
Скрипка В.И., Чабак Л.М.

О МОДЕЛИРОВАНИИ СИСТЕМ МАССОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ

В работе предлагается простой способ получения точного решения дифференциальных уравнений состояния системы массового обслуживания с бесконечным числом каналов. Приводятся результаты сравнительного анализа характеристик стационарного режима для СМО с бесконечным и ограниченным числом каналов с отказами. Даются рекомендации об использовании СМО с бесконечным числом каналов в качестве математической модели более сложных систем массового обслуживания.

Ключевые слова: система массового обслуживания, пуассоновский поток, показательный закон, производящая функция, формулы Эрланга, математическая модель.

Skrypka V., Chabak L.

ABOUT DESIGN OF QUEUING SYSTEMS

Is in process offered simple method of receipt of exact decision of differential equalizations of the state of the queuing system with the endless number of ducting's. Results over of comparative analysis of descriptions of the stationary mode are brought for queuing system with the endless and limited number of ducting's with refuses. Recommendations are given about the use of queuing system with the endless number of ducting's as a mathematical model of more difficult queuing systems.

Keywords: queuing system, stream of Puasson, model law, productive function, formulas of Erlanga, mathematical model.

УДК 621.43.018

Д.В. Кондратьев, В.В. Панін

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АДИАБАТИЧЕСКОГО КПД СИЛОВОЙ ТУРБИНЫ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГТ-6-750

В работе представлено определение адиабатического (лопаточного) коэффициента полезного действия турбины при отсутствии возможности измерения давления рабочего тела на входе и на выходе из силовой турбины в процессе эксплуатации на работающем газоперекачивающем агрегате типа ГТ-6-750.

Ключевые слова: коэффициент полезного действия, силовая турбина, газоперекачивающий агрегат

Введение. Учет внутренних потерь в турбине, а именно гидравлических потерь в каналах соплового аппарата и рабочего колеса, потерь от перетекания рабочего тела (газа) в радиальном зазоре между подвижными лопатками и корпусом турбины, потерь на трение диска о газ, осуществляется с помощью адиабатического коэффициента полезного действия турбины. Его также называют лопаточным или гидравлическим.

Постановка проблемы. Согласно работам [1-3], данный КПД определяется по следующей формуле:

$$\eta_{\text{ТС}} = \frac{T_1^* - T_2}{T_1^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (1)$$

где T_1^* , P_1^* – температура и давление заторможенного потока на входе в турбину;
 T_2 , P_2 – статическая температура и давление на выходе из турбины.

Выражение (1) является не очень удобным при определении адиабатического (лопаточного) КПД силовой турбины для газоперекачивающего агрегата типа ГТ-6-750 во время эксплуатации. Это связано с тем, что во время эксплуатации ГТ-6-750 не производится замер давления рабочего тела на входе и на выходе из силовой турбины [4,5]. Поэтому адаптируем формулу (1) для ГТ-6-750.

Определение адиабатического (лопаточного) КПД по отношению температур. Связь между температурой и давлением в политропическом (реальном) процессе расширения выглядит следующим образом:

$$\left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \frac{P_1}{P_2} \quad (2)$$

где T_1 , P_1 – температура и давление в начале политропического процесса;
 T_2 , P_2 – температура и давление в конце политропического расширения;
 n – показатель политропы.

Используя показатель адиабаты (k) и адиабатический (лопаточный) КПД уравнение (2) для турбины будет выглядеть в следующем виде [6,7]

$$\begin{aligned} \frac{P_1^*}{P_2} &= \left(\frac{T_1^*}{T_2} \right)^{\frac{k}{(k-1)\eta_{\text{ТС}}}} \quad \text{или} \\ \frac{P_2}{P_1^*} &= \left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^{\frac{k}{(k-1)\eta_{\text{ТС}}}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Подставим (3) в (1):

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ТС}} &= \frac{T_1^* - T_2}{T_1^* \left[1 - \left(\left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^{\frac{k}{(k-1)\eta_{\text{ТС}}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \\ &= \frac{1 - \frac{T_2}{T_1^*}}{1 - \left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^{\frac{1}{\eta_{\text{ТС}}}}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение (4) является достаточно сложным для применения на практике, так как в правой части этого уравнения в степени находится адиабатический (лопаточный) КПД турбины.

Введем коэффициент $a = 1/\eta_{\text{ТС}}$ и сделаем некоторые допущения.

