

СОЗДАНИЕ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ НА НОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

В. В. Магин, А. П. Сарычев, М. Е. Коварский, М. Б. Панасюк,
А. Б. Прокофьева, А. П. Воловик, А. С. Гуцин

Рассмотрено создание высокоскоростных генераторов на новых гидродинамических подшипниках скольжения. Представлены преимущества высокоскоростных генераторов с возбуждением от постоянных магнитов перед традиционными. Анализ технических данных показал, что одним из наиболее сложных узлов конструкции генератора являются подшипниковые опоры. Представлены результаты моделирования гидродинамических подшипников скольжения с пальцевыми втулками на роторе и колодочного типа с гладкой втулкой на роторе. В обеспечение технических и технологических решений по созданию высокоскоростных генераторов создан и испытан экспериментальный образец генератора мощностью 400 кВт на 12 000 об/мин на гидродинамических подшипниках с пальцевыми втулками на роторе и колодочными подшипниками с гладкой втулкой на роторе, а также уникальный стенд для их испытаний. Результаты испытаний показали, что подшипники колодочного типа выигрывают у подшипников с пальцевыми втулками на роторе практически по всем показателям. Применение гладкой втулки ротора позволило существенно снизить виброактивность генератора, кроме того, обеспечило снижение потерь на трение в подшипниках и тем самым повысило коэффициент полезного действия генератора в целом.

Ключевые слова: высокоскоростные генераторы, постоянные магниты, гидродинамические подшипники, грузоподъемность, рабочее давление, экспериментальный образец генератора, моделирование гидродинамических процессов в подшипниках.

В настоящее время в качестве источника электроэнергии на заказах используются синхронные генераторы с электромагнитным возбуждением.

Недостатки применяемых генераторов:

- повышенные шумы и вибрации;
- плохие массогабаритные показатели;
- потери в роторе от обмотки возбуждения;
- непосредственное водяное охлаждение ротора.

Применение высокоскоростных синхронных генераторов с возбуждением от постоянных магнитов разработки АО «Корпорация «ВНИИЭМ» [1 – 3] позволяет:

- значительно улучшить массогабаритные показатели генератора;
- снизить виброактивность генератора;
- повысить коэффициент полезного действия (КПД) генератора;
- повысить эффективность турбогенераторной установки в целом.

Одной из основных проблем создания высокоскоростных генераторов является разработка подшипниковых опор, способных обеспечить требуемые виброактивность и ресурс. В АО «Корпорация «ВНИИЭМ» проведены работы по исследованию высокоскоростных подшипниковых опор. В рамках работы выполнено проектирование и изготовление экспериментальных образцов синхронных генераторов с возбуждением от постоянных магнитов (СГПМ) на различных подшипниковых опорах и проведено их экспериментальное исследование.

Существует три типа подшипниковых опор, способных обеспечить заданные требования: гидростатические подшипники скольжения; гидродинамические подшипники скольжения; магнитные подшипники. В данной статье рассмотрены высокоскоростные генераторы на гидродинамических подшипни-

ках скольжения. До проведения предлагаемых исследований в научно-техническом сообществе машиностроителей существовало мнение, что гидродинамические подшипники не могут обеспечить работоспособность конструкции. В качестве универсальной конструкции водяных подшипников предлагались гидростатические водяные подшипники, грузоподъемность которых обеспечивалась наличием подпора водой при высоких давлениях (порядка 15 – 20 атм). Для создания такого подпора в составе генераторов требуются установка специальных мощных насосов. При использовании гидродинамических подшипников необходимость питания водой с такими параметрами отсутствует.

Одним из главных этапов проектирования гидродинамических водяных подшипников является выбор основных размеров и вариантов конструкции, а также дальнейшее подтверждение работоспособности выбранной конструкции путем многочисленных поверочных расчетов с целью оптимизации размеров и параметров подшипников.

Развитие современных методов конечно-элементного анализа позволяет моделировать различные режимы работы и различные варианты конструкций будущего изделия.

Выбор основных размеров производится по следующим параметрам:

- условному давлению (грузоподъемности) в подшипнике;
- произведению условного давления в подшипнике на линейную скорость вращения ротора подшипника (нагрузочному фактору).

Динамические характеристики подшипника получены путем моделирования гидродинамических процессов в программе конечно-элементного анализа ANSYS CFX.

1. Расчет гидродинамических подшипников с пальцевыми втулками на роторе

Гидродинамические подшипники с пальцевыми втулками на роторе из-за простоты конструкции и надежности хорошо зарекомендовали себя при создании серийных малошумных электронасосов, однако в соответствии с техническими условиями на подшипники предельная частота вращения для гарантированной работы составляет 5000 об/мин, что потребовало разработки новой конструкции подшипниковых опор.

