

Быстроходные электромеханические преобразователи энергии: оптимизация геометрии активной зоны ротора на основе требований механической прочности

БОГУСЛАВСКИЙ И.З., КРУЧИНИНА И.Ю., ХОЗИКОВ Ю.Ф., ШТАЙНЛЕ Л.Ю.

Все большее применение находят машины переменного тока с номинальной частотой вращения более 3000 об/мин. Роторы этих машин выполняются массивными для обеспечения механической прочности, пазы – прямоугольными, обычно с клином (для удержания обмотки возбуждения либо постоянных магнитов, либо стержней короткозамкнутой обмотки) или же трапециевидными. Исследование конструкции зубцовой зоны массивного ротора показало, что при заданном напряжении в основании зубца может быть получена максимальная площадь пазов ротора при оптимальной их высоте. Тем самым обеспечивается максимальное значение МДС ротора (при заданной плотности тока) и, следовательно, максимальное значение номинальной мощности машины. В статье решение проблемы оптимальной геометрии зубцовой зоны массивного ротора выполнено для общего случая: трапециевидного паза с любым соотношением ширины паза в основании и под клином и любым значением усредненной удельной массы. Проблема решена для произвольной угонной частоты вращения ($n \geq 3600$ об/мин). Приведен пример оптимизации зубцовой зоны ротора.

К л ю ч е в ы е с л о в а: быстроходная электрическая машина, массивный ротор, зубцовая зона ротора, оптимизация геометрии, механическая прочность

В автономной энергетике и в различных отраслях промышленности, в том числе в автономной энергетике, находят все большее применение машины переменного тока с номинальной частотой вращения $n > 3000$ об/мин: синхронные неявнополюсные машины с электромагнитным возбуждением и с постоянными магнитами в пазах ротора, асинхронные машины с короткозамкнутой обмоткой («беличьей клеткой»). Обычно такие машины бывают двухполюсными, реже – четырехполюсными и работают параллельно с преобразователем повышенной частоты (более 50 Гц). Роторы машин выполняются массивными для обеспечения механической прочности, пазы – прямоугольными, обычно с клином (для удержания обмотки возбуждения либо постоянных магнитов, либо стержней короткозамкнутой обмотки) или же трапециевидными [1].

В связи с расширяющейся областью применения быстроходных машин [2, 3] весьма актуальными становятся проблемы обеспечения прочности роторов из массивной стали, выбора различных присадок при выплавке поковок этих роторов для повышения их пределов текучести и прочности [4].

Электромагнитная мощность рассматриваемых машин [5–7]:

$$P_{эл} = KB_3 L_{акт} \tau F_p n,$$

где K – коэффициент пропорциональности, определяемый параметрами машины (например, стати-

ческой перегружаемостью для синхронных машин или максимальным моментом для асинхронных) и обмоточными данными ротора; B_3 – амплитуда индукции потока в зазоре (потока взаимоиндукции); $L_{акт}$ – активная длина ротора; τ – полюсное деление; F_p – МДС ротора при нагрузке (например, в номинальном режиме); n – частота вращения ротора.

Из уравнения следует, что при заданном значении мощности $P_{эл}$ получение наибольшего значения МДС ротора F_p позволяет при прочих равных условиях уменьшить габариты и массу машины, повысить ее конкурентоспособность. Следовательно, при проектировании машины необходимо определить максимальную площадь размещения пазов ротора (при заданном значении плотности тока в обмотке), которая и будет определять наиболее возможное для данной конструкции значение МДС ротора F_p . При решении поставленной задачи предполагается, что допустимое механическое напряжение в основании зубца ротора ограничено пределом текучести выбранной марки стали ротора.

