

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано, в частности, в турбокомпрессорах для наддува двигателей внутреннего сгорания.

Известны подшипники радиально-упорные с плавающими невращающимися моноштулками. Такой подшипник содержит обойму, закрепленную с зазором в корпусе посредством фиксатора [1]. Эти подшипники нашли широкое распространение в турбокомпрессорах. Тем не менее они постепенно вытесняются другими конструкциями подшипников, так как им присущ ряд существенных недостатков при применении их в высокооборотных машинах. Высокие разности скоростей поверхностей скольжения приводят к большим диссипативным потерям в масляных слоях, к появлению значительного насосного эффекта между торцами шайб ротора и упорными поверхностями подшипника, а значит к возможности кавитации масла, которая отрицательно сказывается на виброустойчивости и износостойкости поверхностей скольжения подшипника. Технологический разброс отклонений опорных поверхностей подшипника от круглости не устраняется в процессе приработки и становится одной из причин вибрации ротора.

Задачей изобретения является повышение несущей способности и надежности радиально-упорного подшипника путем создания двух масляных слоев между первоначальными поверхностями скольжения ротора и обоймой подшипника, что обеспечивает устранение кавитации масла в торцевых зазорах подшипника и повышение демпфирующей способности подшипника.

Указанная задача решается тем, что с обеих сторон на концах обоймы установлены с зазором опорно-упорные втулки, при этом обойма размещена с зазором в корпусе и закреплена от осевого перемещения фиксатором.

Для нормальной продолжительной работы быстроходных подшипников необходимо прокачивать значительное количество масла, чтобы отводить тепло трения. Требуемый для охлаждения расход масла прокачивается по маслораспределительным канавкам, выполненным на внутренних опорных и упорных поверхностях скольжения обоймы и опорно-упорных втулок. В связи с уменьшением относительной скорости скольжения между каждой парой поверхностей скольжения, в частности, между опорными шейками вала и опорно-упорной втулкой, снижается уровень механических потерь в рабочих зазорах. В свою очередь снижение потерь механической энергии вызывает меньший рост температуры смазочного масла в рабочих зазорах предлагаемого подшипника. Малая инерционность опорно-упорных втулок облегчает установление равномерных по окружности торцевых зазоров, а меньшая напряженность вязких сил вызывает меньшую закрутку масляных слоев. В результате в торцевых зазорах наблюдается меньший насосный эффект и, соответственно, позже возникает кавитация масла. Повышение демпфирующих свойств предлагаемого радиально-упорного подшипника достигается наличием двух масляных слоев в осевом и радиальном направлениях, а также увеличением роли вязких сил в динамике масляных слоев при уменьшении числа Рейнольдса за счет уменьшения относительных скоростей поверхностей скольжения и увеличения коэффициента кинематической вязкости масла.

Таким образом, предлагаемый радиально-

упорный подшипник сочетает основные преимущества подшипников с вращающимися втулками и с плавающей невращающейся моноштулкой, при этом экономится дорогостоящий материал, идущий на изготовление опорно-упорных втулок, возможна работа при больших значениях остаточного дисбаланса ротора, существенно снижается уровень вибрации турбокомпрессоров. Отмеченные свойства опорно-упорного подшипника должны повышать надежность работы турбокомпрессоров, так как в процессе их эксплуатации имеет место увеличение дисбаланса ротора вследствие изменений в материале колеса турбины.

На чертеже (фиг.) представлен продольный разрез радиально-упорного подшипника.

Радиально-упорный подшипник содержит обойму 1 с поверхностями скольжения А и Б, установленную с зазором в корпусе 2 и закрепленную от осевого перемещения посредством фиксатора 3, в которой с обеих сторон на концах установлены с зазором опорно-упорные втулки 4 с поверхностями скольжения В, Г, Д, Е. Цилиндрический хвостовик фиксатора 3 входит в отверстие корпуса 2 и с зазором в отверстие обоймы. Осевой канал в фиксаторе 3 служит для подвода масла под давлением во внутреннюю полость подшипника.

Поверхности скольжения А, Б, В, Г, Д, Е, опорные шейки вала Ж, и торцы ротора И, К, образуют рабочие зазоры, заполненные маслом.

Предлагаемый подшипник исследовался на двух типах турбокомпрессоров ТКР 8,5 и ТКР 11 с целью определения его демпфирующих свойств, вибростойкости и величины потерь на трение. В выполненных опытных подшипниках на опорных внутренних поверхностях обоймы и опорно-упорных втулках выполнялись осевые или винтовые маслораспределительные канавки, а на упорных поверхностях - радиальные канавки с симметричными скосами.