Эскиз подшипника представлен на рис. 1. Роторная часть подшипника представляет собой основание, выполненное из нержавеющей стали *1*, в которое запрессованы пальцы *2*, выполненные из силицированного графита. Статорная часть подшипника представляет собой гладкую втулку из силицированного графита.

Одним из главных критериев обеспечения работоспособности высокоскоростных подшипников является сохранение целостности конструкции под воздействием центробежных сил. Именно механическая прочность конструкции определяет основные размеры подшипников.

Механический расчет подшипника проведен в программе конечно-элементного анализа ANSYS CFX. Картина перемещений элементов конструкции ротора подшипника при частоте вращения 12 000 об/мин представлена на рис. 2. Из рассмотрения рисунка видно, что деформация пальца ротора под действием центробежных сил при отсутствии предварительного натяга составляет 0,048 мм. Как показывает практика применения подобных подшипников на серийных электронасосах, для обеспечения малошумности подшипников диаметральный зазор в подшипниках не должен превышать 0,1 мм, следовательно, установка пальцев в арматуру ротора без предварительного преднатяга приведет к перемещению элементов конструкции, которые могут превысить односторонний зазор в подшипнике, что приведет к повышенным вибрациям и выработке подшипника.

Картина эквивалентных напряжений при частоте вращения 12 000 об/мин и при установке пальцев в арматуру ротора без предварительного преднатяга представлена на рис. 3. Максимальные напряжения составляют 177 МПа, при этом запас по прочности составляет 2,5.

Результаты механического расчета подшипника при установке пальцев в арматуру ротора с различными преднатягами сведены в табл. 1.