Расчетные соотношения для вычисления напряжения в основании зубца приведены в *Приложении*. Анализ этих соотношений показывает, что результаты расчета напряжений удобно преобразовать к виду

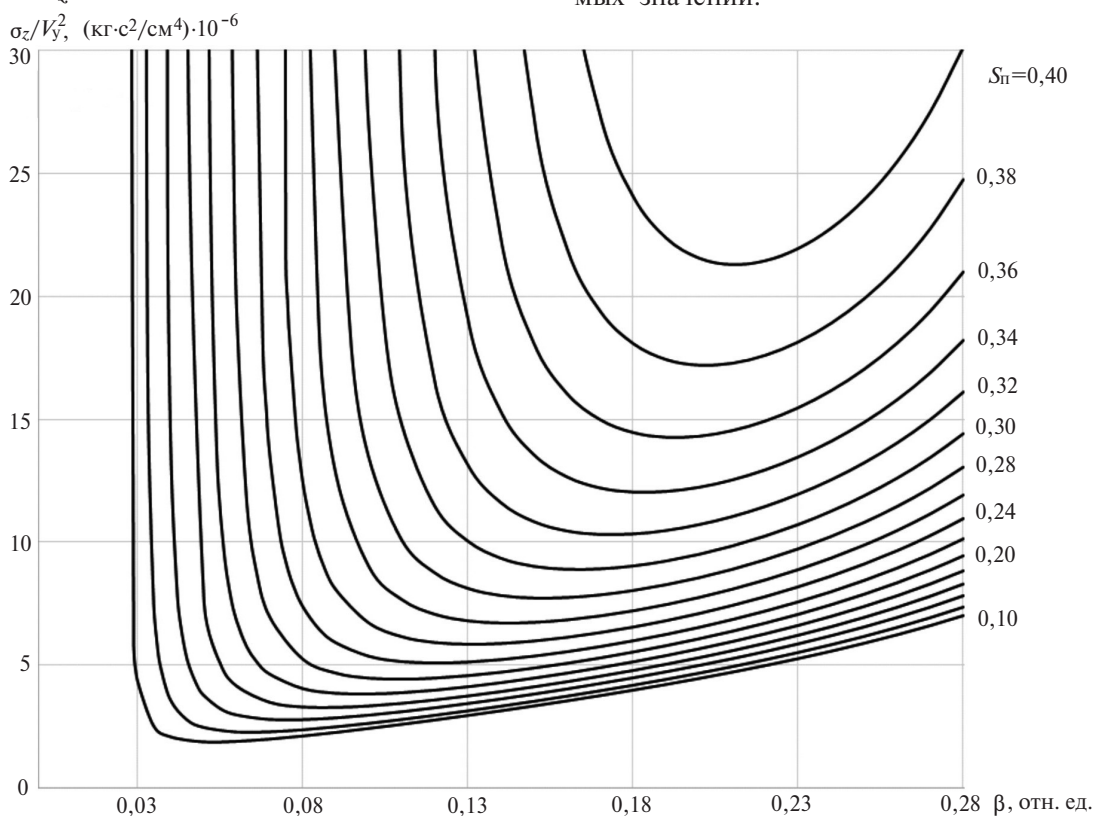
$$\sigma_z / V_y^2 = f(\beta, S_{п}, \gamma), \quad (1)$$

где σ_z – допустимое механическое напряжение в основании зубца ротора; V_y – угонная линейная скорость на периферии ротора; площадь пазов ротора (отн. ед.) $S_{\Pi} = F_{\Pi} 4Z / (\pi D_2^2) = 2\alpha\beta(1+\gamma)$; F_{Π} – площадь пазов ротора, см²; Z – число пазов ротора; D_2 – диаметр ротора; α – ширина паза в его верхнем основании (отн. ед.); β – высота паза (отн. ед.); γ – отношение нижнего основания трапециевидного паза ротора к его верхнему основанию (определяется конструкцией машины, например, для асинхронных машин $0,9 \leq \gamma \leq 1,0$).

