

УДК 621.822.5

**В.Н. ДОЦЕНКО¹, В.В. УСИК¹, А.С. СТРИБУЛЬ¹, А.В. ЕФИМЕНКО²,
А.Е. КОЛОМОЕЦ²**¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*²*ГП ЗМКБ «Прогресс» им. ак. А.Г. Ивченко, Украина*

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ ДОЖИМНОГО ГАЗОВОГО КОМПРЕССОРА (ДГК)

Приведены результаты опытных исследований радиальных и осевых опор скольжения гидродинамического типа с промежуточной подвижной втулкой и подвижным кольцом, предназначенных для дожимного газового компрессора. Проведены испытания указанных опор в диапазоне частот вращения от 0 до 40000 об/мин и при нагрузках: радиальной - до 900Н, осевой – до 660Н. В указанном диапазоне скоростей и нагрузок выбранные подшипники обеспечивают нормальную работу испытанного узла при приемлемых температурах и амплитудах колебаний ротора.

опоры скольжения, стендовые испытания, подвижные втулка и кольцо, газовый компрессор

Обеспечение длительной надежной работы опор и уплотнений высокоскоростных машин обычно связывается с использованием в качестве опорных узлов таких машин подшипников скольжения различных типов, которые при высоких скоростях обладают целым рядом преимуществ по сравнению с подшипниками качения. Поэтому с целью обеспечения длительного ресурса в дожимном газовом компрессоре, который разрабатывается в ЗМКБ «Прогресс» по заказу газовой промышленности, ротор ДГК был установлен на 2-х радиальных гидродинамических подшипниках с плавающей втулкой и упорном подшипнике с плавающим кольцом [1, 2].

Совместно с сотрудниками Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» на базе ДГК была спроектирована экспериментальная установка для предварительных испытаний этих подшипников на стенде ХАИ.

Стенд, экспериментальная установка и предполагаемая методика проведения экспериментальных исследований на стенде приведены в нашей работе [2].

В ходе эксперимента контролировались параметры масла на входе в подшипник – его давление $p_{вх}$ и температура $T_{вх}$, а также частота вращения ротора – n об/мин. Измерялись значения температур в левом радиальном подшипнике T_2 и правой ради-

ально-упорной опоре T_3 , а также температуры радиального (T_5) и осевого (T_1) нагружателей. В исследуемых подшипниках проводились измерения давлений в смазочном слое:

- левого (со стороны привода) радиального подшипника p_1 ;
- правого радиального подшипник p_3 ;
- осевого подпятника p_2 .

Кроме того, в файл ЭВМ записывались амплитуды колебаний ротора в горизонтальной и вертикальной плоскостях, амплитуды и частоты колебаний подвижных втулок радиальных подшипников.

Ниже приведены результаты выполненных исследований и проведен анализ полученных результатов.

Вначале были проведены испытания подшипников без нагружения их сосредоточенными силами от радиального и осевого нагружателей. На ротор действовала только центробежная сила от его неуравновешенности. Испытания проводились в течение 1 часа 13 мин. при ступенчато возрастающей частоте вращения ротора. В данном случае практически удалось выйти на расчетные обороты – до 39000 об/мин. (рис. 1), хотя было отмечено весьма значительное повышение температуры, особенно в осевом нагружателе – до 220 °С. Температуры радиального и осевого подшипников достигли соответ-

