



Космынин А. В., Красильникова О. А., Гуменюк Н. С.
A.V.Kosmynin, O.A.Krasilnikova, N.S.Gumenyuk

**ОПТИМАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ УПОРНЫХ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ
ПОДШИПНИКОВ С ПРЯМОТОЧНЫМИ ЛАБИРИНТНЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ**

**THE OPTIMUM DESIGN OF GAS STATIC THRUST BEARINGS WITH
STRAIGHT-THROUGH LABYRINTH SEALS**

Космынин Александр Витальевич – доктор технических наук, профессор, декан факультета энергетики, транспорта и морских технологий Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 8(4217)53-41-91. E-mail: avkosm@knastu.ru.

Mr. Alexander V. Kosmynin – Doctor in Engineering, Professor, Head of the Department of Power Engineering, Transport and Marine Technologies of the Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Komsomolsk-on-Amur), phone: 8(4217)534191. E-mail: avkosm@knastu.ru.

Красильникова Ольга Алексеевна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Кораблестроение» Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 8(4217)54-30-74. E-mail: faks@knastu.ru.

Ms. Olga A. Krasilnikova – PhD in Engineering, Associate Professor at the Department of Shipbuilding Technology of the Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Komsomolsk-on-Amur), phone: 8(4217)543074. E-mail: faks@knastu.ru.

Гуменюк Надежда Сергеевна – старший преподаватель кафедры «Кораблестроение» Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 8(4217)54-30-74. E-mail: faks@knastu.ru.

Ms. Nadezhda S. Gumenyuk – Senior Lecturer at the Department of Shipbuilding Technology of the Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Komsomolsk-on-Amur), phone: 8(4217)543074. E-mail: faks@knastu.ru.

Аннотация. Представлены результаты экспериментальных исследований по определению оптимальной конструкции упорных газостатических подшипников (УГСП) с лабиринтным уплотнением рабочей поверхности, которые по сравнению с гладкощелевыми УГСП способны обеспечить более высокие эксплуатационные показатели при сравнительно невысоком давлении наддува газа.

Summary. The paper presents the results of experimental studies with the goal of determining the optimum design for gas static bearings (SGSB) with straight-through labyrinth seals of the work surface, which in comparison with smooth-slot SGSB are capable of ensuring a better performance under a relatively low gas pressurization.

Ключевые слова: упорные газостатические подшипники, прямоточные лабиринтные уплотнения, несущая способность, относительный зазор, жесткость смазочного слоя, расход газа.

Key words: thrust gas-static bearings, straight-through labyrinth seals, load capacity, relative clearance, rigidity of lubricating film, gas flow rate.

УДК 62-229.331.621.924

Одной из проблем, связанных с широким внедрением в машиностроение УГСП, является создание подшипников с большой несущей способностью и жесткостью смазочного слоя, т.е. способных работать при повышенных осевых зазорах.

Одним из возможных путей решения этой проблемы является уплотнение рабочей поверхности УГСП кольцевыми лабиринтами. Ранее исследование таких опор было выполнено в Николаевском кораблестроительном институте группой ученых под руководством

Н.П. Седько [1; 2]. Исследованиями, в частности, установлено, что наличие лабиринтных уплотнений повышает несущую способность УГСП только при абсолютном давлении наддува газа выше 0,6 МПа. Такой вывод ограничивает в большинстве случаев практическое применение рассматриваемого типа опор в высокоскоростных машинах, поскольку именно это давление является стандартным для заводской пневмосети. При этом заметим, что в течение суток оно может изменяться. Очевидно, что с целью практического применения упорных газостатических подшипников с лабиринтными уплотнениями в различных машинах необходимо проведение их дальнейшего исследования при давлении наддува газа, близком к реальному значению заводской пневмосети. Корректное решение этой задачи состоит в проведении физического эксперимента, выполненного на основе теории планирования экстремальных экспериментов.