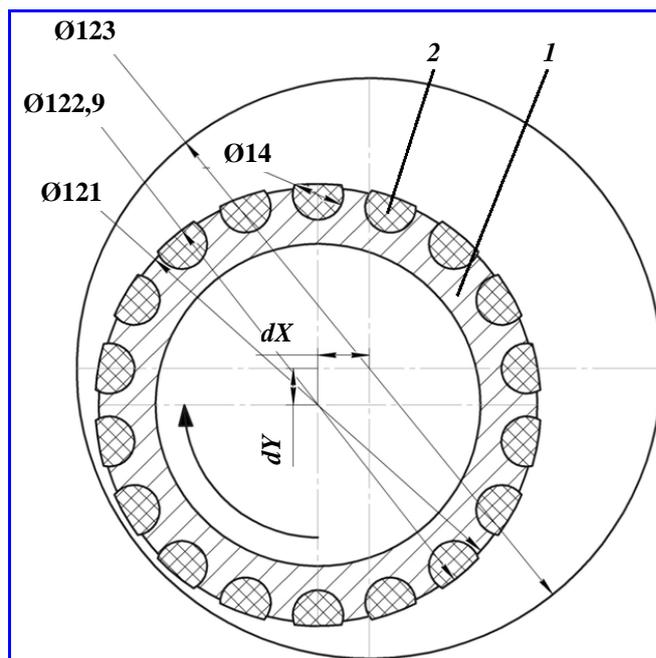


Рис. 1. Эскиз подшипника с пальцевыми втулками на роторе

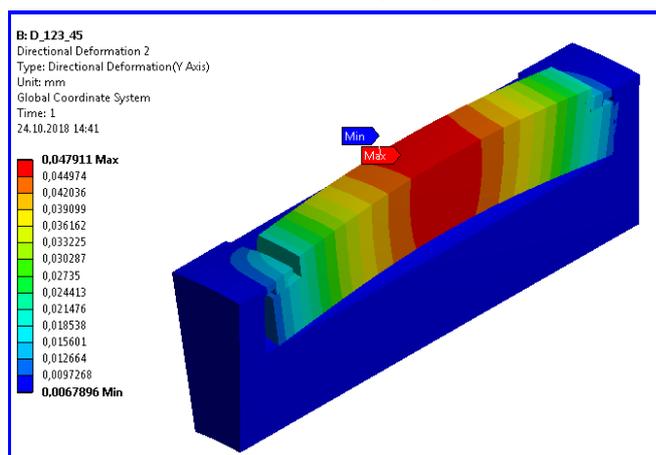


Рис. 2. Картина перемещений в роторе подшипника

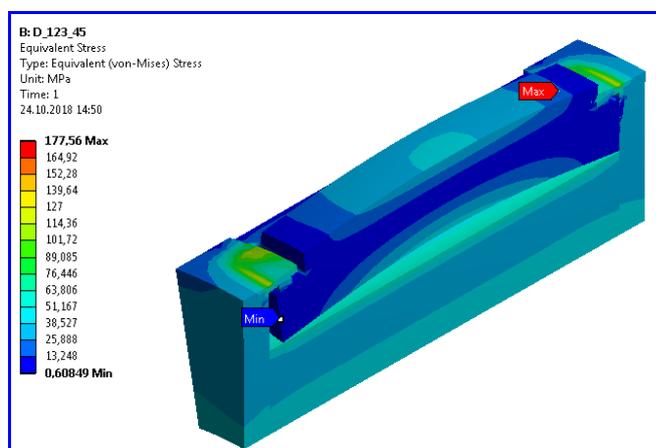


Рис. 3. Картина эквивалентных напряжений в роторе подшипника

Таблица 1

Результаты механического расчета

Преднатяг пальцев ротора, мм	Перемещение пальца одностороннее, мм	Максимальные напряжения, МПа	Запас по прочности
0	0,048	178	2,5
0,05	0,035	251	1,75
0,1	0,025	420	1,05

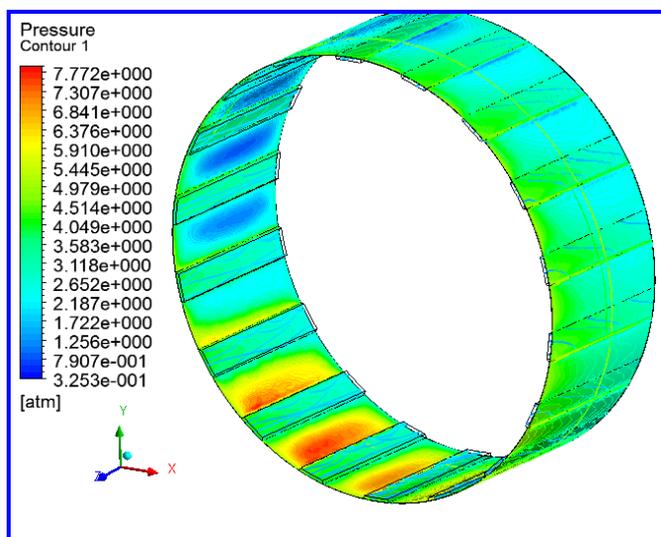


Рис. 4. Распределение давления в подшипнике с пальцевыми втулками на роторе

Таблица 2

Результаты расчета подшипников

Параметр	Частота вращения	
	6000 об/мин	12 000 об/мин
Смещение по оси $X(dX)$, мм	0,045	0,034
Смещение по оси $Y(dY)$, мм	0,001	0,006
Минимальная толщина клина, мм	0,005	0,016
Жесткость по оси X , Н/мкм	100	40
Жесткость по оси Y , Н/мкм	30	34
Потери на трение, кВт	1,6	11
Перепад давления, атм	1	2
Расход воды, кг/с	1,16	1,5

Из табл. 1 видно, что оптимальный преднатяг установки пальцев ротора должен составлять от 0,05 до 0,1 мм. При превышении преднатяга 0,1 мм максимальные напряжения превысят допустимые, и произойдет разрушение конструкции.

Результаты моделирования гидродинамических процессов в подшипнике в программе конечно-элементного анализа ANSYS CFX представлены на рис. 4.

В модели принято, что ось Y является вертикальной, ось X – горизонтальной, ось Z является осью вращения ротора. Давление на входе в подшипник составляет 5 атм.

На рис. 4 представлено распределение давления в подшипнике при частоте вращения 12 000 об/мин и нагрузке на подшипник 750 Н. В нижней части под-

шипника (см. рис. 4) присутствуют зоны повышенного давления. Максимальное давление, обусловленное гидродинамическими процессами при вращении ротора, достигает 7,7 атм. В левой части подшипника присутствуют зоны пониженного давления. Минимальное давление достигает 0,3 атм, что неизбежно приведет к образованию кавитации и как следствие к повышенным вибрациям генератора. Результаты расчета показывают, что для устойчивой работы подшипника с пальцевыми втулками на роторе минимальное давление на входе должно составлять не менее 6,5 атм.

Результаты расчета подшипников при различных частотах вращения представлены в табл. 2. Нагрузка на опору составляет 750 Н.

Ротор на частоте вращения 6000 об/мин и выше всплывает, при этом с увеличением частоты вращения ротор стремится к центральному положению. При частотах вращения ниже 6000 об/мин расчет подшипника провести затруднительно, что обусловлено слишком маленькой толщиной клина между статорной и роторной частью подшипника. Также следует отметить, что с увеличением частоты вращения растет жесткость подшипника по оси Y . Повышенная жесткость вдоль оси X при частоте вращения 6000 об/мин обусловлена маленькой толщиной водяного клина. Расход воды через подшипник рассчитан по заданному перепаду давления на входе и выходе подшипника.

2. Расчет водяных подшипников скольжения колодочного типа с гладкой втулкой на роторе и выбор оптимальной конструкции подшипника

Рассмотрены различные варианты конструкции подшипников. Проведены многочисленные поверочные расчеты для определения наилучших вариантов.