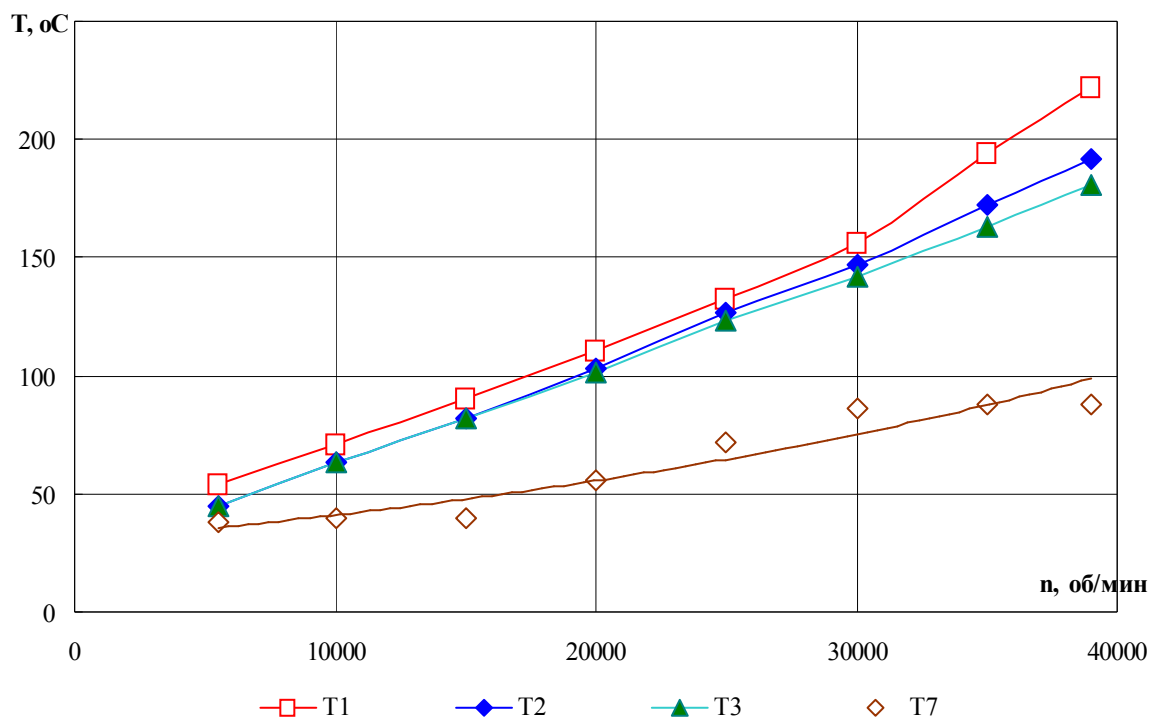


Рис. 1. Зависимость температуры осевого нагружателя T1, радиального и осевого подшипников T2, T3 и температуры масла в баке T7 от частоты вращения ротора

венно 192 и 181 °C. Вместе с тем следует отметить, что наблюдался и рост температуры масла в баке, которая достигла почти 100 °C. После разборки узла и осмотра рабочих поверхностей оказалось, что имел место незначительный износ плавающей втулки радиального подшипника, связанный, очевидно, с недостаточной очисткой масла, а также небольшой износ поверхностей осевого нагружателя.

После проведения этого этапа испытаний были сделаны следующие выводы.

1. Испытуемые подшипники могут нормально работать при частотах вращения, близких к расчетным. Неустойчивых режимов движения, имеющих место при работе высокоскоростных роторов, установленных на подшипниках скольжения, в данном случае не наблюдалось.

2. Необходимо доработать узел радиального нагружателя – установить новые подшипники с уменьшенным внутренним диаметром 45 мм (чтобы повысить их быстроходность) и, кроме того,

обеспечить минимальный натяг по внутреннему кольцу подшипника.

3. Следует установить дополнительный фильтр в магистрали подвода масла в подшипники.

В дальнейшем были установлены новые подшипники качения радиального нагружателя, в систему питания был вмонтирован теплообменник с дополнительным фильтром очистки масла. Кроме того, на сливе из установки был установлен турбинный расходомер, измеряющий суммарный расход масла.

После указанных доработок испытания были продолжены. Испытания проводились, как было предусмотрено в программе испытаний, сначала с одной радиальной нагрузкой, затем – при действии только осевой нагрузкой, и в конце – при совместном действии радиальной и осевой нагрузок. Нагрузка в процессе испытаний изменялась ступенчато – с ростом частоты вращения ротора нагрузка увеличивалась. При 5000 об/мин радиальная нагрузка составляла 150 Н, затем при увеличении частоты