Принимая во внимание, что согласно теории турбин адиабатический (лопаточный) КПД турбины для газотурбинных установок наземного применения находится в диапазоне 0,88-

0,92 [3], примем его усредненное значение для коэффициента $a = \frac{1}{0,9} = 1,111$.

С учетом этого допущения, формула (4) примет вид

$$\eta'_{TS} = \frac{1 - \frac{T_2}{T_1^*}}{1 - \left(\frac{T_2}{T_1^*}\right)^a}. \quad (5)$$

При сопоставлении результатов расчетов адиабатического (лопаточного) КПД силовой турбины (рис. 1) было установлено, что существует некоторая разбежность в точности полученных результатов на величину $\Delta\eta_{TS}$ между значениями КПД, полученными по (1) и по (5).

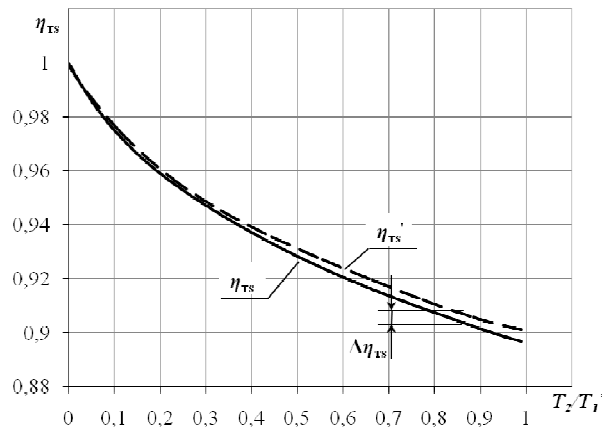


Рис. 1. Зависимость адиабатического КПД от T_2/T_1^*

Для учета этого отклонения введем поправочный коэффициент A :

$$\eta_{TS} = \eta'_{TS} - A. \quad (6)$$

Поправочный коэффициент A , как видно на рис. 2, зависит от отношения температуры рабочего тела на входе в силовую турбину к температуре на выходе из нее. Данная зависимость описывается выражением

$$A = 0,002 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1^*}\right)^3 - 0,006 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1^*}\right)^2 + 0,009 \cdot \frac{T_2}{T_1^*}.$$

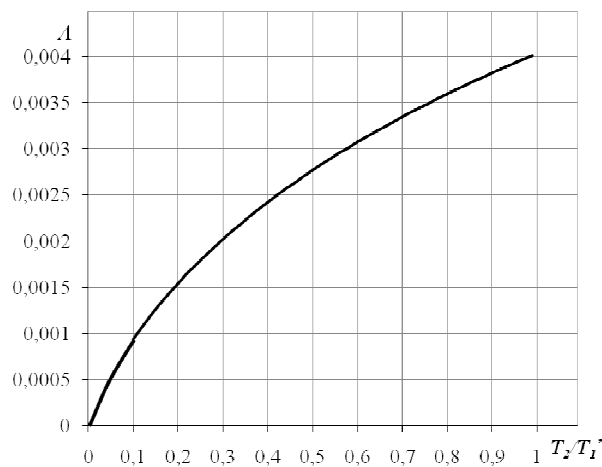


Рис. 2. Изменение поправочного коэффициента A от T_2/T_1^*

Проведя аппроксимацию зависимости $\eta'_{TS} = f(T_2/T_1^*)$ полиномом третьей степени, получим

$$\eta'_{\text{ТС}} = -0,052 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^3 + 0,138 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^2 - 0,177 \cdot \frac{T_2}{T_1^*} + 0,991.$$

С учетом (6), получим зависимость изменения адиабатического КПД силовой турбины от отношения T_2/T_1^*

$$\eta_{\text{ТС}} = -0,054 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^3 + 0,144 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1^*} \right)^2 - 0,186 \cdot \frac{T_2}{T_1^*} + 0,991. \quad (7)$$

Таким образом получена формула определения адиабатического (лопаточного) КПД силовой турбины газоперекачивающего агрегата типа ГТ-6-750.

Осуществим проверку адекватности и правильности полученной зависимости для газоперекачивающего агрегата типа ГТ-6-750 с номинальной мощностью 6 МВт. Параметры на номинальном режиме работы силовой турбины данного типа газоперекачивающего агрегата, согласно [8], будут следующие:

- температура на входе (T_1^*) – 803 °К;
- давление на входе (P_1^*) – 0,2 МПа;
- температура на выходе (T_2) – 693 °К;
- давление на выходе (P_2) – 0,103 МПа.