На рис. 5 представлена расчетная модель оптимального варианта конструкции подшипника. Подшипники колодочного типа состоят из четырех колодок **1**, выполненных из специального материала. Ротор **2** представляет собой цилиндрическую втулку, выполненную из нержавеющей стали, на поверхность которой нанесено специальное покрытие. Пары трения подобраны таким образом, чтобы обеспечивать запуск и остановку ротора без

гидростатического подпора, а циркуляция жидкости в разработанных подшипниках необходима только для их охлаждения. Следовательно, подшипники могут обеспечить работоспособность конструкции даже при невысоких давлениях жидкости (например, водопроводная вода с давлением 4 атм) и не требуют специального насосного оборудования.

Применение гладкой втулки ротора подшипника позволило существенно снизить виброактивность генератора, а также обеспечило снижение потерь на трение в подшипниках, тем самым повысив КПД генератора в целом.

В ходе расчетов получено распределение давления на поверхности ротора подшипника (рис. 6).

Как видно из рис. 6 максимальное давление возникает на поверхности нижней колодки и составляет 27 атм, минимальное давление на поверхности верхних колодок и составляет 18 атм. Перераспределение давления под колодками обеспечивает грузоподъемность подшипника. Давление на входе в подшипник составляет 20 атм. Высокое давление на входе в подшипник принято для гарантированного исключения зон с кавитациями, что позволяет существенно ускорить процесс сходимости расчета. Так как вода является несжимаемой средой, то на результаты расчета принятое на входе давление влияния не оказывает.

Геометрия подшипника оптимизирована таким образом, что для устойчивой работы минимальное давление на входе должно составлять 3 атм, при этом кавитации не возникает.

В ходе расчета рассмотрены различные варианты конструкции. В табл. 3 представлены наилучшие из рассмотренных вариантов конструкции и проведен сравнительный анализ.

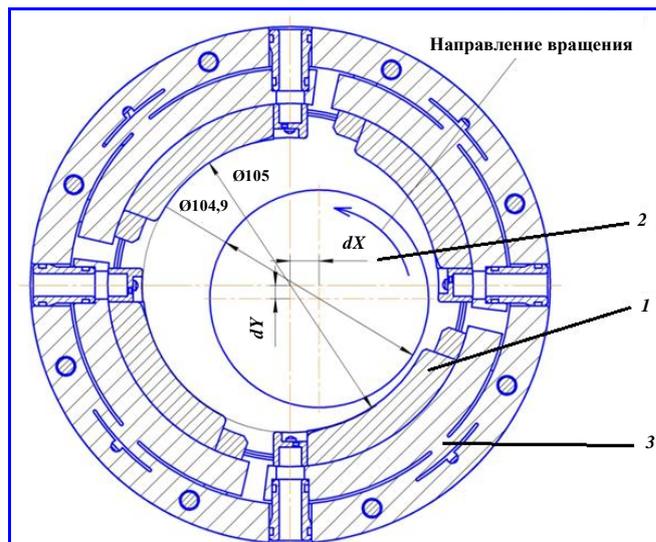


Рис. 5. Расчетная схема колодочного подшипника

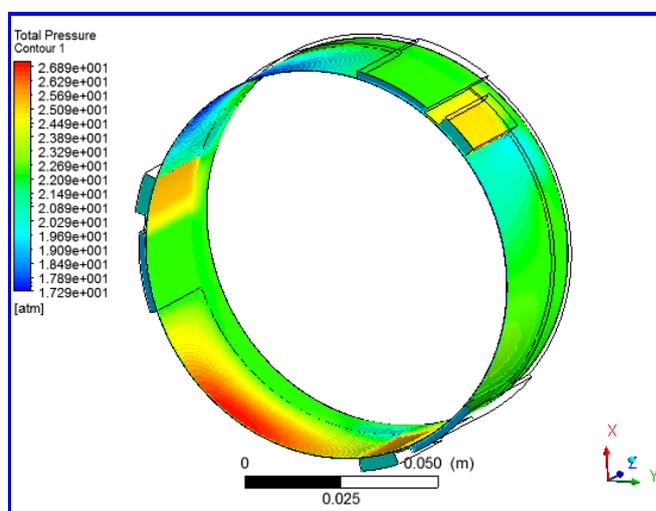


Рис. 6. Картина распределения давления на поверхности ротора при 12 000 об/мин и нагрузке 1500 Н (вдоль оси X)

Таблица 3

Результаты расчетов различных вариантов конструкции подшипников

Параметр	Нагрузка 1500 Н, 12 000 об/мин			
	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4
Смещение по оси Y(dY), мм	0,001	-0,004*	0,001	0,001
Смещение по оси X(dX), мм	0,009	0,016	0,012	0,012
Минимальная толщина клина, мм	0,041	0,034	0,038	0,038
Жесткость по оси Y, Н/мкм	58	58	53	50
Жесткость по оси X, Н/мкм	94	94	80	80
Потери на трение, кВт	7,5	7	7,5	7,0
Перепад давления, атм	2	2	2	1,5
Расход воды, кг/с	0,56	0,67	0,56	0,17
Максимальный подогрев воды, °С	10	10	3	5

Вариант 1 – трехколодочная конструкция (ротор в статике лежит на краю колодки).