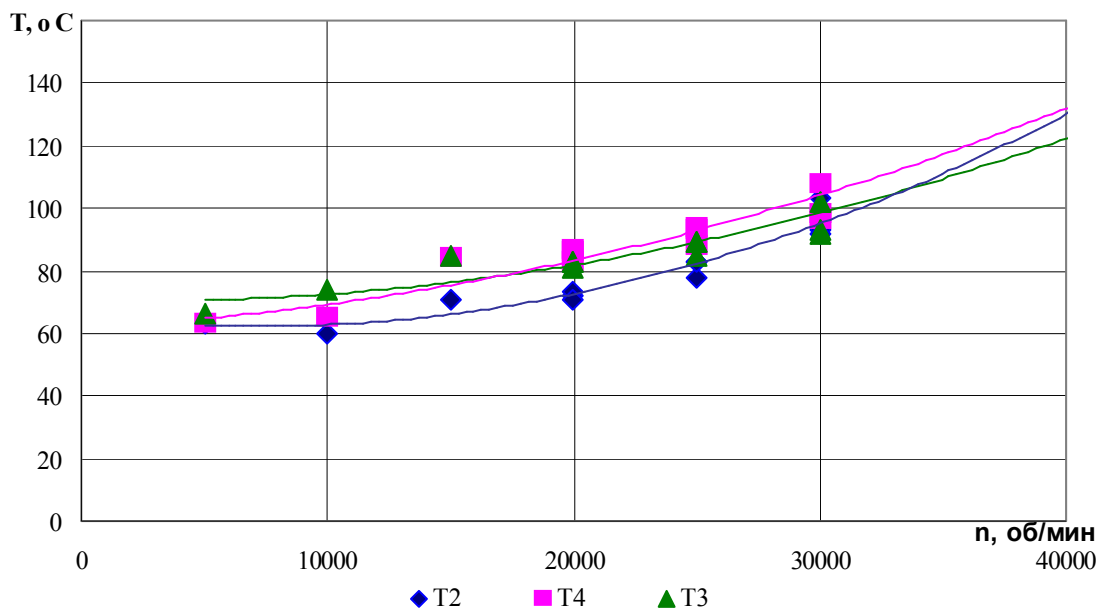


Рис. 2. Зависимость температур подшипников от частоты вращения вала при действии радиальной нагрузки

вращения на каждые 5000 об/мин нагрузка возрастала на 150 Н.

Температура масла в баке с помощью теплообменника (изменения расхода воды) поддерживалась на уровне 40 °C (39 – 42 °C).

В качестве основного параметра, характеризующего работу испытываемых узлов, была принята температура исследуемых подшипников.

Следует отметить, что при увеличении нагрузок, действующих на подшипники (радиальных и осевых) увеличиваются потери мощности на трение, т.е. потребная мощность привода, и поэтому выйти на более 30000 об/мин не удалось из-за недостаточной мощности привода (при превышении мощности привода срабатывал автомат защиты в системе электропитания).

Произведен анализ полученных результатов в указанном диапазоне частот вращения и при уровне действующих нагрузок – радиальной до 900 Н, осевой – до 660 Н.

На рис. 2 показаны результаты испытаний подшипников при действии радиальной нагрузки от 0 до 900 Н и осевой нагрузки, близкой к 0. Как следует из рисунка, максимальные температуры радиаль-

ных и осевых подшипников не превышают 100 °C, причем отличаются они незначительно.

При нагружении подшипников осевой нагрузкой до 450 Н (и радиальной 150Н) получены аналогичные результаты.

Наиболее интересные результаты были получены при совместном действии на испытываемые подшипники радиальной (до 600 Н) и осевой (до 660 Н) нагрузок. Изменение температур радиальных и упорного подшипников в исследуемом диапазоне от 0 до 30000 об/мин показаны на рис. 3.

Видно, что и в этом случае максимальные рабочие температуры подшипников составляют не более 90 – 110 °C. На основании имеющихся зависимостей было проведена аппроксимация полученных данных до 40000 об/мин (с помощью полиномиальных функций). Из рис. 3 видно, что ожидаемая температура рабочих поверхностей составляет 120 – 130 °C.

Приведем некоторые результаты, полученные при измерении амплитуд колебаний ротора и частоты вращения втулок. Постоянно при проведении эксперимента контролировались с помощью ЭВМ амплитуды колебаний ротора и втулок, а также соотношения частот вращения ротора и втулок.

