

Оценка систем охлаждения высокоскоростных мини-турбогенераторов

АНТИПОВ В.Н., ГРОЗОВ А.Д., ИВАНОВА А.В.

Представлены результаты сравнительного исследования систем охлаждения, применяемых для высокоскоростных мини-турбогенераторов. Показано, что допустимый тепловой режим может быть обеспечен как при жидкостном охлаждении статора и газовом охлаждении ротора, так и при полностью газовом охлаждении машины различными видами хладагентов. Однако наиболее экономичным является применение жидкостного охлаждения статора и газового охлаждения ротора. При газовом охлаждении ротора от параметров охлаждающего газа зависит не только коэффициент теплоотдачи, но и потери при трении ротора об охлаждающую среду. Превышение температуры поверхности ротора над температурой входящего газа является сложной функцией параметров газа, поэтому выбор охлаждающего газа не является однозначной задачей. Для выбора газового хладагента сформулирована и решена задача линейного программирования с превышением температуры поверхности ротора в качестве целевой функции.

Ключевые слова: высокоскоростной мини-турбогенератор, газовое охлаждение, жидкостное охлаждение, линейное программирование

Для систем децентрализованной энергетики, в том числе и для малоразмерных газотурбинных установок, перспективным высокоскоростным мини-турбогенератором является синхронная машина с возбуждением от постоянных высококоэрцитивных магнитов нового поколения [1–13].

Электрические генераторы с постоянными магнитами, обладая достоинствами бесконтактных машин с электромагнитным возбуждением, имеют такие преимущества, как высокий КПД, простота конструкции, малая инерционность при переходных процессах, лучшие массогабаритные характеристики, низкий уровень шума и вибраций, высокая надежность. Однако они обладают и существенным недостатком — отсутствием возможности прямого регулирования напряжения из-за трудности изменения потока возбуждения постоянных магнитов.

При проектировании и изготовлении мини-турбогенератора необходимо решить несколько задач, связанных с высокой частотой вращения и увеличением потерь энергии: обеспечить механическую прочность ротора; существенно снизить потери в сердечнике статора и потери на трение ротора о воздух. Цель может быть достигнута как выбором новых конструктивных решений, так и применением новых материалов: наноструктурированных постоянных магнитов, аморфных и наноструктурированных сплавов, антифрикционных покрытий ротора.

Численный эксперимент на базе современных расчетных методов и пакетов программ позволяет задавать размеры и геометрию машины, учитывать нелинейность характеристик, реальное распределение токов и другие факторы, а также выполнять многовариантные расчеты (с целью повышения их надежности и точности), а также оптимизацию конструкции машины на этапе проектирования и изготовления.

В мини-турбогенераторах большие мощности реализуются в малых объемах, следовательно, по сравнению с общепромышленными машинами для них характерен высокий уровень удельных потерь в обмотке и сердечнике статора, на поверхности ротора и в подшипниках, что требует эффективной системы охлаждения. В зависимости от требований к охлаждению подшипников может быть принято полное газовое охлаждение машины либо газовое охлаждение ротора и жидкостное охлаждение статора (включая при необходимости и подшипники).

Для газового охлаждения применяют воздух, гелий или гелий-ксеноновую смесь (ГКС). Для жидкостного охлаждения статора генератора помимо масла может быть применена вода и тетраэрилоксисилан (ТКОС). Физические параметры жидких и газообразных хладагентов представлены в табл. 1 и 2.

Эффективность различных систем охлаждения исследована по результатам сравнительных расчетов высокоскоростного мини-турбогенератора ($P=100$ кВт, $U=500$ В, $n=70000$ мин⁻¹, $2p=2$,

$m=3$, $\cos\varphi=0,9$). Основные размеры и обмоточные данные конструкции мини-турбогенератора (рис. 1):

внешний диаметр	140 мм
внутренний диаметр	65 мм
активная длина	200 мм
зазор	3,4 мм
размеры паза	4,2/7,9×16 мм
высота спинки	24 мм
число пазов статора	24
число эффективных проводников в пазу	2
число витков	8
число параллельных ветвей	2
размер проводника (мм)	ПЭТ-155 0,86/0,89