В заводской практике проектирование машины с массивным ротором начинается с определения оптимальной геометрии зубцовой зоны массивного ротора, используя приведенное выше уравнение. На рисунке приведены в виде графиков такие зависимости $\sigma_z / V_y^2 = f(\beta)$ при $S_{\Pi} = \text{idem.}$, $\gamma = 1,0$ (паз – прямоугольный).

Для трапециевидного паза обычно достаточно ограничиться тремя графиками для нескольких значений γ . Отметим, что при построении графиков используется усредненная по сечению удельная масса ρ_{Π} содержимого паза, вычисленная исходя из опыта создания аналогичных машин.

Анализ кривых показывает, что для напряжения σ_z , определяемого пределом текучести $[\sigma]$ стали ротора, имеют место максимальная площадь S_{Π} его пазов и оптимальная высота β паза ротора; обычно принимают $\sigma_z \approx 0,5[\sigma]$.



В процессе дальнейшего проектирования машины с массивным ротором приходится корректировать оптимальные значения S_{Π} и β , полученные из графика для выбранного значения $\gamma = \text{idem.}$ (см. рисунок). Например, в процессе электромагнитного и теплового расчетов может оказаться необходимым несколько изменить размеры паза с учетом насыщения машины, сортамента меди по ГОСТ. В процессе разработки конструкции следует учитывать допуск технологического оборудования для фрезеровки пазов, при выборе ширины зубца в основании паза и др. Поэтому после завершения процесса разработки конструкции машины рассчитывается прочность зубцовой зоны ротора с учетом реальной геометрии паза и его содержимого (например, клина, постоянного магнита), причем в расчете используются значения реальных удельных масс всех элементов конструкции в пазу. Однако, учитывая плоский характер приведенных на рисунке зависимостей в области оптимальных значений, такие корректировки обычно сохраняют геометрию зубцовой зоны в этой области.

Расчет прочности зубцовой зоны ротора дополняется расчетом напряжений в центральном отверстии массивного ротора. В некоторых конструкциях иногда высверливается центральное отверстие, так как качество стали при литье в этой зоне может быть ниже, чем в остальной части поковки. Однако такой расчет является обычно поверочным: для выбранной оптимальной зубцовой зоны напряжение в центральном отверстии не превосходит допустимых значений.

Исследование оптимальной конструкции массивных роторов мощных турбогенераторов выполнено в [5], в которой форма паза принята прямоугольной ($\gamma=1$). Для трапециoidalного паза исследован лишь частный случай: верхнее основание паза при $\gamma < 1$ выбирается таким, что зубец ротора по всей его высоте имеет одинаковую ширину. Для роторов быстроходных машин такая конструкция не обеспечивает эксплуатационную надежность: в пазу этих машин может быть уложен один массивный стержень или один постоянный магнит, а не до 10 изолированных витков, как принято в [5].

В отличие от [5] в публикуемых здесь результатах работы решение проблемы оптимальной геометрии зубцовой зоны массивного ротора выполнено для общего случая – трапециoidalного паза с любым соотношением его ширины в основании и под клином γ и любым значением усредненной удельной массы содержимого паза ρ_{Π} . Проблема решена для произвольной частоты вращения ($n \geq 3600$ об/мин).

Отметим, что для графика на рисунке усредненная удельная масса содержимого прямоугольного паза с медным проводником принята равной $\rho_{\Pi} = 8,2 \cdot 10^{-3}$ кГ/см³. Приблизительно результаты, показанные на рисунке, могут быть использованы и для конструкции трапециoidalного паза ротора с медным проводником при $0,9 \leq \gamma \leq 1,10$. Расчеты показывают, что они могут применяться и для конструкции ротора с постоянными магнитами (усредненная удельная масса содержимого паза составляет около 85% усредненной удельной массы паза с медным проводником), так что напряжения в основании зубца оказываются несколько меньшими (примерно на 5–7%); в практических расчетах результат может быть принят «в запас».