Таким образом, цель настоящей работы – опытное определение оптимальной конструкции УГСП с лабиринтным уплотнением рабочей поверхности, которые по сравнению с гладкощелевыми УГСП способны обеспечить более высокие эксплуатационные показатели при сравнительно невысоком давлении наддува газа.

Эксперименты выполнены на трех упорных кольцевых подшипниках с прямооточным уплотнением рабочей поверхности. Конструкция подшипников показана на рис. 1.

При неизменном значении периферийного диаметра $d_3 = 150$ мм исследуемые подшипники отличались между собой втулочным диаметром d_0 , который составлял 40, 47 и 55 мм. Прямоточные лабиринтные уплотнения располагались на рабочей поверхности УГСП у втулки и на периферии. Они имели прямоугольную форму гребня и, как показано в работе [3], обеспечивали один из наиболее низких значений коэффициента расхода газа.

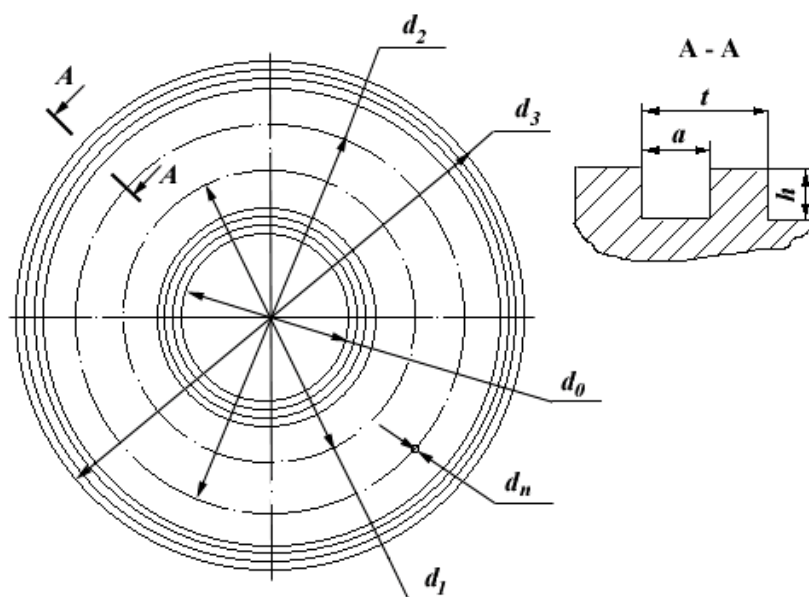


Рис. 1. Оптимизируемая конструкция УГСП с лабиринтным уплотнением

Экстремальные эксперименты выполнены на основе метода симплекс-планирования. Как и при решении любой оптимизационной задачи, для их проведения необходим критерий оптимизации, на основе которого строится функция цели, а также определение круга независимых переменных.

Стремление найти соотношение между конструктивными элементами УГСП, при котором в рабочем диапазоне изменения относительного зазора $\bar{h} = h/d_3$ отношение несущей способности подшипника Q к расходу газа G было максимальным, предопределило формирование функции цели рассматриваемой задачи в виде:

$$\text{найти } \max_{h_1} \int_{h_1}^{\bar{h}_2} Q d\bar{h} / G.$$

За независимые переменные оптимизационной задачи приняты: диаметр первого ряда питателей d_1 , диаметр второго ряда питателей d_2 , диаметр питателей d_n , количество питателей в ряду N , количество лабиринтов на периферии N_3 и у втулки N_0 , шаг лабиринтов t и расстояние между гребнями лабиринтов a . При этом равными принимались количество и диаметр питателей в первом и во втором ряду, а также шаг лабиринтов и расстояние между гребнями лабиринтных уплотнений на периферии и у втулки кольцевого подшипника.

