеев А.Л., Конев А.А. Справочник работника газовой промышленности. – М.: Недра, 1989.
6. Перевощиков С. И. Развернутая диагностика технического состояния газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 5. – С. 92-98.
7. Перевощиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности. // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 3. – С. 112-121.

Сведения об авторе

Перевощиков Сергей Иванович, д. т. н., консультант кафедры «Прикладная механика» Тюменский государственный нефтегазовый университет, тел. 8(3452)467480

Information about the author

Perevoschikov S. I., Doctor of Engineering, tutor of the chair «Applied Mechanics», Tyumen State Oil and Gas University, phone: 8(3452)467480