Пример расчета. Задано: массивный ротор с наружным диаметром $D_2 = 65$ см, номинальная частота вращения $n = 6000$ об/мин, число пазов ротора $Z = 40$; $\gamma = 1,0$, предел текучести стали ротора $[\sigma] = 9000$ кГ/см².

Следует определить оптимальную геометрию зубцовой зоны ротора при условии, что напряжение в основании зубца ротора $\sigma_z = 0,5[\sigma] = 4500$ кГ/см².

1. Определяем линейную угонную скорость на поверхности ротора:

$$V_y = 1,2(\pi n / 30)(D_2 / 2) = 1,2(\pi 6000 / 30)(65 / 2) = 24500 \text{ см/с.}$$

2. Вычисляем отношение

$$\frac{\sigma_z}{V_y^2} = \frac{4500}{(24500)^2} = 7,497 \cdot 10^{-6} \text{ кГ/с}^2.$$

3. Из графика на рисунке для $\frac{\sigma_z}{V_y^2} = 7,497 \cdot 10^{-6}$ кГ/с² определяем: относительная высота паза $\beta = 0,18$; относительная площадь пазов $S_{\Pi} = 0,27$.

4. Рассчитаем: высота паза ротора $h = \beta D_2 = 0,18 \cdot 65 = 11,7$ см; ширина паза ротора $b_{\Pi} = 1,91$ см.

Приложение. Метод расчета напряжений в основании зубца ротора с трапециoidalным пазом при произвольном соотношении его оснований ($1 < \gamma \leq 1$).

При выводе расчетных соотношений предполагается, что активная длина ротора $L = 1$; единицы измерения приняты следующими: кГ; см; с.

Задано: диаметр ротора и его угонная скорость вращения; ширина трапециoidalного паза под клином и в его основании; число пазов ротора; напряжение в основании зубца ротора.

Определить оптимальную геометрию зубцовой зоны ротора.

Решение.

Расчет геометрических размеров и площадей зубцовой зоны. Расчет ширины зубца под клином и в его основании:

$$b_1 = \frac{\pi D_2}{Z} - b_{\Pi} = \frac{\pi D_2}{Z} \left(1 - \frac{b_{\Pi 1} Z}{\pi D_2} \right) = \frac{\pi D_2}{Z} (1 - \alpha),$$

где $b_{\Pi 1}$, см, – ширина паза ротора на наружном диаметре; $\alpha = \frac{b_{\Pi 1} Z}{\pi D_2}$ – доля длины наружной окружности, занимаемая пазами на наружном диаметре;

$$\begin{aligned} b_z &= \frac{\pi(D_2 - 2h)}{Z} - b_{\Pi 2} = \frac{\pi D_2}{Z} - \frac{2\pi h D_2}{Z D_2} - b_{\Pi 2} \frac{\pi D_2}{Z \pi D_2} = \\ &= \frac{\pi D_2}{Z} \left(1 - 2 \frac{h}{D_2} - \frac{b_{\Pi 2} Z}{\pi D_2} \frac{b_{\Pi 2}}{b_{\Pi 1}} \right) = \frac{\pi D_2}{Z} \left(1 - 2\beta - \alpha \frac{b_{\Pi 2}}{b_{\Pi 1}} \right) = \\ &= \frac{\pi D_2}{Z} (1 - 2\beta - \alpha \gamma), \end{aligned}$$

где h , см, – высота паза ротора; $b_{\Pi 2}$, см, – ширина паза ротора у основания зубца; $\beta = h / D_2$ – относительная глубина паза.