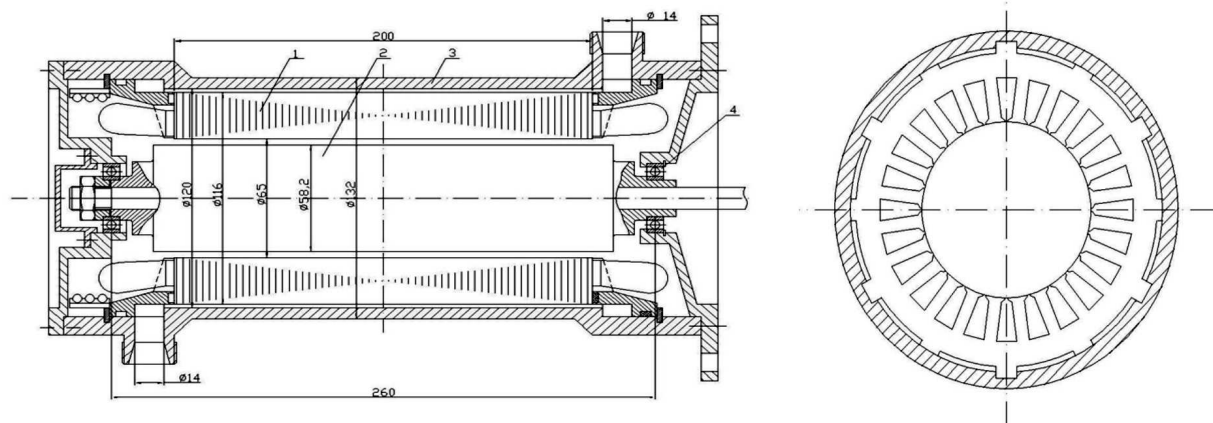


Рис. 1. Конструкция мини-турбогенератора СГПМ-100-70000

Схема жидкостного охлаждения представляет собой направленный и не имеющий ответвлений

При выполнении теплового расчета полагалось, что жидкостным охлаждением должны быть отве-

поток хладагента с требуемым расходом Q вдоль оси машины из распределительного коллектора к сборному, проходящий ряд последовательных участков: вход через штуцер, камера расширения, сборный коллектор, параллельные каналы между сердечником статора и корпусом, сборный коллектор, камера расширения, выход через штуцер. Между сердечником статора и корпусом могут быть выполнены параллельные каналы (рис. 2), что увеличивает поверхность охлаждения: при числе каналов, равном 24, поверхность возрастает примерно вдвое. Расчет гидравлических сопротивлений участков схемы охлаждения проведен по общепринятым формулам [14, 15], определены также суммарное гидравлическое сопротивление Z , потеря напора $\Delta H = ZQ^2$ и мощность, потребляемая системой охлаждения $P_{\text{жидк}} = QH$.

Таблица 1

Параметр	Жидкий хладагент		
	Масло при 30 °С	ТКОС при 110 °С	Вода при 30 °С
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(°С·м)	0,2	0,1	0,615
Плотность ρ , кг/м ³	900	1057,0	995,7
Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^8$, м ² /с	3200	330,2	79,6
Удельная теплоемкость C_p , Дж/(°С·кг)	2300	2550,0	4180
Температуропроводность $a \cdot 10^{-8}$, м ² /с	9,7	4,2	14,8

Таблица 2

Параметр	Газообразный хладагент		
	Воздух при 380 К	ГКС при 380 К	Гелий при 380 К
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(°С·м)	0,026	0,078	0,179
Плотность ρ , кг/м ³	0,918/1,836	1,777/3,554	0,126/0,253
Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^8$, м ² /с	2037/4074	1880/3760	18100/36200
Удельная теплоемкость C_p , Дж/(°С·кг)	1015	534,9	5204
Температуропроводность $a \cdot 10^{-8}$, м ² /с	2769	8166	21516
Давление, МПа	0,1/0,2	0,1/0,2	0,1/0,2