Вариант 2 – трехколодочная конструкция (ротор в статике расположен посередине колодки).

Вариант 3 – четырехколодочная конструкция (ротор в статике лежит между двумя колодками).

Вариант 4 – четырехколодочная конструкция (ротор в статике лежит посередине колодки).

Как видно из табл. 3 все варианты обеспечивают работоспособность подшипника, при этом в варианте с четырьмя колодками усилия в подшипниках распределяются более равномерно, чем в конструкции с тремя колодками. Следовательно, наилучшим вариантом конструкции подшипника является вариант 3 – четырехколодочная конструкция (ротор в статике лежит между двумя колодками).

3. Расчет лабиринтно-винтового уплотнения

Для обеспечения работоспособности водяных подшипников скольжения необходимо обеспечить их герметичность. Для этого в подшипниках используется лабиринтно-винтовое уплотнение (ЛВУ), которое представляет собой подобие осевого насоса. Отсутствие прямого контакта между роторной и статорной частями ЛВУ позволяет обеспечить требуемый ресурс и улучшить виброшумовые характеристики генератора.

Диаметр рабочей поверхности ЛВУ составляет 103 мм. Номинальная частота вращения 12 000 об/мин. ЛВУ должен выдерживать давление 8 атм.

В расчете принят канал прямоугольного сечения ЛВУ, исходя из производственных возможностей предприятия. Для снижения кавитаций и, следовательно, вибраций в ЛВУ рекомендуется выполнение эвольвентных каналов, что будет исследовано в последующих работах.

В ходе расчета модели ЛВУ было получено распределение давления на поверхности ЛВУ при 12 000 об/мин (рис. 7).

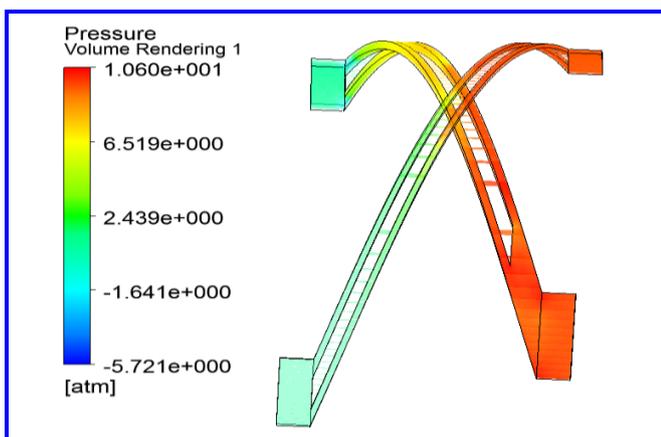


Рис. 7. Распределение давления на поверхности лабиринтно-винтового уплотнения при 12 000 об/мин

Таблица 4

Результаты расчета лабиринтно-винтового уплотнения

Параметр	Значение
Подпор, атм	8,5
Потери в ЛВУ, кВт	6,5

Максимальное давление создается на выходе из ЛВУ и составляет 10,6 атм, однако данное значение давления носит локальный характер. Среднее давление на выходе из ЛВУ составляет 9,5 атм, следовательно, ЛВУ обеспечивает подпор 8,5 атм при частоте вращения 12 000 об/мин, при этом потери в ЛВУ составляют 6,5 кВт (табл. 4). Как было отмечено ранее, минимальное давление, необходимое для работы подшипников на 12 000 об/мин, составляет 3 атм. Отсюда можно сделать вывод, что ЛВУ обеспечивает герметичность подшипника скольжения и тем самым работоспособность подшипников в широком диапазоне давлений на выходе из подшипника.

4. Расчет упругого элемента в корпусе подшипника

Еще одной особенностью колодочных подшипников является то, что в корпусе подшипникового щита выполнены специальные упругие элементы 3 (рис. 5). Применение в конструкции специальных упругих элементов позволяет:

- повысить грузоподъемность подшипника за счет отклонения колодки под действием набегающего потока жидкости;
- исключить влияния некоторых дефектов производства на характеристики подшипников, а именно наличие несоосности подшипниковых щитов до 0,1 мм;
- снизить виброактивность генератора, так как упругие элементы обеспечивают демпфирование вибраций, которые передаются на корпус генератора от ротора.

