

УДК 532.542+519.63

## РАСЧЁТ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ГЕНЕРАТОРА МИКРОГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

*В.В. Кириллов*

Приведён метод расчёта теплового режима работы электрического генератора микрогазотурбинной установки. Выполнен анализ влияния параметров процесса на уровень температур в элементах генератора.

Ключевые слова: микрогазотурбинная установка, генератор, теплообмен, метод расчёта.

Во время работы электрического генератора микрогазотурбинной установки в статоре и роторе выделяется значительное количество тепла, поэтому для обеспечения допустимого уровня температур необходимо осуществить эффективное охлаждение генератора. Отвод тепла от статора осуществляется воздухом, протекающим по каналам прямоугольного сечения на внешней поверхности статора. Охлаждение ротора выполняется воздухом, протекающим в кольцевом зазоре (рис. 1).

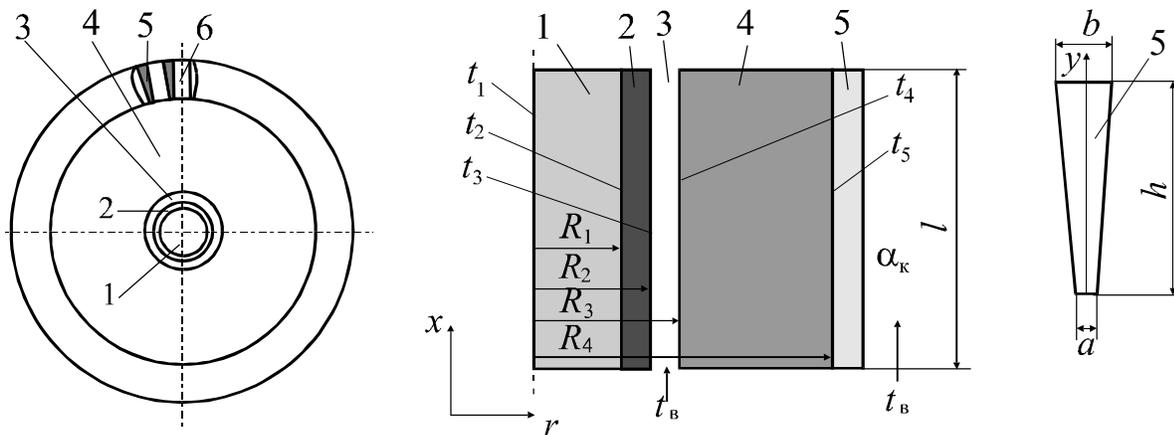


Рис. 1. Расчётная схема генератора:  
1–ротор; 2–защитное кольцо; 3–воздушный кольцевой зазор;  
4–статор; 5– рёбра; 6 – воздушный канал статора

Каналы статора 6 выполнены фрезерованием в кольце из алюминиевого сплава, напрессованного на статор. В результате каналы разделяются продольными рёбрами 5 трапецевидного сечения. Статор представляет собой пакет из тонких стальных пластин, между которыми практически отсутствует тепловой контакт, поэтому предполагается, что теплота, выделяющаяся в них,

к охлаждающему воздуху передаётся только в радиальном направлении. Теплообменом с торцевых поверхностей статора и ротора можно пренебречь, поскольку площадь боковой поверхности значительно больше торцевых. При этих условиях температурное поле в статоре и роторе можно считать одномерным, в котором температура изменяется только в радиальном направлении. Предполагается также, что внутреннее тепловыделение в статоре равномерно распределено по его объёму. Распределение температуры в роторе определяется из решения следующей задачи:

$$\frac{d^2 t_1}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt_1}{dr} + \frac{q_{v1}}{\lambda_1} = 0, \quad 0 \leq r \leq R_1; \quad (1)$$

$$\frac{d^2 t_2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt_2}{dr} = 0, \quad R_1 \leq r \leq R_2; \quad (2)$$