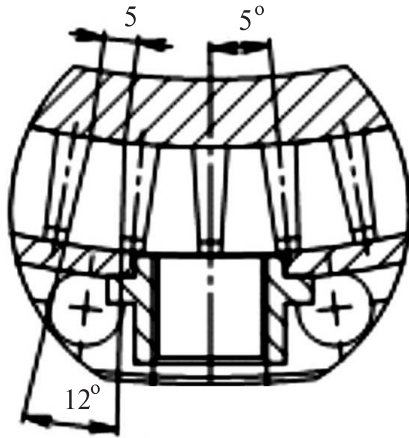


Рис. 2. Конструкция параллельных каналов для охлаждения сердечника статора

дены потери в меди обмотки и потери в стали статора: $P_{Cu} + P_{Fe}$.

Коэффициент теплоотдачи α_{Π} при ламинарном течении определялся через критерий Нуссельта Nu , коэффициент теплопроводности λ и гидравлический диаметр d_{Γ} :

$$\alpha_{\Pi} = \frac{Nu\lambda}{d_{\Gamma}}. \quad (1)$$

Превышение температуры внутренней поверхности статора $S_{\text{пов}}$ над температурой хладагента:

$$\Delta\theta_{\text{пов}} = \frac{(P_{Cu} + P_{Fe})}{\alpha_{\Pi} S_{\text{пов}}}. \quad (2)$$

Перепад температуры в изоляции паза:

$$\Delta\theta_{\text{из}} = \frac{2P_{Cu}}{S_z} \frac{l}{l_v} \left(\frac{\Delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{экр}}} + \frac{b_1 + b_2}{16\lambda'_{\text{экр}}} \right). \quad (3)$$

Перепад температуры в сердечнике статора:

$$\Delta\theta_{Fe} = \frac{(P_{Cu} + P_{Fe})}{S_z} \frac{b_c}{6\lambda_{\text{прод}}}. \quad (4)$$

Подогрев хладагента:

$$\Delta\vartheta_{\text{жидк}} = \frac{P_{Cu} + P_{Fe}}{C_p \rho Q}. \quad (5)$$

Перегрев статорной обмотки:

$$\Delta\Theta_0 = \Delta\theta_{\text{пов}} + \Delta\theta_{\text{из}} + \Delta\theta_{Fe} + \Delta\vartheta_{\text{жидк}}. \quad (6)$$

Температура статорной обмотки:

$$T_0 = \Delta\Theta_0 + t_{\text{жидк}}. \quad (7)$$

В формулах S_z – поверхность пазов статора; l – длина статора; l_v – средняя длина витка; b_1 / b_2 – ширина паза, $\lambda_{\text{экр}}$, $\lambda'_{\text{экр}}$, $\lambda_{\text{прод}}$ – коэффициенты теплопроводности; C_p – удельная теплоемкость хладагента; ρ – плотность хладагента; $\Delta_{\text{из}}$ – толщина изоляции паза; b_c – высота спинки сердечника статора.

Результаты вентиляционного и теплового расчетов жидкостного охлаждения мини-турбогенератора СГПМ-100-70000 представлены в табл. 3. Расчеты, проведенные при одинаковом для всех хладагентов расходе 0,25 л/с, показали возможность получить при жидкостной системе охлаждения допустимые значения превышения температуры статорной обмотки при низкой потребляемой мощности на вентиляцию. По эффективности охлаждения вода превышает остальные хладагенты.

Применение газовой системы охлаждения статора при условии сохранения геометрии жидкостной системы, давления газа 0,2 МПа, одинаковом расходе 55 л/с для всех хладагентов приведет к результатам, представленным в табл. 4.

Допустимые значения превышения температуры статорной обмотки могут быть обеспечены при газовом охлаждении статора, однако потребляемая мощность на вентиляцию значительно возрастает.