Основным критерием проектирования упругого элемента является получение жесткости соизмеримой с жесткостью водяного клина подшипника. Жесткость упругого элемента не должна быть более чем на 30% меньше жесткости водяного клина подшипника.

Данное условие следует из расчета собственных частот ротора генератора, для отстройки собственных частот от номинальной частоты вращения.

Отстройка собственных частот ротора от номинальной частоты вращения возможна также при жесткости упругого элемента не более 10 Н/мкм, однако это приведет к большим перемещениям упругого элемента (более 0,07 мм) как в статике, так и в динамике, что может привести к проблемам при стыковке генератора с другими изделиями.

При жесткостях упругого элемента выше жесткости водяного клина теряется целесообразность его применения.

Расчетная модель упругого элемента и результаты расчета представлены на рис. 8, а и б соответственно.

В результате расчета жесткость упругого элемента составляет 63 Н/мкм, при этом напряжение в элементах конструкции не превышает 95 МПа.

5. Верификация методов расчета

Для верификации полученных методов расчета и поверочных расчетов подшипников скольжения и ЛВУ был разработан, создан и испытан экспериментальный образец генератора мощностью 400 кВт при частоте вращения 12 000 об/мин с различными типами подшипниковых опор (рис. 9).

На рис. 10, а, представлена роторная часть подшипника скольжения с пальцевыми втулками на роторе 1 и ЛВУ 2. На рис. 10, б, представлена статорная часть колодочного подшипника с ЛВУ.

Испытания генератора проводились в двигательном режиме на холостом ходу при различных частотах вращения, при этом для охлаждения подшипников использовалась водопроводная вода без специальной подготовки.

Проводились измерения:

- частоты вращения;
- параметров охлаждающей воды – температуры, давления, расхода;
- температуры узлов генератора;
- подводимой электрической мощности;
- вибрации и шума.

Результаты испытаний в части параметров жидкости, подаваемой в подшипники колодочного типа, представлены в табл. 5.

Таблица 5

Результаты испытаний подшипников

Параметры жидкости	3000 об/мин	6000 об/мин	9000 об/мин	12 000 об/мин
Подача в подшипник, м ³ /ч	0,75	1,32	2,4	2,6
Температура на входе в подшипник, °С	19,2	18,7	18,6	18,5
Температура на выходе из подшипника, °С	20,2	20,6	21,5	23
Подогрев воды, °С	1	1,9	2,9	4,5
Давление на входе в подшипник, атм	1	2,2	4,0	4,3
Давление на выходе из подшипника, атм	0,5	1,2	2,2	2
Перепад давления, атм	0,5	1	1,8	2,3

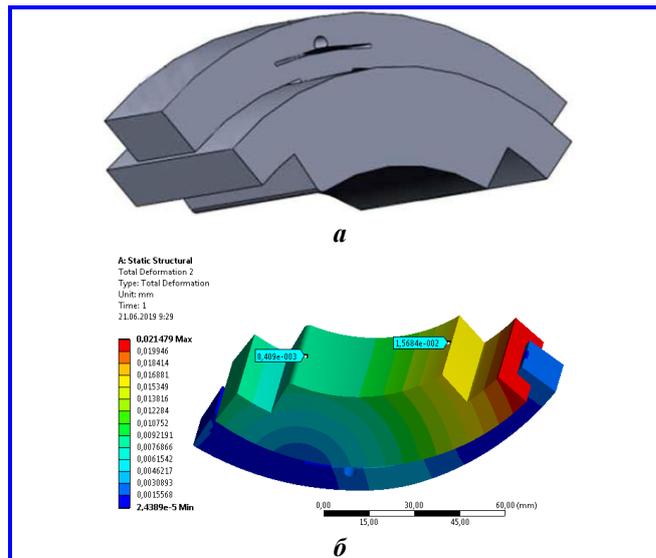


Рис. 8. Расчетная модель упругого элемента (а); результаты расчета упругого элемента (б)



Рис. 9. Экспериментальный образец генератора

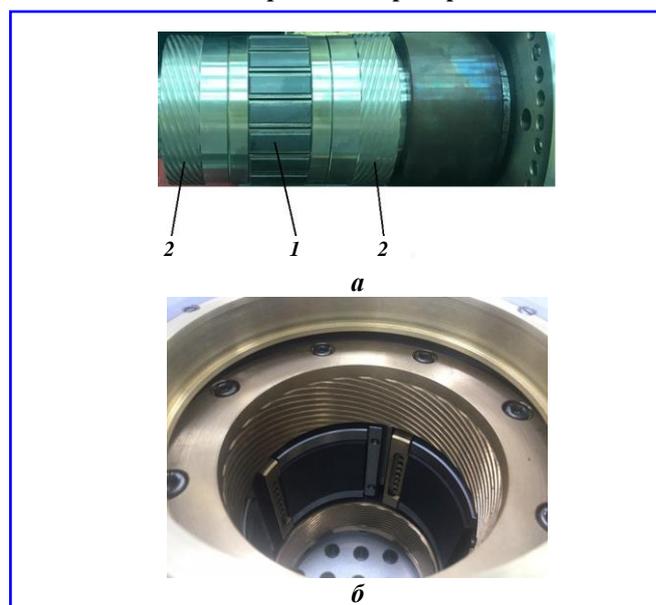


Рис. 10. Подшипник с пальцевыми втулками на роторе с лабиринтно-винтовым уплотнением (а); колодочные подшипники с лабиринтно-винтовым уплотнением (б)

