

УДК 621.81

Ю. САЛЬВИНЬСКИ, П. ГРОНДКОВСКИ, В. РУПЕТА

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ МОДЕРНИЗАЦИИ КАРМАНА В СЕГМЕНТНОМ ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ПОДШИПНИКЕ ГИДРОГЕНЕРАТОРА

Представлен анализ конструкций продольного сегментного подшипника реверсного гидрогенератора 125 МВт. В ходе обширных эксплуатационных исследований выявлено существование опасности для стабильности подшипниковых сегментов. Крепление (опора) их на системе пружин, случайно имеющих различную жесткость, приводило к возникновению момента, наклоняющего сегмент. В крайних случаях доходило до металлического соприкосновения краев скользящих поверхностей. Для выяснения происходящего процесса предложена математическая модель, описывающая сохранение и потерю устойчивости сегмента. В АГН – Научно-техническом университете в Кракове разработано несколько альтернативных конструктивных решений модернизации формы смазочного кармана, которые были экспериментально исследованы в лаборатории кафедры конструкции и эксплуатации машин. Их целью было определение параметров гидростатической масляной пленки.

Турбины и генераторы гидроэлектростанций обычно монтируются на подшипниках скольжения, работающих в условиях жидкостного трения. Анализ и исследование конструкции подшипниковой опоры такого узла на одной из гидроэлектростанций представлены в данной статье. Исследования проводились в лабораторных условиях, а также на работающем гидрогенераторе. Быстрота приведения электростанции в рабочее состояние – 180 с, квалифицируют ее так же, как средство быстрого реагирования на изменяющуюся ситуацию в системе. Те же самые узлы могут работать как в системе «двигатель–насос», так и в системе «турбина–генератор». Трудные условия работы и высокие требования были причиной возникновения эксплуатационных проблем. Представленные здесь исследования являются частью более широкой программы, реализованной в лабораторных условиях и на работающем гидрогенераторе [1].

Несущий подшипник реверсного гидрогенератора 125 MW должен обеспечить хорошие условия работы как в режиме насоса, так и в режиме генератора при скорости вращения 600 об/мин. При установившейся скорости смазка подшипника осуществляется гидродинамическим способом, в то время как при скорости от 0 до 150 об/мин (до 25% номинальной скорости), т.е. при разгоне и торможении гидрогенератора, подшипник дополнительно смазывается гидростатически.

Рассматриваемый подшипник имеет шестнадцать кессонных плит, на которых опирается

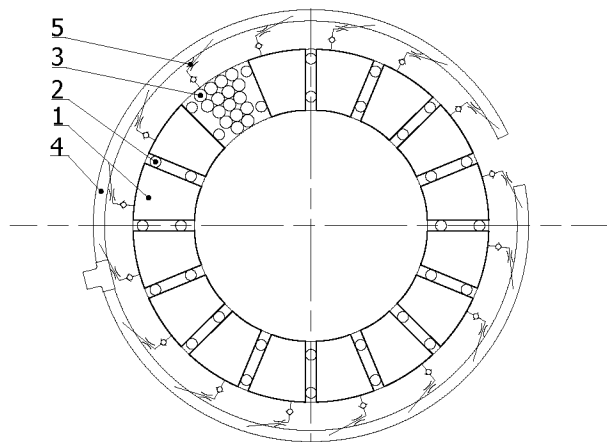


Рис. 1. Схема осевого подшипника гидрогенератора:
1 – подшипниковый сегмент, 2 – разделительный штифт,
3 – пружинный узел, 4 – питающая трубка, 5 – дроссель

вращающийся диск, связанный с вертикальным валом посредством несущей втулки. Каждая кессонная плита опирается на шестнадцать винтовых пружин, благодаря чему она может отклоняться под действием давления масляного гидродинамического клина, возникающего во время работы подшипника. Подшипник целиком погружен в масло в масляной ванне. Гидростатическая смазка заключается в том, что в зазоры между поверхностями кессонных плит и поверхностью вращающегося диска под давлением около 7,5 МПа подается масло, которое создает пленку, разделяющую эти поверхности. Масло подается в смазочные карманы, имеющиеся на рабочих поверхностях кессонных плит, в объеме около 1,9 л/мин на один карман.

Формулировка исследовательской проблемы. Обеспечение минимальной аварийности турбинных узлов гидроэлектростанции является существенной задачей. Ограничение количества аварий и разработка более совершенных технических решений требуют реализации соответствующей исследовательской программы [2]. Такие исследования могут быть реализованы в виде:

эксплуатационных исследований турбинного узла во время его работы;

стендовых испытаний выбранных ответственных узлов на специально разработанных измерительных установках.