Схема газового охлаждения ротора составлена в предположении одного входа хладагента в машину через штуцер и одного выхода. Газовый поток охлаждает только ротор, проходя по воздушному зазору машины, когда используются подшипники качения. Если в мини-турбогенераторе предусмотрены электромагнитные или лепестковые газодинамические подшипники, газовый поток последовательно охлаждает передний подшипник, поверхность ротора и задний подшипник. Расчеты схем с параллельными потоками охлаждения поверхности ротора и подшипников показали, что такие схемы менее эффективны. Расчеты гидравлических сопротивлений участков, общего гидравлического сопротивления вентиляционного тракта Z , потери напора $\Delta H = ZQ^2$ и мощности, потребляемой газо-

Таблица 3

Хладагент	Гидравлическое сопротивление Z , $\text{Нс}^2/\text{м}^8 \cdot 10^{-10}$	Потеря напора ΔH , Па	Потребляемая мощность P , Вт	Превышение температуры $\Delta t_{\text{пов}}$, °С	Перегрев обмотки $\Delta\theta_0$, °С
Вода	4,6	2880	0,7	20,5	28,8
Масло	4,17	2600	0,65	63,1	73,5
ТКОС	4,89	3060	0,8	110,7	120,0

Таблица 4

Хладагент	Гидравлическое сопротивление Z , $\text{Нс}^2/\text{м}^8 \cdot 10^{-7}$	Потеря давления ΔH , Па	Потребляемая мощность P , Вт	Превышение температуры $\Delta t_{\text{пов}}$, °С	Перегрев обмотки $\Delta \theta_0$, °С
Воздух	2,0	$2,94 \cdot 10^4$	1130	74,1	101,3
ГКС	2,75	$7,67 \cdot 10^4$	4050	38,5	73,5
Гелий	0,26	$0,78 \cdot 10^4$	423	58,3	94,2

вой системой охлаждения $P_{\text{газ}} = QH$, для принятой схемы выполнены по общепринятым формулам [14, 15].

При выполнении теплового расчета ротора предполагалось, что газовое охлаждение должно отвести все потери ротора и, в первую очередь, потери трения поверхности ротора об охлаждающую газовую среду [16]:

$$P_{\text{тр}} = \pi \rho C_f \omega_r^3 R_r^4 L_r, \quad (8)$$

где R_r и L_r – радиус и активная длина ротора; ω_r – окружная скорость ротора; ρ – плотность хладагента; C_f – коэффициент трения, который для высокоскоростных машин при турбулентном потоке и наличии аксиальной составляющей скорости V_a определяется как [16]:

$$C_f = 0,00759 \text{Re}_\omega^{-0,24} \left\{ 1 + \left(\frac{8}{7} \right)^2 \left(\frac{2 \text{Re}_a}{\text{Re}_\omega} \right)^2 \right\}^{0,38}, \quad (9)$$

где $\text{Re}_\omega = \frac{\delta \omega_r R_r}{\nu}$; $\text{Re}_a = \frac{\delta V_a}{\nu}$ – критерий Рейнольдса окружной и аксиальной составляющих скорости охлаждающего потока газа; δ – воздушный зазор; ν – коэффициент кинематической вязкости охлаждающей среды.

Для определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{пр}}$ при турбулентном течении используется зависимость

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_g}, \quad (10)$$

где $d_g = 2\delta$ – гидравлический диаметр; λ – коэффициент теплопроводности; $\text{Nu} = 0,008 \text{Re}^{0,9} \text{Pr}^{0,43}$ – критерий Нуссельта; Pr – критерий Прандтля.

Превышение температуры поверхности ротора $S_{\text{пов}}$ над температурой хладагента

$$\Delta \theta_{\text{пов}} = \frac{P_{\text{тр}}}{\alpha_{\text{пр}} S_{\text{пов}}}. \quad (11)$$

Среднее значение превышения температуры газа внутри машины

$$\Delta \vartheta_{\Gamma} = \frac{P_{\text{тр}}}{C_V Q_{\Gamma}}. \quad (12)$$

Температура ротора

$$T_r = \Delta \theta_{\text{пов}} + \Delta \vartheta_{\Gamma} + t_{\text{вх}}, \quad (13)$$

где $S_{\text{пов}}$ – поверхность охлаждения ротора; C_V – удельная объемная теплоемкость газа; $Q_{\Gamma\text{КС}}$ – расход газа.

Расчеты системы охлаждения выполнены для трех хладагентов (воздух, ГКС и гелий) и двух вариантов исполнения: при охлаждении ротора и электромагнитных подшипников и при охлаждении только ротора.