По результатам испытаний был проведен расчет потерь в подшипниках колодочного типа калориметрическим методом в соответствии с ГОСТ ИЕС 60034-2А-2012 [4].

Результаты расчета потерь в подшипниках приведены в табл. 6

Таблица 6

Результаты расчета потерь

Частота вращения, об/мин	Левый радиальный, кВт	Правый радиальный, кВт	Упорный, кВт	Суммарная мощность, кВт
3000	1,4	0,4	3,2	5
12 000	15	13	17	45

В табл. 7 приведено сравнение характеристик подшипников колодочного и пальцевого типа.

Таблица 7

Сравнение характеристик подшипников

Частота вращения, об/мин	Суммарная мощность, кВт	
	Подшипники скольжения колодочного типа	Подшипники скольжения пальцевого типа
3000	5	7,2
12 000	45	84

Как видно из результатов испытаний, приведенных в табл. 7, применение подшипников скольжения колодочного типа позволяет обеспечивать взвешивание роторов при давлении на входе 3 атм и при этом снизить потери в подшипниковых опорах практически в два раза, по сравнению с подшипниками с пальцевыми втулками на роторе, а также повысить КПД генератора.

В результате испытаний каждого типа подшипников опор произведено не менее 100 циклов запуска и остановок генератора. Суммарная наработка каждого типа подшипника составила не менее 200 ч при номинальной частоте вращения. Ревизия генераторов показала отсутствие износа эле-

ментов подшипника, что подтверждает правильность конструкторских и технологических решений, принятых при создании водяных гидродинамических подшипников скольжения.

Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований позволяют применять в составе высокоскоростных генераторов высокоэффективные гидродинамические опоры и создавать принципиально новые высокоскоростные генераторы для перспективных заказов, обеспечивающие существенно более высокие тактико-технические характеристики.

Литература

1. Разработка научных основ, исследование и создание мощных высокоскоростных автономных турбогенераторов / Л. А. Макриденко, А. П. Сарычев, В. В. Магин // ИЗВЕСТИЯ РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК. ЭНЕРГЕТИКА. – Москва : Российская академия наук, 2013. – № 5. – С. 23 – 29.
2. Методы расчета высокоскоростных генераторов для газотурбинных установок / Д. В. Голованов, М. Е. Коварский, В. В. Магин [и др.] // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – Москва : ОАО «Корпорация «ВНИИЭМ», 2012. – Т. 126. – № 1. – С. 3 – 8.
3. Особенности конструкции высокоскоростных синхронных генераторов с постоянными магнитами, предназначенные для работы в составе системы электродвижения / М. Б. Панасюк, В. В. Магин // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – Москва : АО «Корпорация «ВНИИЭМ», 2015. – Т. 149. – № 6. – С. 18 – 23.
4. ГОСТ ИЕС 60034-2А-2012. Машины электрические вращающиеся. Часть 2. Методы определения потерь и коэффициента полезного действия вращающихся электрических машин при испытаниях (исключая машины для тяговых транспортных средств). Измерение потерь калориметрическим методом : межгосударственный стандарт : издание официальное : принят Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации от 3 декабря 2012 г. № 54-П : введен взамен ГОСТ 25941-83 : дата введения 01.07.2014 / подготовлен научно-производственным республиканским унитарным предприятием «Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации» (БелГИСС). – Москва : Стандартинформ, 2014. – 18 [1] с.

Поступила в редакцию 08.06.2021

Вячеслав Валерьевич Магин, начальник лаборатории, т. (495) 365-26-14, e-mail: otel4@hq.vniiem.ru.

Алексей Петрович Сарычев, доктор технических наук, первый заместитель генерального директора по атомной энергетике и электромеханике, т. (495) 365-56-29, e-mail: sarychevap@hq.vniiem.ru.

Михаил Ефимович Коварский, кандидат технических наук, главный конструктор регулируемых электроприводов для ВМФ, т. (496) 366-15-61, e-mail: kovarskyme@hq.vniiem.ru.

Максим Борисович Панасюк, ведущий инженер, т. (495) 365-26-14, e-mail: otel4@hq.vniiem.ru.