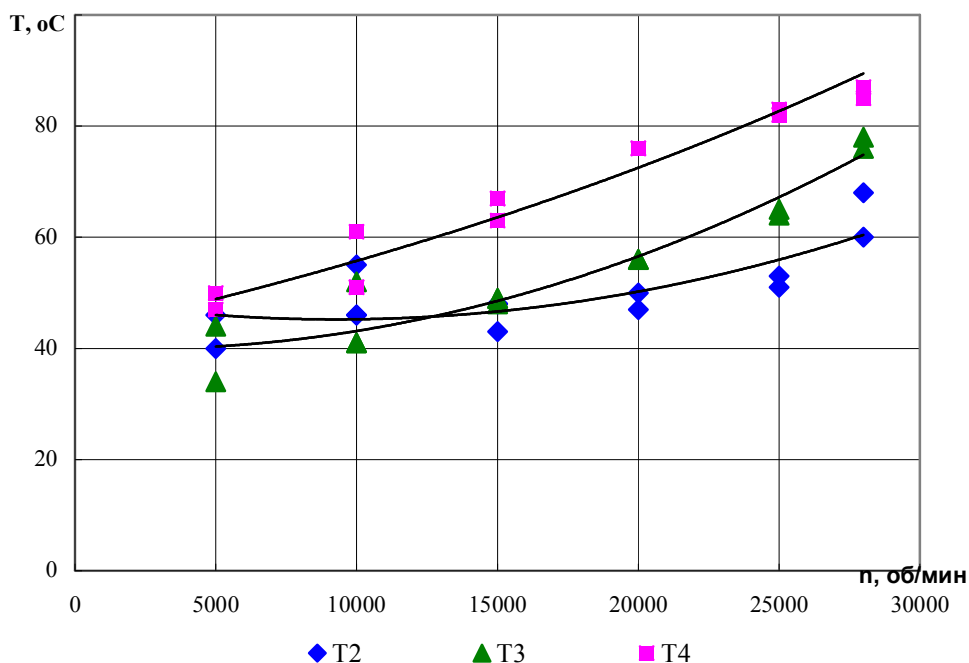


Рис. 3. Зависимость температуры испытуемых подшипников от частоты вращения ротора при совместном действии радиальной и осевой нагрузок

Перед началом эксперимента была проведена тарировка индуктивных датчиков, при которой были установлены соответствия между перемещениями ротора и сигналом, выводимым на дисплей ЭВМ и записываемым в компьютерные файлы. Полученные результаты были близки к линейным.

На рис. 4 и 5 показаны траектории движения ротора при различных частотах его вращения.

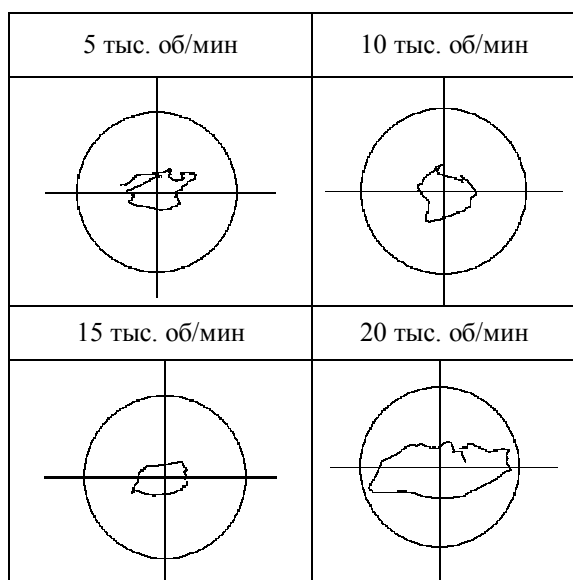


Рис. 4. Траектории движения ротора (1 оборот)