Газовая система охлаждения ротора мини-турбогенератора СГПМ-100-70000 для рассматриваемых вариантов характеризуется различными параметрами, представленными в табл. 5.

При отсутствии необходимости охлаждения подшипников генератора уменьшаются потеря давления и мощность, необходимая для вентиляции, температура поверхности ротора при двух вариан-

Таблица 5

Хладагент	Расход хладагента Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Гидравлическое сопротивление Z , $\text{Нс}^2/\text{м}^8 \cdot 10^{-8}$	Потеря давления ΔH , Па	Потребляемая мощность P , Вт	Температура ротора T_r , °С
Охлаждение ротора и электромагнитных подшипников					
Воздух	0,0055	4,70	14330	79	147,8
ГКС	0,0122	6,50	97220	1186	148,6
Гелий	0,0018	0,65	211	<1	139,4
Охлаждение ротора					
Воздух	0,0055	4,60	13840	76	147,8
ГКС	0,0122	6,30	93800	1144	148,6
Гелий	0,0018	0,63	204	<1	139,4

тах вентиляции остается одинаковой. Воздух и ГКС охлаждают ротор до 148 °С, гелий – до 139 °С. Применение гелия на порядок снижает необходимую для вентиляции мощность.

Как при жидкостном, так и при газовом охлаждении статора допустимые значения превышения температуры поверхности сердечника и обмотки зависят от выбранных геометрии охлаждающих каналов, типа хладагента и его расхода.

Однако при охлаждении статора параметры хладагента не влияют на значения выделяемых потерь, подогрев хладагента определяется его расходом, а значения превышения температуры однозначно зависят от выбора конструктора.

Иная ситуация при газовом охлаждении ротора. Превышение температуры поверхности ротора над температурой входящего газа определяется греющими потерями и коэффициентом теплоотдачи. Греющие потери (потери трения ротора об охлаждающую среду) согласно формуле (8) зависят от плотности газа и коэффициента трения, т.е. от кинематической вязкости. Коэффициент теплоотдачи, в свою очередь, зависит от кинематической вязкости, коэффициента теплопроводности, удельной теплоемкости и плотности газа. Таким образом, выбор параметров газа для охлаждения ротора не является однозначной задачей. Решение может быть получено, если сформулировать ее как задачу линейного программирования.

В качестве целевой функции задачи линейного программирования следует выбрать превышение температуры поверхности ротора:

$$\Delta\theta_{sr} = Z = \min(\Delta\theta_{sr1}x_1 + \Delta\theta_{sr2}x_2).$$

Превышения температуры ротора $\Delta\theta_{sr1}$, $\Delta\theta_{sr2}$ в целевой функции соответствуют результатам теплового расчета для двух газов с параметрами (a_{11}, b_{11}) и (a_{12}, b_{12}) , например для воздуха и ГКС. В качестве первого параметра следует выбрать параметр ρ/ν , определяющий потери ротора, а в качестве второго $\nu/(\rho\lambda C_p)$ как величину, обратно пропорциональную коэффициенту теплоотдачи. Тогда система ограничений записывается в виде:

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 \geq a;$$

$$b_{11}x_1 + b_{12}x_2 = b;$$

$$x_1 \geq 0;$$

$$x_2 \geq 0.$$

Результаты исследования теплового состояния ротора путем решения задачи линейного программирования для трех газов, охлаждающих ротор, при двух различных значениях давления представ-

лены в табл. 6. Полученные данные подтверждают возможность оценки теплового состояния ротора методами линейного программирования для различных параметров хладагентов.

