

Опыт модернизации упорного подшипника с традиционной системой смазки

С. Л. Шаменко, Г. Б. Уфлянд, А. Б. Агафонов – ООО «ТурбоРеф Инжиниринг»
А. В. Рузанов – АО «Минудобрения»

За счет модернизации опорно-упорного подшипника удалось сократить расход смазки, на стационарном режиме ~25 % (~50 л/мин) при заметном снижении исходного уровня температуры металла рабочих упорных колодок (в среднем на 5...7 °С). Важно отметить достигнутое в результате модернизации снижение потерь мощности в упорной части подшипника – более чем на треть.

In brief

Experience in upgrading a thrust bearing with a traditional lubrication system

Due to the modernization of the thrust bearing, it was possible to reduce the lubricant consumption in the stationary mode required by ~ 25 % (~50 l/min) with a noticeable decrease in the initial temperature level of the metal of the working thrust pads (on average by 5...7 °C). It is important to note the reduction in power losses in the thrust part of the bearing achieved as a result of modernization – by more than a third.

Как известно, организация смазки в упорном подшипнике скольжения сегментного типа в значительной степени определяет его эффективность и надежность. В современных «фирменных» упорных подшипниках скольжения для высокооборотных агрегатов, как правило, применяют так называемую локальную, направленную смазку упорных колодок и сухой маслокартер.

Эффективность данных способов организации смазки упорных колодок давно доказана как теоретически, так и экспериментально [1 – 3, 6]. Вместе с тем, в большинстве стационарных турбокомпрессорных агрегатов отечественной разработки, находящихся в эксплуатации на промышленных предприятиях и в энергетике, применяются упорные подшипники традиционных конструкций середины прошлого века, в которых смазка колодок осуществляется в масляной ванне.

Упорные подшипники, снабженные традиционной системой смазки, часто имеют ряд существенных недостатков, снижающих эффективность и надежность оборудования. Среди основных недостатков нужно отметить следующие [4, 5]:

- повышенные потери мощности на трение упорного диска и перемешивание смазки в маслокартере;
- неравномерное и ограниченное снабжение рабочих колодок свежей смазкой;
- значительный перенос «горячей» смазки на упорном диске от колодки к колодке.

Однако модернизация системы смазки традиционных упорных подшипников серийных агрегатов, находящихся в эксплуатации, несмотря на ее очевидную эффективность, производится крайне редко.

В рамках реализации проекта, компаниями «ТурбоРеф Инжиниринг» и «Минудобрения» выполнены специальные расчеты, разработана конструкторская и ремонтная документация. Были изготовлены комплектующие для модернизации системы смазки типового вкладыша опорно-упорного подшипника (ОУП) для ротора с диаметром шейки 175 мм и номинальной частотой вращения до 5200 об/мин, который массово применяется в газоперекачивающих, энергетических и технологических агрегатах разработки и производства АО «Невский завод». (рис. 1)

В статье кратко изложены принципы модернизации упорной части вкладыша, результаты испытаний и опытно-промышленной эксплуатации модернизированного подшипника.



Рис. 1.

Модернизированный вкладыш ОУП.

Монтаж упорных колодок нижней половины подшипника

Основой модернизации является применение локальной направленной смазки рабочих поверхностей колодок при свободном сливе из картера. Также принципиально важно использовать штатный корпус опорно-упорного вкладыша после выполнения незначительной механической доработки. При этом допускается использование штатного (исправного) комплекта упорных колодок. Исходные параметры смазки на подаче к подшипнику (давление, температура, качество фильтрации и др.) сохраняются, но при существенном снижении потребного расхода.

В специальный комплект для модернизации вкладыша входят новые установочные полукольца, форсунки, мелкий крепеж и герметизирующие материалы.

Главным объектом модернизации был выбран штатный опорно-упорный подшипник диаметром 175 мм ротора ТВД технологического агрегата ГТТ-12, задействованного в производстве азотной кислоты на предприятии «Минудобрения», г. Россошь.

Модернизация подшипника проведена в ходе остановочного ремонта агрегата в 2022 году. Доработка корпуса вкладыша подшипника и монтаж комплекта для модернизации выполнены на производственной площадке силами ремонтной службы предприятия под авторским надзором разработчиков.

В комплект модернизации дополнительно включен полнопроходный поворотный шаровой кран на трубе подачи смазки к подшипнику, предназначенный для настройки системы и проведения сдаточных испытаний на агрегате. Была разработана специальная программа и методика испытаний модернизированного ОУП с целью расчетно-экспериментальной оценки расхода смазки.

В ходе испытаний контролировались все основные параметры вкладыша подшипника на пусковом и стационарном режиме работы. Регулирование расхода на стационарном режиме осуществлялось за счет поворота крана от положения полного открытия (угол поворота 0 гр.) до прикрытия на угол поворота 50 гр., при котором было подтверждено достижение проектного сокращения расхода смазки и принято решение о завершении испытаний.

На рис. 2 представлены показания штатных термопар (установленных на рабочих упорных колодках нижней половины вкладыша слева и справа от оси ротора) в зависимости от угла прикрытия крана на стационарном режиме.