Ограничениями решаемой задачи являются неравенства, накладываемые на значения указанных выше независимых переменных:

$$d_n \geq 0,2 \text{ мм}; d_1 > d_0; d_2 < d_3; Nd_n < \pi d_1; \\ a \geq 0,4 \text{ мм}; t - a \geq 0,3 \text{ мм}; d_3 - 2t N_3 > d_2; d_0 + 2t N_0 < d_1.$$

С целью сокращения количества экспериментов решение оптимизационной задачи проводилось в два этапа. На первом этапе решалась задача нахождения конструкции гладкощелевого подшипника, оптимизированной по четырем параметрам – диаметру первого ряда питателей d_1 , диаметру второго ряда питателей d_2 , диаметру питателей d_n и количеству питателей в ряду N . На втором этапе ставилась задача нахождения оптимальной геометрии периферийного и втулочного лабиринтных уплотнений. Независимыми переменными данной задачи являлись количество лабиринтов на периферии N_3 и у втулки N_0 , шаг лабиринтов t и расстояние между гребнями лабиринтов a .

Результаты проведения двухэтапной оптимизации элементов конструкции УГСП с прямоточными лабиринтными уплотнениями позволили получить значения восьми независимых переменных, которые представлены в табл. 1.

Таблица 1

\bar{d}_0	\bar{d}_1	\bar{d}_2	$\bar{d}_n \cdot 10^3$	$\bar{S}_n \cdot 10^3$	t/a	\bar{S}_0	\bar{S}_3
0,27	0,44	0,67	6,0	1,5	1,875	0,119	0,518
0,31	0,48	0,69	6,7	1,8	1,750	0,110	0,409
0,37	0,52	0,73	7,3	2,1	2,114	0,095	0,374

В представленной таблице: $\bar{d}_0 = d_0/d_3$ – относительный диаметр подшипника, $\bar{d}_1 = d_1/d_3$ – относительный диаметр первого ряда питателей, $\bar{d}_2 = d_2/d_3$ – относительный диаметр второго ряда питателей, $\bar{d}_n = d_n/d_3$ – относительный диаметр питателей, $\bar{S}_0 = \frac{4S_0}{\pi(d_3^2 - d_0^2)} = \frac{(d_0 + 2t N_0)^2 - d_0^2}{d_3^2 - d_0^2}$ – относительная площадь, занятая втулочным лабиринтом, $\bar{S}_3 = \frac{4S_3}{\pi(d_3^2 - d_0^2)} = \frac{d_3^2 - (d_3 - 2t N_3)^2}{d_3^2 - d_0^2}$ – относительная площадь, занятая периферийным лабиринтом, $\bar{S}_n = 2 N d_n^2 / (d_3^2 - d_0^2)$ – суммарная относительная площадь ограничителей расхода.

Отметим, что значения конструктивных элементов УГСП, как показали эксперименты, практически не зависят от величины давления наддува газа p_s , которое в опытах варьировалось от 4 до 6 ата.

На рис. 2 показана зависимость функции Q/G трех исследуемых подшипников от относительного зазора \bar{h} при относительном давлении наддува газа $\bar{p}_s = p_a / p_s$, равном $1/4$.