Таблица 6

Параметр $\rho/\nu \cdot 10^3$	Параметр $\nu/(\rho\lambda C_p) \cdot 10^{-5}$	Давление, МПа	Превышение температуры поверхности ротора, °С	
			Линейное программирование	Расчет
Воздух				
1,802	0,212	0,2	10,28	10,54
1,622	0,235	0,6	8,67	8,69
ГКС				
1,924	0,125	0,2	11,11	10,9
1,732	0,139	0,6	9,28	9,25
Гелий				
0,029	0,370	0,2	0,16	2,49
0,026	0,411	0,6	0,14	2,13

Выводы. 1. Для высокоскоростных мини-турбогенераторов допустимые значения превышения температуры обмотки, поверхности ротора и сердечника статора могут быть обеспечены как при жидкостном охлаждении статора и газовом охлаждении ротора, так и при полностью газовом охлаждении машины различными видами хладагентов. Наиболее экономичным является применение жидкостного охлаждения статора и газового охлаждения ротора.

2. При охлаждении статора значение потерь трения ротора об охлаждающую среду (греющих потерь) не зависит от параметров хладагента. Допустимые значения превышения температуры обмотки и поверхности сердечника статора однозначно определяются выбором конструктора (геометрией охлаждающих каналов, коэффициентом теплоотдачи хладагента и его расходом).

3. При газовом охлаждении ротора от параметров охлаждающего газа зависит не только коэффициент теплоотдачи, но и греющие потери. Превышение температуры поверхности ротора над температурой входящего газа является сложной функцией параметров охлаждающего газа, поэтому выбор газа не является однозначной задачей. При выборе газового хладагента для охлаждения ротора следует сформулировать и решить задачу линейного программирования с превышением температуры поверхности ротора в качестве целевой функции, что и сделано в статье.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Данилевич Я.Б., Антипов В.Н., Кручинина И.Ю., Хозиков Ю.Ф. Турбогенераторы малой мощности для децентрализованных систем энергообеспечения. — С.Петербург: Наука, 2009, 102 с.
2. Ледовский А.Н. Электрические машины с высокоэффективными постоянными магнитами. — М.: Энергоатомиздат, 1985, 168 с.
3. Ситин Д.А. Магнитные системы синхронных электрических машин с редкоземельными постоянными магнитами повышенной частоты вращения: Автореф. дис. ...канд. техн. наук. Московский авиационный институт, 2009, 24 с.
4. Nagorny A., Dravid N.V., Jansen R.H., Kenny B.H. Design Aspects of a High Speed Permanent Magnet Synchronous Motor/Generator for Flywheel Application. — Proc. of Int. Conf. on Electric Machines and Drives, 2005, pp. 635–641.
5. Gieras J.F., Jonsson U. Design of a High-Speed Magnet Brushless Generator for Microturbines. — Electromotion, 2005, vol. 12, No. 2–3, pp. 86–91.
6. Bianchi N., Bolognani S. Design Criteria for High-Efficiency SPM Synchronous Motors. — IEEE Trans. Energy Convers, 2006, vol. 21, No. 2, pp. 396–404.
7. Данилевич Я.Б., Антипов В.Н., Кручинина И.Ю., Хозиков Ю.Ф. Микротурбогенераторы повышенной мощности: возможности и перспективы. — Альтернативная энергетика и экология, 2008, № 1, с. 149–151.
8. Rilla M., Pyrhönen J., Niemelä M., Pekola J. Design of a 60 kW, 9000 rpm non-salient pole PM-machine. — Proc. of XVIII Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2008), 2008, pp. 116–119.
9. Danilevich J.B., Kruchinina I.Yu., Antipov V.N., Khozikov Yu.F., Ivanova A.V. Some Problems of the High-Speed Permanent Magnet Miniturbogenerators Development. — Proc. of XVIII Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2008), Vilamoura (Portugal), 2008, pp. 276–279.
10. Danilevich J.B., Antipov V.N., Kruchinina I.Yu., Khozikov Yu.F., Ivanova A.V. Prospective Permanent Magnet Turbogenerator Design for Local Power Engineering. — Proc. of the XIX Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2010), Rome (Italy), 2010, paper No. 003603.
11. Kruchinina Yu., Antipov V.N., Moskovskaja V.V., Khozikov Y.Ph., Ivanova A.V. The miniturbogenerator prototype: design and testing. — Proc. of the XIX Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2010), Rome (Italy), 2010, paper No. 005975.

12. Геча В.Я., Захаренко А.Б. Новые технические решения для создания высокооборотного энергоэффективного электроагрегата. — Вопросы электромеханики. — М.: ВНИИЭМ, 2012, т. 130, с. 3–6.