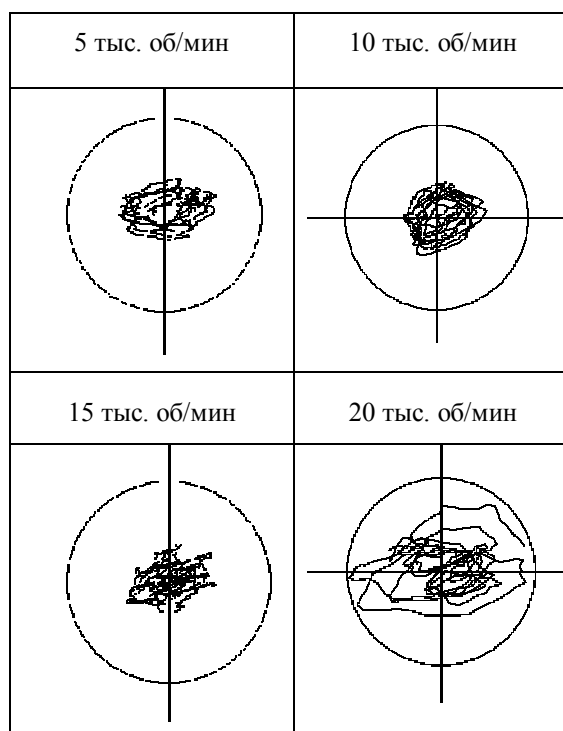


Рис. 5. Траектории движения ротора (10 оборотов)

На рис. 4 показаны траектории, соответствующие одному обороту ротора, на рис. 5 – десяти оборотам. На каждом графике приведена окружность с радиусом, соответствующим 100 мкм, что меньше фактического радиального зазора в подшипнике.

Частота вращения левой втулки (с кольцами по наружной поверхности) составляла примерно 1/10 от частоты вращения вала (рис. 6). Причем начало относительного вращения втулки происходило при определенных оборотах, когда момент трения в смазочном слое между валом и внутренней поверхностью втулки оказывался достаточным для начала ее вращения. Частоту вращения правой втулки определить не удалось из-за плохого сигнала.

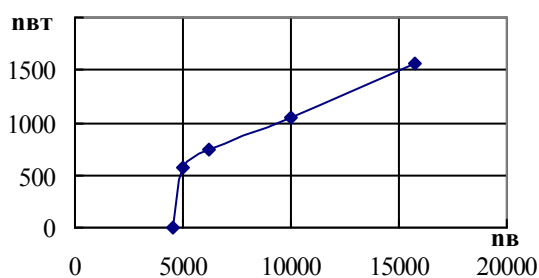


Рис. 6. Зависимость частоты оборотов втулки от оборотов вала

Выводы

1. Разработанные подшипники обеспечивают устойчивую работу высокоскоростного ротора компрессора во всем диапазоне частот вращения ротора от 0 до 40000 об/мин. Неустойчивых режимов движения ротора, характерных для высокоскоростных роторов, установленных на подшипниках скольжения, не наблюдалось. Таким образом, выбор в качестве опор ротора подшипников с промежуточными подвижными элементами гидродинамического типа оправдан, так как испытания подтвердили их высокие динамические характеристики.

2. При обеспечении рабочей температуры масла, подаваемого в подшипнике, на уровне 40 °С, рабочие температуры подшипников не превышают 120 – 130 °С, что является приемлемым уровнем температуры как для масла, так и для подшипников.

3. Подшипники обеспечивают нормальное восприятие рабочих нагрузок в требуемом диапазоне рабочих режимов, не наблюдается касание (непосредственный контакт) рабочих поверхностей. Это подтверждается приемлемым уровнем температуры подшипников, амплитудами колебаний ротора установки, которые происходят в пределах радиального зазора, а также осмотром рабочих поверхностей после испытаний.

4. Втулки радиальных подшипников вращаются с промежуточной скоростью (от 0 до n_b), зависящей от соотношения моментов трения во внутреннем и наружном смазочных слоях.

В целом проведенные испытания подтвердили правильность выбора типа и размеров радиальных и осевого подшипников скольжения в качестве опор ДГК и показали их работоспособность в требуемом диапазоне нагрузок и частот вращения.

Литература

1. Орлов В.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн.2. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 574 с.
2. Стенд и экспериментальная установка для испытания радиальных и осевых опор ротора дожимного газового компрессора / В.Н. Доценко, В.В. Усик, А.С. Стрибуль, А.В. Ефименко, А.Е. Коломоец // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 1. – С. 81 – 83.

Поступила в редакцию 01.06.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.С. Гапонов, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.