Расчет радиуса, соответствующего центру тяжести (ц.т.) содержимого паза:

$$\begin{aligned} R_{\Pi} &= \frac{D_2}{2} - h + \frac{h b_{\Pi 2} + 2b_{\Pi 1}}{3 b_{\Pi 2} + b_{\Pi 1}} = \frac{D_2}{2} - h \frac{D_2}{2} \frac{2}{D_2} + \\ &+ \frac{h b_{\Pi 2} + 2b_{\Pi 1}}{3 b_{\Pi 2} + b_{\Pi 1}} \frac{D_2}{2} \frac{2}{D_2} = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{D_2}{2} \left[1 - 2 \frac{h}{D_2} + \frac{h}{D_2} \frac{2}{3} \frac{b_{\text{п1}} \left(\frac{b_{\text{п2}}}{b_{\text{п1}}} + 2 \right)}{b_{\text{п1}} \left(\frac{b_{\text{п2}}}{b_{\text{п1}}} + 1 \right)} \right] = \frac{D_2}{2} \left[1 - 2\beta + \frac{2}{3} \beta \frac{\gamma + 2}{\gamma + 1} \right] = F_3 = \frac{b_1 + b_z}{2} h = \frac{\pi D_2}{Z} (1 - \alpha) + \frac{\pi D_2}{Z} (1 - 2\beta - \alpha\gamma) \beta D_2 = \\
&= \frac{\pi D_2^2}{2Z} \beta (1 - \alpha + 1 - 2\beta - \alpha\gamma) = \frac{\pi D_2^2}{2Z} \beta (2 - 2\beta - \alpha(1 + \gamma)) = \\
&= \frac{\pi D_2^2}{Z} \beta \left[1 - \beta - \frac{1}{2} \alpha(1 + \gamma) \right], \\
&= \frac{D_2}{2} \left[1 - \beta \left(2 - \frac{2}{3} \frac{\gamma + 2}{\gamma + 1} \right) \right] = \frac{D_2}{2} \left[1 - \beta \frac{6\gamma + 6 - 2\gamma - 4}{3(\gamma + 1)} \right] = \\
&= \frac{D_2}{2} \left[1 - \beta \frac{4\gamma + 2}{3(\gamma + 1)} \right] = \frac{D_2}{2} \left[1 - \frac{2}{3} \beta \frac{2\gamma + 1}{\gamma + 1} \right],
\end{aligned}$$

где $R_{\text{п}}$, см, – радиус на ц.т. обмотки в пазу.

Результат:

$$R_{\text{п}} = \frac{D_2}{2} \left[1 - \frac{2}{3} \beta \frac{2\gamma + 1}{\gamma + 1} \right].$$

Расчет радиуса, соответствующего центру тяжести (ц.т.) зубца:

$$\begin{aligned}
R_3 &= \frac{D_2}{2} - \frac{h}{3} \frac{b_1 + 2b_z}{b_1 + b_z} = \frac{D_2}{2} - \frac{\rho D_2}{3} \times \\
&\times \frac{\frac{\pi D_2}{Z} (1 - \alpha) + 2 \frac{\pi D_2}{Z} (1 - 2\beta - \alpha\gamma)}{\frac{\pi D_2}{Z} (1 - \alpha) + \frac{\pi D_2}{Z} (1 - 2\beta - \alpha\gamma)} = \\
&= \frac{D_2}{2} - \frac{\beta D_2}{3} \frac{1 - \alpha + 2 - 4\beta - 2\alpha\gamma}{1 - \alpha + 1 - 2\beta - 2\alpha\gamma} = \\
&= \frac{D_2}{2} \left[1 - \frac{2}{3} \beta \frac{3 - 4\beta - \alpha(1 + 2\gamma)}{2 - 2\beta - \alpha(1 + \gamma)} \right],
\end{aligned}$$

где R_3 , см, – радиус на ц.т. зубца; $\gamma = \frac{b_{\text{п2}}}{b_{\text{п1}}}$ при

$b_{\text{п1}} \neq 0$ – отношение ширины паза в его основании к ширине паза под клином.