13. Рассохин В.А., Забелин Н.А., Матвеев Ю.В. Основные направления развития микротурбинных технологий в России и за рубежом. — Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2011, № 4, с. 41–51.

14. Гольдберг О.Д., Гурин Я.С., Свириденко И.С. Проектирование электрических машин. — М.: Высшая школа, 2001, 430 с.

15. Сипайлов Г.А., Санников Д.И., Жадан В.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах. — М.: Высшая школа, 1989, 239 с.

16. Yamada Y. Torque resistance of a flow between rotating co-axial cylinders having axial flow. — The Japan society of mechanical engineering, 1962, vol. 5, No. 20, pp. 634–642.

17. Luomi J., Zwysig C., Looser A., W. Kolar J. Efficiency Optimization of a 100-W 500000-r/min Permanent-Magnet Machine Including Air-Friction Losses. — IEEE Trans. on Ind. Applications, 2009, vol. 45, No. 4, pp. 1368–1377.

[21.12.2016]

Авторы: Антипов Виктор Николаевич окончил Ленинградский политехнический институт (ныне Санкт-Петербургский государственный политехнический университет) в 1963 г. Защитил докторскую диссертацию по теме «Обеспечение заданных коммутационных качеств при проектировании машин постоянного тока промышленного назначения» в 1989 г. Ведущий научный сотрудник Института химии силикатов (ИХС) имени И.В. Гребенщикова РАН.

Грозов Андрей Дмитриевич окончил электромеханический факультет Ленинградского политехнического института в 1979 г. Научный сотрудник ИХС РАН.

Иванова Анна Владимировна окончила математико-механический факультет Ленинградского государственного университета в 1979 г. Защитила кандидатскую диссертацию «Колебания модели упругого летательного аппарата в виде системы тонкостенных стержней в турбулентной атмосфере» в 1989 г. Старший научный сотрудник ИХС РАН.

Elektrichestvo (Electricity), 2017, No. 6, pp. 36–42

DOI:10.24160/0013-5380-2017-6-36-42

Assessment of Systems for Cooling High-Speed Mini Turbine Generators

ANTIPOV Viktor N. (Russia Academy of Sciences (RAS), Institute of Silicate Chemistry (ISCh), St. Petersburg, Russia) — Leading scientist, Dr. Sci. (Eng.)

GROZOV Andrei D. (RAS, ISCh, St. Petersburg, Russia) — Scientist

IVANOVA Anna V. (RAS, ISCh, St. Petersburg, Russia) — Senior scientist, Cand. Sci. (Eng.)

The results from a comparative study of cooling systems used for high-speed mini turbine generators are presented. It is shown that admissible temperature operating conditions can be set up by using liquid cooling of the stator and gas cooling of the rotor or by using fully gas cooling of the machine with different kinds of cooling media. However, the arrangement involving liquid cooling of the stator and gas cooling of the rotor is the most economically efficient option. With gas cooling of the rotor, the cooling gas parameters have an effect not only on the heat transfer coefficient, but also on the losses due to rotor friction against the cooling medium. The difference by which the rotor surface temperature exceeds the inlet gas temperature is a complex function of gas parameters, due to which the choice of cooling gas is not a trivial problem. For

selecting a gaseous coolant, the linear programming problem involving the excess of rotor surface temperature as an objective function has been formulated and solved.

Key words: *high-speed mini turbine generator, gas cooling, liquid cooling, linear programming*