При вращении ротора турбокомпрессора гидродинамическая несущая сила возникает одновременно во внутренних и во внешних рабочих зазорах как в цилиндрических частях подшипника, так и торцевых. Частота вращения опорно-упорных втулок относительно вала определяется соотношением их внутреннего и наружного диаметров, а также равенством моментов сил трения на их поверхностях.

Опытным путем установлено, что предлагаемый подшипник в сравнении с подшипником с плавающей невращающейся моноштулкой обладает следующими преимуществами:

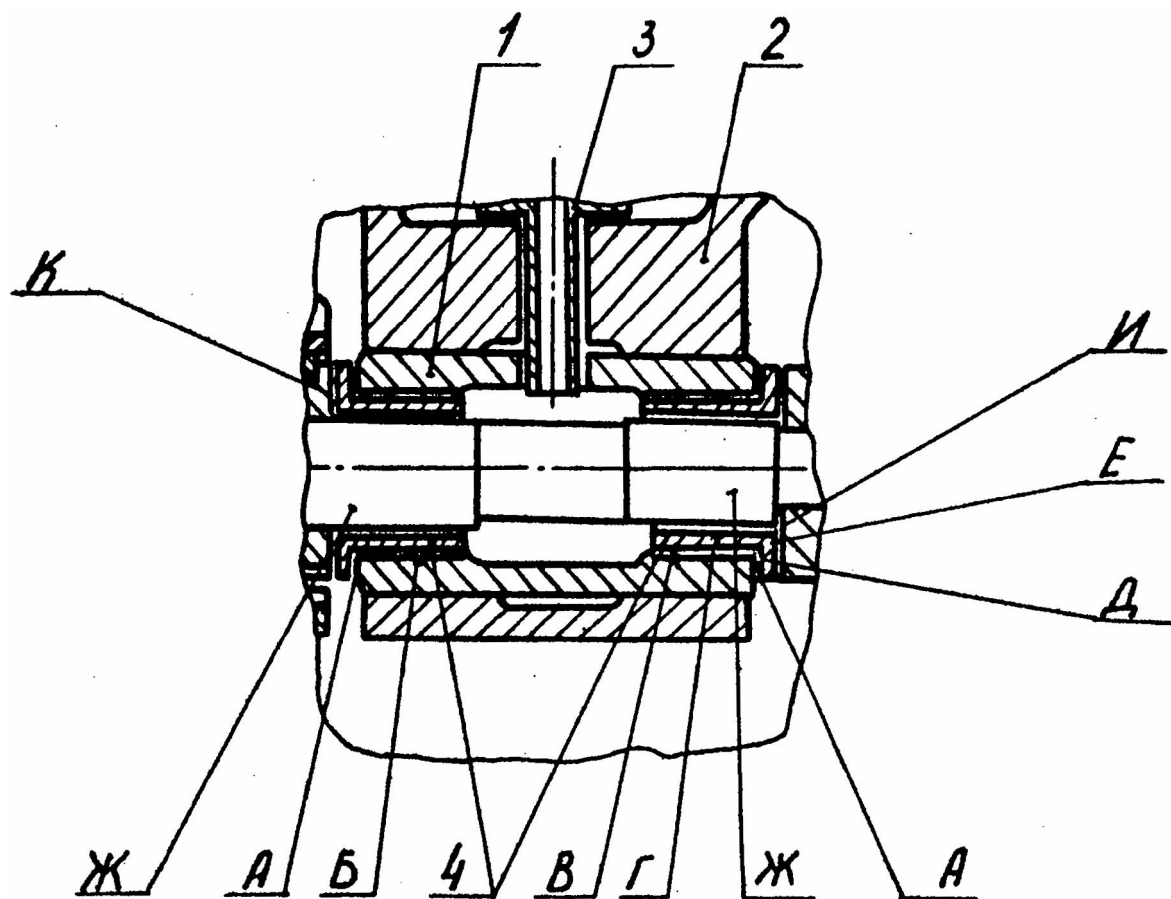
- пониженное тепловыделение и насосный эффект;

- равномерный износ по окружности, обеспечивающий сохранение цилиндрической формы втулок при приработке;

- увеличенная надежность работы;

- повышенная виброустойчивость;

- повышенная амортизация радиальных и осевых смещений вала под действием ударной и переменной нагрузок.



Фиг.