Результат:

$$R_3 = \frac{D_2}{2} \left[1 - \frac{2}{3} \beta \frac{3 - 4\beta - \alpha(1 + 2\gamma)}{2 - 2\beta - \alpha(1 + \gamma)} \right].$$

Расчет площади паза и зубца:

$$\begin{aligned}
F_{\text{п}} &= \frac{b_{\text{п1}} + b_{\text{п2}}}{2} h = \frac{1}{2} b_{\text{п1}} \left(1 + \frac{b_{\text{п2}}}{b_{\text{п1}}} \right) h = \\
&= \frac{1}{2} \frac{\pi D_2}{Z} \alpha(1 + \gamma) \beta D_2 = \frac{1}{2} \frac{\pi D_2^2}{Z} \alpha \beta (1 + \gamma),
\end{aligned}$$

где $F_{\text{п}}$, см², – площадь паза.

Результат:

$$F_{\text{п}} = \frac{1}{2} \frac{\pi D_2^2}{Z} \alpha \beta (1 + \gamma);$$

где F_3 , см², – площадь зубца.

Результат:

$$F_3 = \frac{\pi D_2^2}{Z} \beta \left[1 - \beta - \frac{1}{2} \alpha(1 + \gamma) \right].$$

Расчет центробежных сил (ц.б.с.), действующих на обмотку в пазу и на зубец:

$$G_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{п}}}{g} F_{\text{п}} R_{\text{п}} \omega^2; \quad G_3 = \frac{\rho}{g} F_3 R_3 \omega^2,$$

где $\rho_{\text{п}}$, кг/см³, – удельная масса содержимого паза ротора; ω , 1/с, – угловая скорость вращения ротора; $g = 981$ см/с², – ускорение силы тяжести; ρ , кг/см³, – удельная масса стали ротора.

Расчет напряжений в основании зубца:

$$\sigma_z = \frac{G_{\text{п}} + G_3}{b_z}.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кручинина И.Ю. О выборе конструкций и материалов асинхронного двигателя. – Научно-технические ведомости СПбГПУ, 2011, № 4, с. 51–57.
2. Данилевич Я.Б., Иванова А.В., Кручинина И.Ю., Хозиков Ю.Ф. Сверхбыстроходный генератор-двигатель для газовых микротурбин. – Электротехника, 2004, № 5, с. 25–29.
3. Богуславский И.З., Кручинина И.Ю., Любимцев А.С., Хозиков Ю.Ф., Пальцева В.В. Быстроходные синхронные машины: Расчетный комплекс для исследования влияния радиально-го эксцентриситета ротора на электромагнитные усилия. – Электротехника, 2016, № 4, с. 29–34.
4. Кручинина И.Ю., Хозиков Ю.Ф. Численные исследования напряженно-деформированного состояния массивного ротора. – Проблемы создания и эксплуатации новых типов электроэнергетического оборудования. СПб.: ОЭЭП РАН – ИХС РАН, 2006, вып. 7, с. 22–32.
5. Детинко Ф.М., Хуторецкий Г.М. Об оптимальном использовании ротора турбогенератора. – Сб. «Электросила», 1959, № 16.
6. Проектирование электрических машин/Под ред. И.П. Копылова. М: Энергия, 2015, 767 с.
7. Boguslawsky I., Korovkin N., Hayakawa M., Large A.C. Machines. Theory and Investigation Methods of Currents and Losses in Stator and Rotor Meshes incl. Operation with Nonlinear Loads, Springer, 2016, 549 p.

[17.04.2019]

А в т о р ы: **Богуславский Илья Зеликович** – доктор техн. наук, ведущий научный сотрудник Института химии силикатов РАН, профессор Санкт-Петербургского государственного политехнического

университета, докторскую диссертацию защитил в 1986 г.

Кручинина Ирина Юрьевна – доктор техн. наук, исполняющая обязанности директора ИХС РАН, руководитель Лаборатории химических проблем энергетики, доцент базовой кафедры СПбГЭТУ «ЛЭТИ», диссертацию защитила в 2013 г.

Хозиков Ювеналий Федорович – старший научный сотрудник Лаборатории химических проблем энергетики ИХС РАН.

Штайнле Любовь Юрьевна – научный сотрудник Лаборатории химических проблем энергетики ИХС РАН.