REFERENCES

1. **Danilevich Ya.B., Antipov V.N., Kruchinina I. Yu., Khozиков Yu.F.** *Turbogeneratory maloi moshchnosti dlya detsentralizovannykh sistem energoobespecheniya* (Small-capacity turbine generators for decentralized power supply systems). St. Petersburg, Publ. «Nauka», 2009, 102 p.
2. **Ledovskii A.N.** *Elektricheskiye mashiny s vysokoeffektivnymi postoyannymi magnitami* (Electrical machines with high-effective permanent magnets). Moscow, Energoatomizdat, 1985, 168 p.
3. **Sitin D.A.** *Magnitnye sistemy sinkhronnykh elektricheskikh mashin s redkozemel'nymi postoyannymi magnitami povyshennoi chastoty vrashcheniya: Avtoref. diss.... kand. tekhn. nauk* (Magnetic Systems of High-Speed Synchronous Electrical Machines with Rare-Earth Permanent Magnets). Diss. for the degree of Cand. Sci. (Eng.). Moscow aviation institute, 2009, 24 p.
4. **Nagorny A., Dravid N.V., Jansen R.H., Kenny B.H.** Design Aspects of a High Speed Permanent Magnet Synchronous Motor/Generator for Flywheel Application. – Proc. of Int. Conf. on Electric Machines and Drives, 2005, pp. 635–641.
5. **Gieras J.F., Jonsson U.** Design of a High-Speed Magnet Brushless Generator for Microturbines. – Electromotion, 2005, vol. 12, No. 2–3, pp. 86–91.
6. **Bianchi N., Bolognani S.** Design Criteria for High-Efficiency SPM Synchronous Motors. – IEEE Trans. Energy Convers, 2006, vol. 21, No. 2, pp. 396–404.
7. **Danilevich Ya.B., Antipov V.N., Kruchinina I.Yu., Khozиков Yu.F.** *Alternativnaya energetika i ekologiya – in Russ. (Alternative Energy and Ecology)*, 2008, No. 1, pp. 149–151.
8. **Rilla M., Pyrhönen J., Niemelä M., Pekola J.** Design of a 60 kW, 9000 rpm non-salient pole PM-machine. – Proc. of XVIII Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2008), 2008, pp. 116–119.
9. **Danilevich J.B., Kruchinina I.Yu., Antipov V.N., Khozиков Yu.F., Ivanova A.V.** Some Problems of the High-Speed Permanent Magnet Miniturbogenerators Development. – Proc. of XVIII Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2008), Vilamoura (Portugal), 2008, pp. 276–279.
10. **Danilevich J.B., Antipov V.N., Kruchinina I.Yu., Khozиков Yu.F., Ivanova A.V.** Prospective Permanent Magnet Turbogenerator Design for Local Power Engineering. – Proc. of the XIX Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2010), Rome (Italy), 2010, paper No. 003603.
11. **Kruchinina Yu., Antipov V.N., Moskovskaja V.V., Khozиков Y.Ph., Ivanova A.V.** The miniturbogenerator prototype: design and testing. – Proc. of the XIX Intern. Conf. on Electrical Machines (ICEM-2010), Rome (Italy), 2010, paper No. 005975.
12. **Gecha V.Ya., Zakharenko A.B.** *Voprosy elektromekhaniki – in Russ. (Electromechanics Issues)*. Moscow, VNIIEEM, 2012, vol. 130, pp. 3–6.
13. **Rassokhin V.A., Zabelin N.A., Matveyev Yu.V.** *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU – in Russ. (Scientific and technical gazette of the St. Petersburg State Polytechnical University)*, 2011, No. 4, pp. 41–51.
14. **Gol'dberg O.D., Gurin Ya.S., Sviridenko I.S.** *Proyektirovaniye elektricheskikh mashin* (The design of the electrical machines). Moscow, Publ. «Vysshaya shkola», 2001, 430 p.
15. **Sipailov G.A., Sannikov D.I., Zhadan V.A.** *Teplovye, gidravlicheskiye i aerodinamicheskiye raschety v elektricheskikh mashinakh* (Thermal, Hydraulic and Aerodynamic Calculations in Electrical Machines). Moscow, Publ. «Vysshaya shkola», 1989, 239 p.
16. **Yamada Y.** Torque resistance of a flow between rotating co-axial cylinders having axial flow. – The Japan society of mechanical engineering, 1962, vol. 5, No. 20, pp. 634–642.
17. **Luomi J., Zwysig C., Looser A., W. Kolar J.** Efficiency Optimization of a 100-W 500000-r/min Permanent-Magnet Machine Including Air-Friction Losses. – IEEE Trans. on Ind. Applications, 2009, vol. 45, No. 4, pp. 1368–1377.

[21.12.2016]