$$\frac{dt_1(0)}{dr} = 0; \quad (3)$$

$$t_1(R_1) = t_2(R_1); \quad (4)$$

$$\lambda_1 \frac{dt_1(R_1)}{dr} = \lambda_2 \frac{dt_2(R_1)}{dr}; \quad (5)$$

$$-\lambda_2 \frac{dt_2(R_2)}{dr} = \alpha_3 [t_2(R_2) - t_3]. \quad (6)$$

В (1) – (6)  $t$  – температура;  $r$  – радиальная координата;  $q_{v1}$  – плотность внутренних источников тепловыделения в роторе;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи; индексы: 1 – металл ротора; 2 – защитное кольцо; 3 – кольцевой канал.

Решение системы (1) – (6) имеет следующий вид:

$$t_1(r) = t_3 + \frac{q_{v1} R_1^2}{2\lambda_2} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{q_{v1}}{4\lambda_1} (R_1^2 - r^2) + \frac{q_{v1} R_1^2}{2R_2 \alpha_3}, \quad 0 \leq r \leq R_1; \quad (7)$$

$$t_2(r) = t_3 + \frac{q_{v1} R_1^2}{2\lambda_2} \ln \frac{R_2}{r} + \frac{q_{v1} R_1^2}{2R_2 \alpha_3}, \quad R_1 \leq r \leq R_2. \quad (8)$$

Температура на поверхности защитного кольца есть:

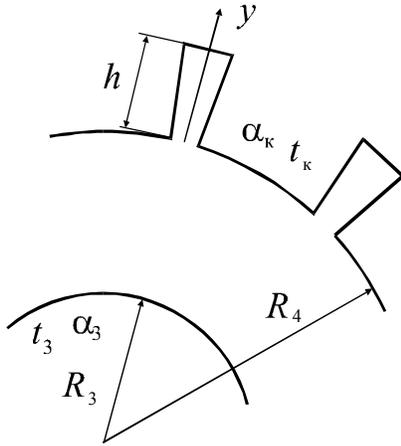


Рис. 2. Схема статора

$$t_2(R_2) = t_3 + \frac{q_{v1} R_1^2}{2R_2 \alpha_3} \quad (9)$$

Рассмотрим задачу о распределении температуры в статоре с внутренним тепловыделением. Расчётная схема статора приведена на рис.2.

$$\frac{d^2 t_c}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt_c}{dr} + \frac{q_{vc}}{\lambda_c} = 0, R_3 \leq r \leq R_4; \quad (10)$$

$$t_c(R_3) = t_4; \quad (11)$$

$$t_c(R_4) = t_5. \quad (12)$$

Решение задачи (10) – (12) имеет вид:

$$t_c(r) = t_4 - \frac{q_{vc}}{4\lambda_c} (r^2 - R_3^2) + \frac{\ln(r/R_3)}{\ln(R_4/R_3)} \left[ t_5 - t_4 + \frac{q_{vc}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) \right]. \quad (13)$$

Здесь  $t_4, t_5$  – температуры на внутренней и наружной поверхностях статора, соответственно. Плотность теплового потока на радиусе  $r$  есть:

$$q = -\lambda_c \frac{dt_c}{dr} = \frac{q_{vc} r}{2} - \frac{1}{\frac{r}{\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}} \left[ t_5 - t_4 + \frac{q_{vc}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) \right]. \quad (14)$$

В (10) – (14)  $q_{vc}$  – плотность внутреннего тепловыделения в статоре;  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности статора;  $q$  – плотность теплового потока.