Устойчивый рост температуры металла рабочих колодок зафиксирован лишь при угле

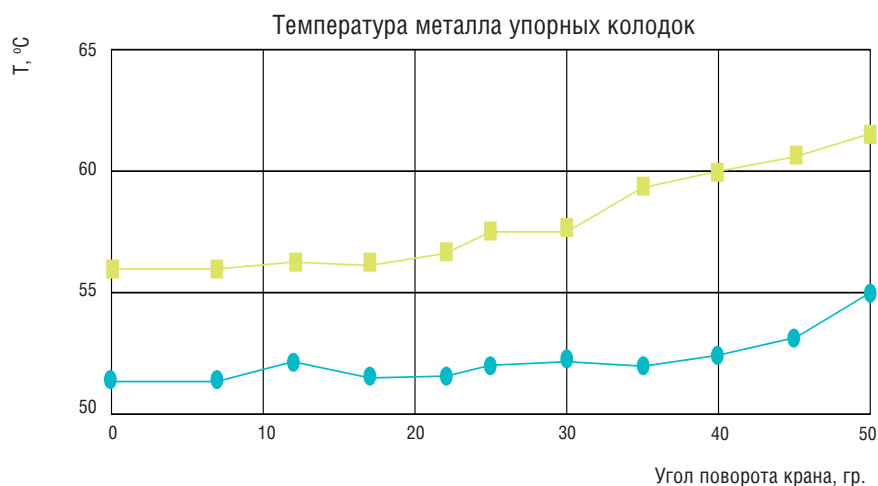


Рис. 2.

Экспериментальная зависимость температуры металла рабочих упорных колодок от угла прикрытия шарового крана на подаче смазки

прикрытия крана более 30...35 градусов. Следует отметить качественно схожий характер прироста температуры, зафиксированный обеими контрольными термопарами. Важно подчеркнуть, что прикрытие крана (в испытанном диапазоне) практически не повлияло на температуру металла как установочных колодок, так и опорной части модернизированного ОУП, что подтверждает надежность всей системы смазки вкладыша после модернизации.

По результатам испытаний модернизированного ОУП ротора ТВД ГТТ-12 сокращение расхода смазки (относительно исходного значения для подшипника на стационарном режиме) оценивается в -25 % (на -50 л/мин) при заметном снижении уровня температуры металла рабочих упорных колодок (в среднем на 5...7 °C).

На основании результатов испытаний с учетом данных из [6, 7] выполнена экспертная оценка снижения потерь мощности в упорной части вкладыша за счет модернизации, которая составила не менее $\Delta N_{\text{тр}} = 17...20$ кВт.

После завершения сдаточных испытаний ОУП был подготовлен к штатной эксплуатации: поворотный кран на магистрали смазки демонтирован и заменен постоянной дроссельной шайбой (соответствующего гидравлического сопротивления).

Эксплуатация модернизированного вкладыша в составе турбокомпрессорного агрегата длилась более года — до очередной ревизии. Осмотр вкладыша, произведенный в ходе ревизии, подтвердил штатное состояние рабочих поверхностей колодок и упорного диска ротора. В настоящее время эксплуатация модернизированного опорно-упорного подшипника продолжается в штатном режиме.

Выводы

Успешно реализован пилотный проект модернизации типового вкладыша ОУП с диаметром шейки вала 175 мм, применяемого в газоперекачивающих, энергетических и технологических агрегатах разработки и производства АО «Невский завод», путем перехода на локальную, направленную смазку упорных колодок и сухой маслокартер.

Работоспособность и высокая эффективность модернизированного ОУП подтверждена сдаточными испытаниями и годичной эксплуатацией в составе агрегата.

В настоящее время в разработке находится проект модернизации аналогичного по конструкции ОУП другого типоразмера.

Таким образом, упорные подшипники скольжения серийных агрегатов с традиционной организацией системы смазки имеют хорошие перспективы для модернизации с целью существенного повышения надежности и эффективности.

Список литературы

1. Mikula A.M. A comparison of tilting pad thrust bearing lubricant supply methods. / A.M. Mikula, R.S. Gregory // *Journal of Lubrication Technology*. – 1983. – vol. 105. – pp. 39-45.
2. Bielec M. K. Paper 13: Tilting pad thrust bearings: Factors affecting performance and improvements with directed lubrication: in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* / M.K. Bielec, A.J. Leopard // *Conference Proceedings*. – 1969. – vol. 184. – №12. – pp. 93-102.
3. Herbage B.S. High efficiency fluid film thrust bearings for turbomachinery / B.S. Herbage // *Proceedings of the Sixth Turbomachinery Symposium*. – 1977. – pp. 33-38.
4. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения / М.Е. Подольский // Л.: Машиностроение, 1981. – 261 с.
5. Казанский В.Н. Системы смазывания паровых турбин / В.Н. Казанский // М.: Энергоатомиздат, 1976. – 152 с.
6. Подольский М.Е., Семериков А.В. Расчету упорных подшипников с индивидуальным подводом масла / М.Е. Подольский, А.В. Семериков // *Турбины и компрессоры*. – 2005. – №1,2 (30-31). – С. 68-70.
7. Ямпольский С.Л. О расчете и снижении потерь мощности в упорном гидродинамическом подшипнике / С.Л. Ямпольский // *Энергомашиностроение*. – 1970. – №2. – С. 40-41.