На рис. 2 представлена измерительная система, которая использовалась для непрерывной регистрации основных рабочих параметров рассматриваемого подшипника гидрогенератора.

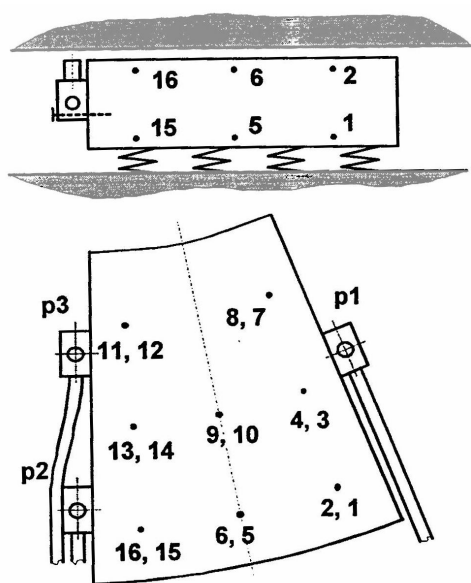


Рис. 2. Расположение датчиков на сегменте гидрогенераторного подшипника: p1, p2, p3 – датчик положения для измерения толщины масляной пленки, 1–16 – термопары

В результате широких эксплуатационных исследований отмечено существование опасности потери устойчивости подшипниковых сегментов. Их закрепление на совокупности пружин со случайным разбросом жесткости вызывало возникновение в сегменте опрокидывающего момента, что приводило даже к металлическому контакту взаимодействующих скользящих поверхностей. Поэтому первое, что было сделано, это определение жесткости каждой из 256 пружин и

такое их размещение, при котором гарантируется стабильная работа подшипника. Периодически во время ремонтных работ такие исследования повторяются и получаемые эффекты являются в значительной степени удовлетворительными.

В лаборатории Краковской горно-металлургической академии проведено исследование, заключающееся в том, что модель сегмента осевого подшипника скольжения, работающего в условиях гидростатической смазки, нагружалась силой, прилагаемой в различных пунктах сегмента. Опыт имитировал ситуацию, при которой сегмент нагружен силой, направление которой не совпадает с направлением выталкивающей силы. Отмечено, что перемещение точки приложения нагрузочной силы в определенной зоне вокруг геометрического центра сегмента вызывает только незначительное отклонение сегмента. Однако приложение силы за пределами этой, найденной опытным путем зоны вызывают резкое отклонение сегмента и контакт его ребра с взаимодействующей поверхностью [5].

Процесс поведения и потери устойчивости сегмента осевого подшипника можно объяснить ниже представленной моделью. Нагружение сегмента силой G вызывает возникновение определенного распределения давления $p(x,y)$ в масляной пленке. Распределение давления зависит от геометрии системы и физических параметров прохождения масла через смазочный зазор. Это распределение давления приводит к возникновению выталкивающей силы W_F , уравновешивающей нагрузку G :

$$W_F = \int_A p dA = G,$$

где p – функция распределения давления; dA – элемент поверхности сегмента.

Если сила G приложена в геометрическом центре сегмента, то система находится в равновесии. Тогда взаимодействующие поверхности параллельны (рис. 3, а). При перемещении силы G сегмент наклоняется, что вызывает изменение распределения давления и, как следствие, перемещение точки приложения выталкивающей силы. Если распределение давления известно, то можно определить координаты пункта приложения выталкивающей силы:

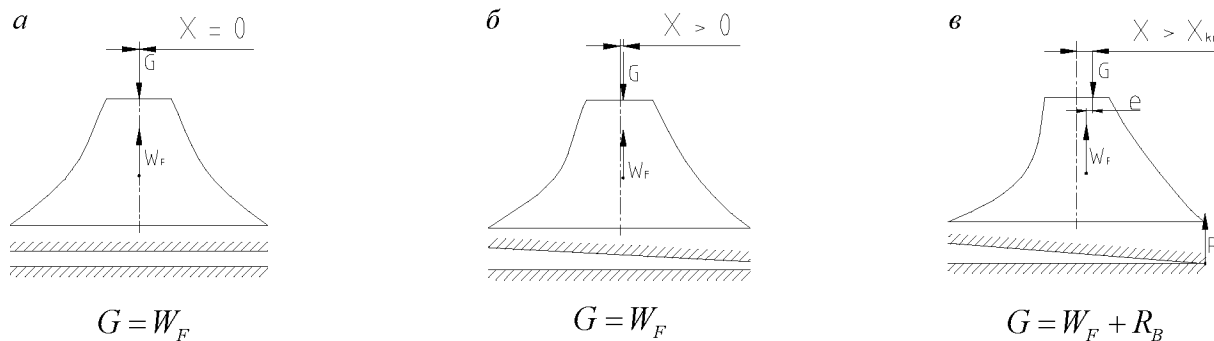


Рис. 3. Иллюстрация поведения и потери устойчивости гидростатической масляной пленки при изменении положения нагрузки: G – нагрузка, W_F – гидростатическая выталкивающая сила, X – смещение пункта приложения нагрузки относительно геометрического центра системы; e – плечо действия пары сил G и W_F ; R_B – механическая реакция на стыке двух поверхностей

$$x_c = \frac{S_{oY}}{W_F}, \quad y_c = \frac{S_{oX}}{W_F},$$

где S_{oY} , S_{oX} – статические моменты тела, представляющего распределение давления относительно осей системы координат:

$$S_{oX} = \int x \cdot p(x, y) dy, \quad S_{oY} = \int y \cdot p(x, y) dx.$$

Система остается в равновесии до тех пор, пока силы G и W_F действуют вдоль одной линии (рис. 3, б). За границей некоторой зоны, в которой это условие выполняется, отклонение сегмента, вызванное перемещением нагрузки, приводит только к незначительному изменению распределения давления и, следовательно, к незначительному перемещению точки приложения выталкивающей силы. В случае, когда перемещение силы W_F меньше, чем перемещение силы G , пара этих сил создает момент, который приводит к дальнейшему отклонению сегмента, вплоть до появления его контакта с взаимодействующей поверхностью (рис. 3, в).

Известная и описанная в литературе конструкция смазочного кармана в форме перстневой канавки отличается простотой и легкостью изготовления. Однако такая конструкция не является оптимальной для подшипника в гидродинамическом режиме его работы. Поэтому в горно-металлургической академии разработано несколько альтернативных конструкторских решений, оформленных в виде патентных заявок [3, 4]. Новые решения в основном касаются модернизации формы смазочного кармана.

3. Исследование параметров гидроста-

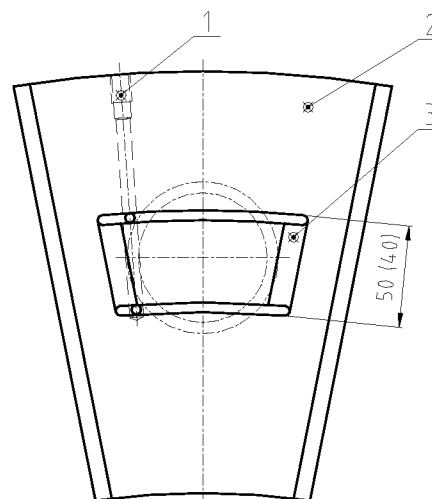


Рис. 4. Новая конструкция сегмента осевого подшипника гидрогенератора. 1 – поверхность скольжения сегмента, 2 – питающий канал, 3 – смазочный карман

тической смазочной пленки. Исследование параметров гидростатической смазочной пленки в сегментах с применяемыми и модернизированными смазочными карманами проведено в лаборатории на кафедре «Конструкция и эксплуатация машин». Во время исследований проводилась регистрация:

- рабочего давления подаваемого масла;
- толщины гидростатической масляной пленки.

Исследования проведены при нагрузках сегмента силой: 125, 150 и 180 kN, что соответствует нагрузке целого подшипника силой: 2000, 2400 и 2880 kN.

Для исследований использовалось турбинное масло TU-46, динамическая вязкость которого при температуре 20 °C составляет 0,1235 Pa s. Результаты исследований представлены в табл.

Результаты исследований параметров гидростатической смазочной пленки

Нагрузка kN	Давление масла, МПа		Πξλωθνύ μύρηλ.β'ξι ολεγκθ, μm	
	$Q_1 = 0,002 \text{ m}^3/\text{min}$	$Q_2 = 0,0034 \text{ m}^3/\text{min}$	$Q_1 = 0,002 \text{ m}^3/\text{min}$	$Q_2 = 0,0034 \text{ m}^3/\text{min}$
Сегмент с карманом в форме перстня диаметром 75 мм				
125	9,0	9,2	82	96
150	10,8	11,0	75	86
180	12,9	13,1	70	80
Сегмент с карманом в форме отрезка перстня шириной 50 мм				
125	9,3	19,5	80	93
150	11,3	11,5	75	88
180	13,6	13,8	70	80
Сегмент с карманом в форме отрезка перстня шириной 40 мм				
125	10,1	10,2	84	105
150	12,2	12,3	75	90
180	14,7	14,9	68	75

При некоторых экспериментах анализировалось также влияние расстояния между питающими смазочный карман каналами, выполненными в виде отрезков перстня, на устойчивость сегмента [4]. Сравнивались решения: с карманом в форме перстня диаметром 75 мм и с карманом в форме отрезка перстня шириной 75 мм.