Количество тепла, которое проходит через внутреннюю поверхность статора длиной  $l$  есть:

$$\alpha_3 (t_4 - t_3) 2\pi R_3 l = q_{vc} \pi R_3^2 l - \frac{\pi l}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}} \left[ t_5 - t_4 + \frac{q_{vc}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) \right]. \quad (15)$$

Количество тепла, проходящее через наружную поверхность длиной  $l$  есть:

$$Q_4 = q_{vc} \pi R_4^2 l - \frac{\pi l}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}} \left[ t_5 - t_4 + \frac{q_{vc}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) \right]. \quad (16)$$

Это количество тепла передаётся воздуху через стенку с рёбрами:

$$Q_4 = \alpha_{\kappa} f_{\text{св}} (t_5 - t_{\kappa}) + q_p f_p N_p. \quad (17)$$

Здесь  $\alpha_{\kappa}$  – коэффициент теплоотдачи в каналах статора;  $f_{\text{св}}$  – площадь наружной поверхности статора, свободной от рёбер;  $q_p$  – плотность теплового потока у основания ребра;  $f_p$  – площадь основания ребра;  $N_p$  – количество рёбер.

Длина боковой поверхности ребра отличается от его высоты на 0,2 %, поэтому площадь боковой поверхности ребра трапецевидного сечения отличается от площади боковой поверхности прямого ребра на эту же величину. Учитывая высокий коэффициент теплопроводности алюминиевого сплава можно с достаточно высокой точностью заменить трапецевидное ребро прямым. В этом случае [1]:

$$q_p = (t_5 - t_{\kappa}) \sqrt{\alpha_{\kappa} u_p \lambda_p f_p} \operatorname{th}(mh), \quad (18)$$

где  $u_p = 2(a+l)$ ;  $f_p = al$ ;  $m = \left( \frac{\alpha_{\kappa} u_p}{\lambda_p f_p} \right)^{1/2}$

и

$$Q_4 = (t_5 - t_{\kappa}) \left[ N_p \sqrt{\alpha_{\kappa} u_p \lambda_p f_p} \operatorname{th}(mh) + \alpha_{\kappa} f_{\text{св}} \right]. \quad (19)$$

Приравниваем (16) и (19).

$$\begin{aligned} q_{\text{vc}} \pi R_4^2 l - \frac{\pi l}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}} \left[ t_5 - t_4 + \frac{q_{\text{vc}}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) \right] = \\ = (t_5 - t_{\kappa}) \left[ N_p \sqrt{\alpha_{\kappa} u_p \lambda_p f_p} \operatorname{th}(mh) + \alpha_{\kappa} f_{\text{св}} \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Выразим  $t_5$  из (15), подставим в (20) и найдём температуру на внутренней поверхности статора  $t_4$ .

$$t_5 = B_1 t_4 + B_2, \quad (21)$$

$$B_1 = 1 - \frac{R_3 \alpha_3}{\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}; \quad B_2 = \frac{q_{\text{vc}} R_3^2}{2\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3} - \frac{q_{\text{vc}}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) + t_3 \frac{R_3 \alpha_3}{\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}.$$

$$t_4 = \frac{q_{\text{vc}} \pi R_4^2 l - B_2 A_2 - A_2 \frac{q_{\text{vc}}}{4\lambda_c} (R_4^2 - R_3^2) + A_1 t_{\kappa}}{(A_1 + A_2) B_1 - A_2}, \quad (22)$$

где  $A_1 = N_p \sqrt{\alpha_{\kappa} u_p \lambda_p f_p} \operatorname{th}(mh) + \alpha_{\kappa} f_{\text{св}}$ ;  $A_2 = \frac{\pi l}{\frac{1}{2\lambda_c} \ln \frac{R_4}{R_3}}$ .

Температура воздуха по длине кольцевого зазора определяется из решения уравнения:

$$\frac{dt_3}{dx} = \frac{\alpha_3(t_4 - t_3)2\pi R_3 + \alpha_3(t_5 - t_3)2\pi R_4}{G_3 c_{p3}}. \quad (23)$$

Температура воздуха в каналах статора определяется из решения уравнения:

$$\frac{dt_k}{dx} = \frac{A_1(t_5 - t_k)}{lG_k c_{pk}}. \quad (24)$$

Здесь  $G$  – массовый расход;  $c_p$  – удельная теплоёмкость. Значения коэффициента теплоотдачи в каналах статора определяется по данным [1], а в кольцевом канале – по данным работы [2].