Анна Борисовна Прокофьева, начальник конструкторского сектора, т. (495) 366-14-21, e-mail: otel4@hq.vniiem.ru.

Анна Петровна Воловик, ведущий инженер, т. (495) 366-33-56, e-mail: otel4@hq.vniiem.ru.

(АО «Корпорация «ВНИИЭМ»).

Андрей Сергеевич Гуцин, ведущий инженер-конструктор, т. +7 (831) 273-01-77, e-mail: Makoldin@anod.ru.

(ООО НПЦ «АНОД»).

CREATION OF HIGH-SPEED GENERATORS BASED ON NEW HYDRODYNAMIC PLAIN BEARINGS

V. V. Magin, A. P. Sarychev, M. E. Kovarskii, M. B. Panasiuk,
A. B. Prokofieva, A. P. Volovik, A. S. Gushchin

Creation of high-speed generators based on new hydrodynamic plain bearings is considered. The article presents the advantages of high-speed generators with permanent-magnet excitation over traditional ones. The analysis of technical data revealed that the bearing supports are the most complicated structural assemblies of the generator. The article contains the results of modelling of hydrodynamic plain bearings with pin-type bushing on the rotor and shoe-type with a smooth bushing on the rotor. To provide technical and technological solutions for creation of high-speed generators, an experimental model of 400 kW / 12,000 rpm generator based on hydrodynamic bearings with pin-type bushings on the rotor and shoe-type bearings with a smooth bushing on the rotor was created and tested, as well as a unique test bench. The test results showed that shoe-type bearings overwhelm the bearings with pin-type bushing on the rotor in almost all aspects. The application of smooth rotor bushing made it possible to significantly reduce the vibration activity of the generator; moreover, it ensured a decrease in bearings friction losses, thus increasing the efficiency of the generator as a whole.

Key words: high-speed generators, permanent magnets, hydrodynamic bearings, capacity, operating pressure, experimental model of generator, modelling of hydrodynamic processes in bearings.

References

1. Development of scientific fundamentals, research and creation of high-power and high-speed independent turbine generators / L. A. Makridenko, A. P. Sarychev, V. V. Magin // BULLETIN OF THE RUSSIAN ACADEMY OF SCIENCES. POWER ENGINEERING. Moscow : Russian Academy of Sciences, 2013. – No. 5. – Pp. 23 – 29.
2. Methods for calculating the high-speed generators for gas-turbine installations / D. V. Golovanov, M. E. Kovarskii, V. V. Magin [et al.] // Matters of electromechanics. VNIIEEM proceedings. – Moscow : VNIIEEM Corporation JSC, 2012. – Vol. 126. – No. 1. – Pp. 3 – 8.
3. Specifics of construction of high-speed synchronous generators with permanent magnets, which are intended for operation within electric propulsion system / M. B. Panasiuk, V. V. Magin // Matters of electromechanics. VNIIEEM proceedings. – Moscow : VNIIEEM Corporation JSC, 2015. – Vol. 149. – No. 6. – Pp. 18 – 23.
4. GOST IEC 60034-2A-2012. Rotating electrical machines. Part 2. Methods for determination of losses and efficiency of rotating electrical machines during the tests (excluding machines for traction vehicles). Measurement of losses by the calorimetric method: interstate standard: official edition: accepted by Euro-Asian Council for standardization, metrology and certification dated December 3, 2012 No. 54-II: implemented instead of GOST 25941–83: implementation date 01.07.2014 / prepared by Research and Production Republican Unitary Enterprise ‘Belarusian State Institute of Standardization and Certification’ (BelGISS). Moscow : Standartinform, 2014. –18 p. [1].

Viacheslav Valerevich Magin, Head of Laboratory, tel.: +7 (495) 365-26-14, e-mail: otdel4@hq.vniiem.ru.
Aleksei Petrovich Sarychev, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), First Deputy Director General for nuclear energy and electromechanics, tel.: +7 (495) 365-56-29, e-mail: sarychevap@hq.vniiem.ru.
Mikhail Efimovich Kovarskii, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Chief Designer of Controlled Electric Drives for Navy, tel.: +7 (496) 366-15-61, e-mail: kovarskyme@hq.vniiem.ru.
Maksim Borisovich Panasiuk, Leading Engineer, tel.: +7 (495) 365-26-14.
Anna Borisovna Prokofieva, Head of Design Sector, tel.: +7 (495) 366-14-21.
Anna Petrovna Volovik, Leading Engineer, tel.: +7 (495) 366-33-56.
E-mail: otdel4@hq.vniiem.ru.
(JC «VNIIEEM Corporation»).
Andrei Sergeevich Gushchin, Leading Design Engineer, tel.: +7(831) 273-01-77, e-mail: Makoldin@anod.ru.
(Research and Production Center ANOD LLC).