Устойчивость сегмента с перстневым карманом в тангенциальном направлении была обеспечена, когда пункт приложения нагрузки располагался не далее, чем 17 мм от геометрического центра, а сегмента с карманом в виде отрезка перстня – не далее, чем 14 мм.

Устойчивость в радиальном направлении была обеспечена, когда точка опоры располагалась не далее, чем 17 мм от геометрического центра, а сегмента с карманом в виде отрезка перстня – не далее, чем 67 мм.

Анализ представленных в табл. результатов исследований параметров гидростатической смазки сегментов с карманом в форме перстня и с карманом в форме отрезка перстня длиной 50 и 40 мм позволяет констатировать, что:

толщина гидростатической масляной пленки при интенсивности подачи масла Q_1 и Q_2 практически не изменяется, разница не превышает 5 %, что находится в границах ошибки измерений;

рабочее давление подаваемого масла при интенсивности подачи Q_1 и Q_2 , в случае кармана в форме отрезка перстня длиной 50 мм увеличивается на 3–5%, а при длине 40 мм – на 11–14%.

Поэтому можно сделать вывод, что новое решение, особенно при большей длине кармана в

форме отрезка перстня, дает значительное повышение устойчивости сегмента и практически не вызывает изменений параметров масляной пленки.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Bednarek K.* Oil Pressure for the Hydrostatic Lubrication of a Hydrogenerator Thrust Bearing with Different Diameters of Lubrication Pockets in Tilting Pads // *Lubrication Engineering* 1990. Vol. 47. N 1. S. 17-20.
2. *Ettles C.M., Seyler J., Bottenschein M.* Some Effects of Start-up and Shut-Down on Thrust Bearing Assemblies in Hydro-Generators. 2002 ASME/STLE International Joint Tribology Conference, Cancun. October 27-30. Mexico, 2002.
3. *Salwieski J., Bednarek K., Mika M.* Hydrostatyczne ioyysko wzdiuyne. P-354 846 UrzNed Patentowy RP.
4. *Salwieski J., Trzaskoń P.* Ooyysko noñne hydrogeneratora P-358 993 UrzNed Patentowy RP.
5. *Salwieski J., Trzaskoń P.* Ёrodek wyporu hydrostatycznego filmu olejowego i statecznoñж wychylnej piyty panwiowej w ioyysku noñnym hydrogeneratora ze zmodernizowanym sposobem hydrostatycznego smarowania // *Energetyka*. 2005. № 7. S. 449-452.

Резюме

125 МВт реверсті гидрогенератордың көлденең сегментті ішпегінің құрылымына талдау жасалған. Кең зерттеулер барысында ішпекті сегменттердің тұрақтылығына туатын қауіптің бар екені анықталды. Оларды қаттылығы әртүрлі серіппелер жүйесіне тіреу сегментті көлбейтін моментті тудырады. Кейбір жағдайларда жылжымалы беттердің шеттерінің металдық жанасуына да алып келді. Бұл процесі анықтау үшін сегменттің тұрақтылығын сақтау және жоғалтуын сипаттайтын математикалық модель ұсынылған. Краковтағы АГН ғылыми техникалық университетінде майлау шакпасының формасын модерни-

зациялаудың конструктивтік шешімдері жасалып, машиналар және құрылғылар кафедрасының лабораториясына экспериментальды зерттеуге жіберілді. Мақсаты гидростатикалық майлы қабықшаның параметрлерін анықтау.

Summary

In the paper, it is shown the analysis of the construction of reversible 125MW hydrogenerator axial pad bearing. During vast site surveys a threat to bearing pads stability has been

observed. Supporting the pads on the set of helical springs of random diversification of spring rate caused generation of a torque, tilting the pad. In extreme cases, it caused direct metallic contact of the mating sliding faces. To explain this process, a mathematical model of retaining and losing the pad stability has been developed. In the AGH – University of Science and Technology several alternative designs of the bearing pads with modified shape of the oil grooves have been developed. These new solutions have been tested in the laboratory of Department of Machine Design and Exploitation. The aim of the tests was to determine the parameters of hydrostatic oil film.