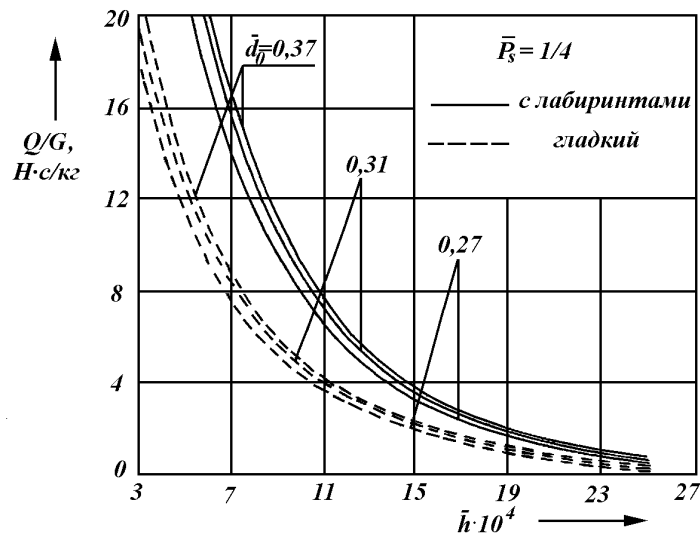


Рис. 2. Зависимость функции Q/G от зазора \bar{h} и диаметра \bar{d}_0

Из представленных графиков видно, что во всем исследуемом диапазоне изменения относительного зазора \bar{h} подшипникам с лабиринтным уплотнением рабочей поверхности при разных значениях \bar{d}_0 соответствуют более высокие значения функции Q/G по сравнению с гладкощелевыми УГСП. При этом разница в значении функции Q/G тем больше, чем меньше относительный зазор \bar{h} . Заметим, что при $\bar{h} = const$ с ростом относительного диаметра подшипника \bar{d}_0 увеличивается и отношение Q/G . Это наблюдается как у гладкощелевых подшипников, так и у подшипников с лабиринтными уплотнениями.

Зависимость коэффициентов несущей способности C_Q исследуемых подшипников от относительного зазора \bar{h} показана на рис. 3.

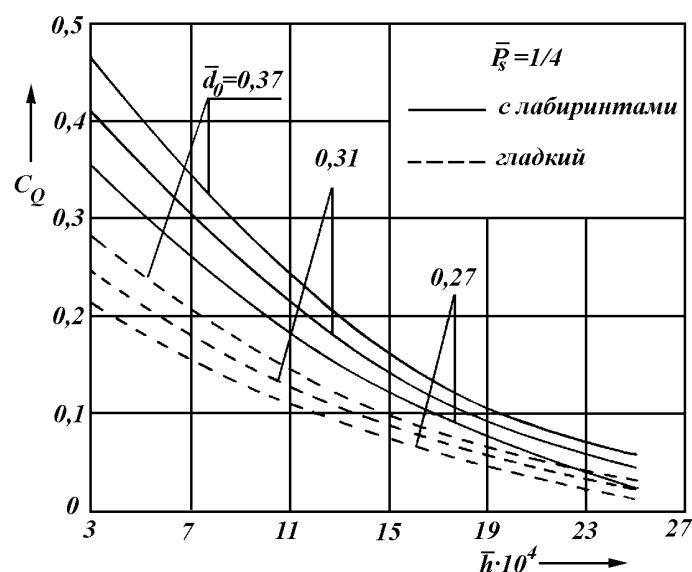


Рис. 3. Зависимость коэффициента несущей способности C_Q от зазора \bar{h} и диаметра \bar{d}_0

Наибольшее отличие в величине коэффициента несущей способности имеет место при невысоких значениях относительного зазора \bar{h} . Так, при относительном зазоре $\bar{h} = 3 \cdot 10^{-4}$ и давлении наддува $\bar{p}_s = 1/4$ коэффициент несущей способности исследуемых УГСП с лабиринтными уплотнениями увеличивается в среднем на 65 % по сравнению с гладкощелевыми подшипниками.

В области больших зазоров, как показывают эксперименты, эффективность подшипников с лабиринтными уплотнениями практически оказывается такой же, как и у гладкощелевых УГСП.

Как видно из представленных графиков, с увеличением относительного диаметра \bar{d}_0 коэффициент несущей способности подшипников также увеличивается, что связано с более эффективным распределением давления смазки в зазоре.

На рис. 4 представлена зависимость расхода газа G , подаваемого на смазку подшипников, от зазора \bar{h} и диаметра \bar{d}_0 .