Определим значение адиабатического (лопаточного) КПД силовой турбины, используя формулу (1)

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ТС}} &= \frac{T_1^* - T_2}{T_1^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \\ &= \frac{803 - 693}{803 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,103}{0,2} \right)^{\frac{1,33-1}{1,33}} \right]} = 0,903. \end{aligned}$$

Значение адиабатического (лопаточного) КПД силовой турбина, с учетом (7), будет:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ТС}} &= -0,054 \cdot \left(\frac{693}{803} \right)^3 + 0,144 \cdot \left(\frac{693}{803} \right)^2 - \\ &- 0,186 \cdot \frac{693}{803} + 0,991 = 0,903. \end{aligned}$$

Сравнивая полученные результаты, можно сделать вывод, что используя формулу (7), можно с достаточной точностью определить адиабатический (лопаточный) КПД силовой турбины газоперекачивающего агрегата типа ГТ-6-750 в процессе его эксплуатации.

Выводы:

1. Установлена зависимость адиабатического КПД силовой турбины от изменения отношения температур рабочего тела.
2. Получена формула определения адиабатического (лопаточного) КПД силовой турбины газоперекачивающего агрегата ГТ-6-750 для случая, когда в процессе эксплуатации нет возможности измерить значения давления рабочего тела на входе и на выходе из силовой турбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонюк Л.М. Теория газотурбинных двигателей: Учеб.пособие. Часть 1: Газогенераторы, входные и выходные устройства / Л.М.Антонюк, В.С.Марусенко– М:1998, – 161с.
2. Кулик М.С. Теорія компресорів і газотурбінних установок: Навч. посібник./ М.С. Кулик, В.Г. Моца, М.І. Шпакович– К.: НАУ, 2002.– 219 с.
3. Михальцев В.Е. Теория и проектирование газовой турбины[Текст]: Учеб.пособие. Часть 1: Теория и проектирование ступени газовой турбины/ В.Е.Михальцев, В.Д.Моляков. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 104 с.
4. Компресорні станції. Контроль теплотехнічних та екологічних характеристик газоперекачувальних агрегатів: СОУ 60.3-30019801-011:2004. – [Чинний від 2004 – 12 – 22]. – К. : ДК «Укртрансгаз», 2004. – 117 с.
5. Гаврилків В.М. Теплотехнічне діагностування газоперекачувальних агрегатів з газотурбінним приводом / В.М. Гаврилків, С.Л. Левченко, С.О. Цуркан – К.: Четверта хвиля, 2009. – 88 с.
6. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин [Текст] / В.Х.Абианц– М.: Оборонгиз, 1953. – 216 с.
7. Поршаков Б.П. Газотурбинные установки / Б.П. Поршаков, А.А. Апостолов, В.И. Нишкин – М.: ГУП «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 240 с.
8. Седых З.С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом: Справ. пособие / З.С. Седых – М.: «Недра», 1990. – 203 с.

Кондратьєв Д.В., Панін В.В.

ВИЗНАЧЕННЯ АДІАБАТИЧНОГО КОЕФІЦІЄНТУ КОРИСНОЇ ДІЇ ТУРБИНИ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГТ-6-750

В роботі представлено визначення адіабатичного (лопатевого) коефіцієнту корисної дії турбіни при відсутності можливості вимірювання тиску робочого тіла на вході та на виході з силової турбіни під час експлуатації на працюючому газоперекачувальному агрегаті типу ГТ-6-750.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, силова турбіна, газоперекачувальний агрегат

УДК 621.43.018

А. Гоголин, В. Іванович

ОБОСНОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТА СУДНА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДАННЫХ GPS В ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОМ РЕЖИМЕ

В статье рассмотрен один из подходов к обоснованию точности определения места судна при использовании дифференциального режима работы приемоиндикаторов GPS.

Ключевые слова: дифференциальный режим, данные приемоиндикаторов GPS

За последние десятилетия водоизмещение мирового транспортного флота возросло более чем в два раза, появились новые типы судов, значительно возросла скорость их движения. Наряду с этим изменилось распределение судов по районам плавания. Если раньше наиболее интенсивное судоходство отмечалось в Атлантике и Тихом океане, то сейчас возросла роль Индийского океана.