Изменение давления в кольцевом канале и каналах статора определяются из решения уравнений:

$$\frac{dp_3}{dx} = -\frac{1}{S_3 - \frac{G_3^2}{S_3 \rho_3 p_3}} \left( \frac{G_3^2}{S_3 \rho_3 T_3} \frac{dt_3}{dx} + \zeta_3 \frac{G_3^2 \Pi_3}{8S_3^2 \rho_3} \right); \quad (25)$$

$$\frac{dp_k}{dx} = -\frac{1}{S_k - \frac{G_k^2}{S_k \rho_k p_k}} \left( \frac{G_k^2}{S_k \rho_k T_k} \frac{dt_k}{dx} + \zeta_k \frac{G_k^2 \Pi_k}{8S_k^2 \rho_k} \right). \quad (26)$$

В уравнениях (25), (26)  $S$  – площадь сечения канала;  $\Pi$  – периметр канала;  $\rho$  – плотность;  $p$  – давление;  $T$  – абсолютная температура;  $\zeta$  – коэффициент гидравлического сопротивления. Значения коэффициента гидравлического сопротивления в каналах статора определяются по данным [3], а в кольцевом канале – по данным [2].

Расчёт теплового режима работы выполнены при следующих исходных данных, полученных в результате электрического расчёта:  $q_{vc}=0,977 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>3</sup>;  $q_{v1}=0,812 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>3</sup>. Температура воздуха на входе в генератор 20 °С. Перепад давления в каналах генератора варьировался от 50 до 800 Па. Результаты расчётов приведены в таблицах 1 и 2. В таблице 1 приведены значения расходов в кольцевом канале и каналах статора при различных значениях перепада давления в каналах генератора.

Таблица 1

Значения расходов воздуха в каналах генератора

$\Delta p$ , Па	$G_k$ , кг/с	$G_3$ , кг/с
50	0,2265	0,0002
100	0,3366	0,00041
200	0,50	0,00082
400	0,743	0,00164
800	1,104	0,00329

В таблице 2 приведены значения температур в статоре, роторе и воздуха в каналах.

Таблица 2

Значения температуры в элементах генератора

$\Delta p$ , Па	Изменение температуры на оси ротора по длине, °С	Изменение средней температуры статора по длине, °С	Изменение температуры воздуха в кольцевом канале по длине, °С	Изменение температуры воздуха в каналах статора по длине, °С	Температура воздуха на выходе из генератора, °С
50	39-386	331-330	20-372	20-64	68
100	39-302	240-245	20-287	20-52	52
200	39-241	178-184	20-226	20-42	42
400	39-193	134-140	20-189	20-35	35
800	39-146	103-109	20-129	20-30	30

Как следует из результатов расчёта, средняя по толщине статора температура по длине генератора изменяется незначительно. Значительно сильнее изменяется температура ротора и воздуха в кольцевом канале. Удовлетворительные уровни температур получаются при перепаде давления порядка 800 Па.

Работа выполнялась при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках комплексного проекта «Создание производства модельного ряда микротурбинных энергоустановок нового поколения» по договору № 02.G25.31.0078 от 23.05.2013 г. между Министерством образования и науки Российской Федерации и Открытым акционерным обществом специальным конструкторским бюро «Турбина» в кооперации с головным исполнителем НИОКТР – Федеральным государственным бюджетным образовательным учреждением высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет).

### Библиографический список

1. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1985. – 424 с.
2. Мочалин, Е.В. Теплообмен и гидравлические потери в зазоре между вращающимися цилиндрами / Е.В. Мочалин, С.А. Юрьев // Технологический аудит и резервы производства. – 2013. – № 3/1(11). – С. 45–48.
3. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.