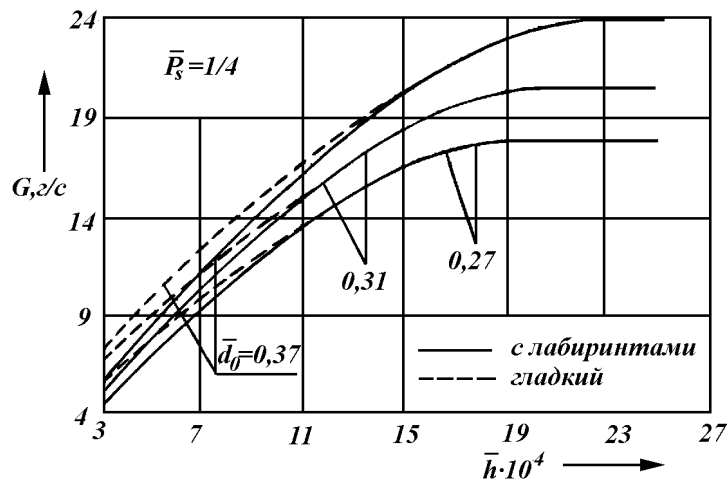


Рис. 4. Зависимость расхода газа G от зазора \bar{h} и диаметра \bar{d}_0

Наличие лабиринтных уплотнений на рабочей поверхности упорных подшипников приводит к уменьшению расхода газа в области невысоких значений относительного зазора. Подшипники с большим относительным диаметром \bar{d}_0 имеют более высокое значение расхода газа, подаваемого на смазку. Это, главным образом, связано с тем, что в результате проведения экстремального эксперимента они имеют наибольшее значение суммарной относительной площади питателей \bar{S}_n . Кроме этого их второй ряд наддува располагается ближе к периферии подшипника, вследствие чего они имеют меньшее сопротивление движению смазки по сравнению с другими исследуемыми УГСП.

Зависимость коэффициента жесткости смазочного слоя $k_s = f(\bar{h}, \bar{d}_0)$ показана на рис. 5.

Анализ представленных графиков показывает, что подшипники с лабиринтными уплотнениями обладают в целом более высокими значениями коэффициента жесткости в широком диапазоне изменения относительного зазора. При этом гладкощелевым подшипникам и УГСП с лабиринтными уплотнениями, имеющими повышенное значение относительного диаметра \bar{d}_0 , соответствует большее значение коэффициента жесткости k_s .

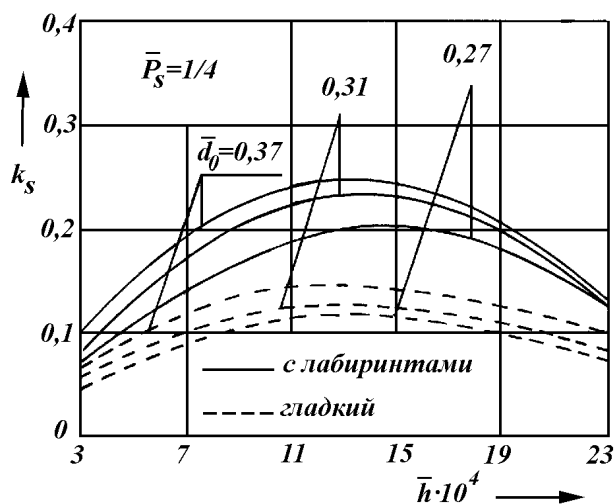


Рис. 5. Зависимость коэффициента жесткости k_s от зазора \bar{h} и диаметра \bar{d}_0

Таким образом, комплекс выполненных экспериментов показывает, что наличие лабиринтных уплотнений на рабочих поверхностях УГСП является эффективным средством повышения несущей способности опор не только при высоком давлении наддува газа, но и при давлении отвечающей величине рабочего давления заводской пневмосети.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антонов, А. М. Влияние конструктивных факторов на несущую способность кольцевых газостатических подпятников турбомашин / А. М. Антонов, Н. П. Седько // Труды НКИ, Николаев. – 1972. – № 55. – С. 28-32.
2. Седько, Н. П. Некоторые результаты экспериментального исследования газостатических двухрядных подпятников с лабиринтными канавками / Н. П. Седько, Я. Х. Сорока // Труды НКИ, Николаев. – 1971. – № 42. – С. 36-40.
3. Щегляев, А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 358 с.