Elektrichestvo, 2019, No. 8, pp. 57–61

DOI:10.24160/0013-5380-2019-8-57-61

High-Speed Electromechanical Power Converters: Optimizing the Rotor's Active Zone Geometry Proceeding from Mechanical Strength Requirements

BOGUSLAVSKIY Ilya Z. (*Institute of Silicate Chemistry, Russian Academy Sciences (ICH S RAS); St. Petersburg State Polytechnic University, St. Petersburg, Russia*) – Leading scientific researcher; Professor, Dr. Sci. (Eng.)

KRUCHININA Irina Yu. (*ICH S RAS; St. Petersburg State Electrotechnical University «LETI», St. Petersburg, Russia*) – Acting director, Head of Laboratory; Associate Professor, Dr. Sci. (Eng.)

KHOZIKOV Yuvenaliy F. (*ICH S RAS, St. Petersburg, Russia*) – Senior scientific researcher

SHTAINLE Lyubov' Yu. (*ICH S RAS, St. Petersburg, Russia*) – Scientific researcher

AC machines with the nominal rotation frequency higher than 3000 rpm find increasingly growing use. These machines are made with bulky rotors for ensuring mechanical strength, and the slots in them are made with a rectangular shape, usually with a wedge (for retention of the field winding or permanent magnets, or short-circuited winding bars), or with a trapezoid shape. An investigation of the bulky rotor tooth zone design has shown that, given a specified stress at the tooth base, the maximal area of rotor slots with their optimal height can be obtained. In this way, the maximum MMF of the rotor (at the specified current density) and, hence, the maximum value of the machine nominal power are achieved. In the article, the problem of determining the optimal tooth zone geometry in a bulky rotor is solved for the general case of using a trapezoid slot with any ratio of the slot widths at the base and under the wedge, and with any value of the averaged specific mass. The problem has been solved for arbitrary runaway rotation frequency ($n \geq 3600$ rpm). An example of optimizing the rotor tooth zone is given.

Key words: high-speed electrical machine, bulky rotor, rotor tooth zone, geometry optimization, mechanical strength

REFERENCES

1. **Kruchinina I.Yu.** *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU – in Russ. (Scientific and Technical Gazette of St. Petersburg State Polytechnic University)*, 2011, No. 4, pp. 51–57.
2. **Danilevich Ya.B., Ivanova A.V., Kruchinina I.Yu., Khozikov Yu.F.** *Elektrotehnika – in Russ. (Electrical Engineering)*, 2004, No. 5, pp. 25–29.
3. **Boguslavskiy I.Z., Kruchinina I.Yu., Lyubimtsev A.S., Khozikov Yu.F., Pal'tseva V.V.** *Elektrotehnika – in Russ. (Electrical Engineering)*, 2016, No. 4, pp. 29–34.
4. **Kruchinina I.Yu., Khozikov Yu.F.** *Problemy sozdaniya i ekspluatatsii novykh tipov elektroenergeticheskogo oborudovaniya – in Russ. (Problems of creation and operation of new types of power*

equipment), 2006, iss. 7, pp. 22–32 (St. Petersburg, OEEP RAN–IKhS RAN).

5. **Detiko F.M., Khutoretskiy G.M.** *Ob optimal'nom ispol'zovanii rotora turbogeneratora (On the optimal use of the turbogenerator rotor)*. *Proc. «Elektrosila», 1959, No. 16.*

6. **Proektirovaniye elektricheskikh mashin/Pod red. I.P. Kopylova** (*Design of electrical machines/Edit. by I.P. Kopylov*). Moscow, Energiya, 2015, 767 p.

7. **Boguslawsky I., Korovkin N., Hayakawa M., Large A.C.** *Machines. Theory and Investigation Methods of Currents and Losses in Stator and Rotor Meshes incl. Operation with Nonlinear Loads*, Springer, 2016, 549 p.

[17.04.2019]