

Опоры для восприятия осевых сил в центробежных машинах с тяжелыми роторами

04, апрель 2013

DOI: 10.7463/0413.0543274

Блинов Д. С., Зябликов В. М., Алешин В. Ф.

УДК 621.822.5, 621.822.75

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

victorfa@mail.ru

dmitriyblinov@mail.ru

zyablikov39@mail.ru

Известно, что в абсолютном большинстве тяжелых роторных машин опорами служат подшипники скольжения. Их использование определяется следующими причинами: большая несущая способность при небольших диаметральных размерах, возможность работы при наличии ударных нагрузок, демпфирование колебаний ротора за счет масляного слоя, обеспечение работы машин при больших частотах вращения роторов, способность работать без износа в режиме жидкостной и газовой смазки, в условиях высоких температур, в агрессивных средах. Подшипники скольжения могут работать и при небольших перекосах цапф вала, связанных с погрешностями изготовления и прогибом вала.

Однако если на ротор помимо радиальной силы действует и осевая сила, то подшипники скольжения её воспринять не смогут. В этом случае для восприятия осевой силы используют подшипники качения, которые устанавливают в опоре рядом с подшипником скольжения или на свободном торце вала. Применение стандартных радиально-упорных или упорных подшипников качения не дает должного эффекта, поскольку перекося цапф вала обычно больше допустимого перекося колец подшипников, что приводит к их быстрому выходу из строя.

Чтобы устранить указанный недостаток в турбонасосных агрегатах по перекачке нефти спроектировали, изготавливают и применяют узел, ограничивающий осевое перемещение вращающегося вала с лопастями, см. рис. 1.

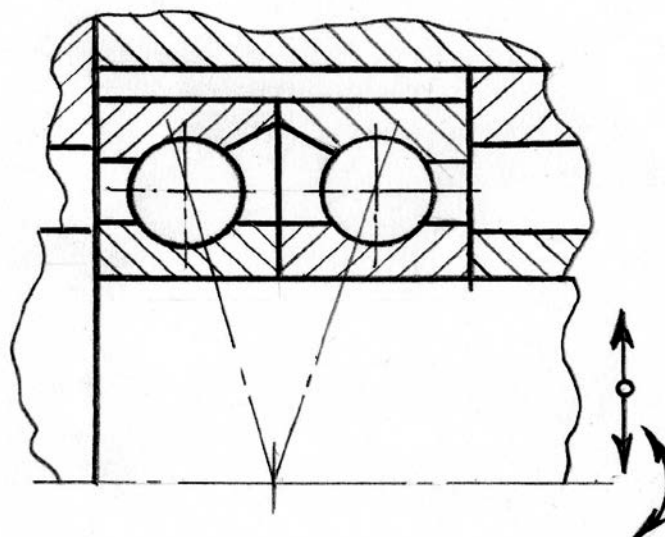


Рис. 1. Опорный узел турбонасосного агрегата по перекачке нефти.

Указанный узел, см. рис. 1, состоит из сдвоенных шариковых радиально-упорных подшипников. Внутренние кольца подшипников зафиксированы на валу, а между опорными торцами наружных колец подшипников и корпусом с крышкой имеется малый осевой люфт. Это нужно для того, чтобы при радиальном или угловом смещении оси вала подшипники могли скользить по торцовым поверхностям корпуса. При этом радиальные смещения доминируют из-за большой протяженности вала. Трение скольжения ведет к снижению КПД, а, кроме того, этот узел становится третьей нежесткой опорой.

Наружные кольца подшипников установлены в отверстии корпуса с радиальным зазором, чтобы подшипники могли перемещаться в радиальном направлении. Однако это не позволяет рассчитать эти подшипники, так как их установка в корпус отличается от традиционной схемы.

В отчете по НИР [1], которая выполнялась в МГТУ им. Н.Э. Баумана по заданию ОАО «АК»Транснефть» было отмечено, что опорный узел турбонасосного агрегата по перекачке нефти имеет неудачную конструкцию и его необходимо модернизировать или разработать новую альтернативную конструкцию.

Новая конструкция была разработана, на нее получен патент РФ 2418210 «Опорное устройство для осевой фиксации вращающегося вала изделия», см. рис. 2 и [2]. Эту опору можно использовать не только для турбонасосных агрегатов по перекачке нефти, но и для других центробежных машин с тяжелыми роторами.

Корпус разработанной опоры, см. рис. 2, состоит из опорной пластины 1, втулки 2, силовой крышки 3 и крышки 4, обеспечивающей герметичность опоры. Опорная пластина 1 имеет с одной стороны базовую наружную цилиндрическую поверхность «А» и базовый торец «Б», предназначенные для установки опоры в изделие 5, а с другой стороны – базовую наружную цилиндрическую поверхность «В» и базовый торец «Г» для установки втулки 2, которая винтами 6 крепится к опорной пластине 1. К опорной пластине 1 крепится уплотнение 7.

Втулка 2 имеет базовую внутреннюю цилиндрическую поверхность «Д» и базовый торец «Е» для установки силовой крышки 3, которая винтами 8 крепится к втулке 2. К силовой крышке 3 винтами 9 крепится крышка 4, обеспечивающая герметичность. Во втулке 2 выполнено отверстие «Ж» для подвода смазки внутрь корпуса, а в крышке 4 выполнено отверстие «И» для отвода смазки. Указанные отверстия могут быть выполнены и в других деталях. Между втулкой 2 и силовой крышкой 3 установлен компенсатор 10.

В сборном корпусе заявляемого устройства установлен стакан 11, к которому винтами 12 крепится крышка 13 с базовым плоским торцом «К». Стакан 11 имеет базовое отверстие «Л» и плоский внутренний торец «М». Между стаканом 11 и крышкой 13 установлен компенсатор 14. В стакане 11 выполнено, по меньшей мере, два отверстия «Н» для подачи масла внутрь стакана 11 и отвода его.

В стакане 11 установлены два одинаковых крайних кольца 15, среднее кольцо 16, имеющее симметрично расположенные относительно его средней плоскости «П» торцовые кольцевые желоба «Р», и два ряда шаров 17 в сепараторах 18. Каждое крайнее кольцо имеет плоскую рабочую поверхность «С», а с другой стороны – плоский торцовый участок «Т» и участок со сферической поверхностью «У».

Шары 17 каждого ряда с одной стороны взаимодействуют с плоской рабочей поверхностью «С» соответствующего крайнего кольца 15, а с другой стороны установлены в соответствующем кольцевом желобе «Р» среднего кольца 16. Крайние кольца 15 центрируются по базовому отверстию «Л» стакана 11, одно крайнее кольцо 15 своим торцовым плоским участком «Т» упирается в плоский внутренний торец «М» стакана 11, а второе крайнее кольцо 15 своим торцовым плоским участком «Т» упирается в базовый плоский торец «К» крышки 13. Одно крайнее кольцо 15 своим участком со сферической поверхностью «У» взаимодействует с такой же сферической поверхностью, которая выполнена на опорной пластине 1, а второе крайнее кольцо 15 своим участком со сферической поверхностью «У» взаимодействует с такой же сферической поверхностью, которая выполнена на силовой крышке 3.

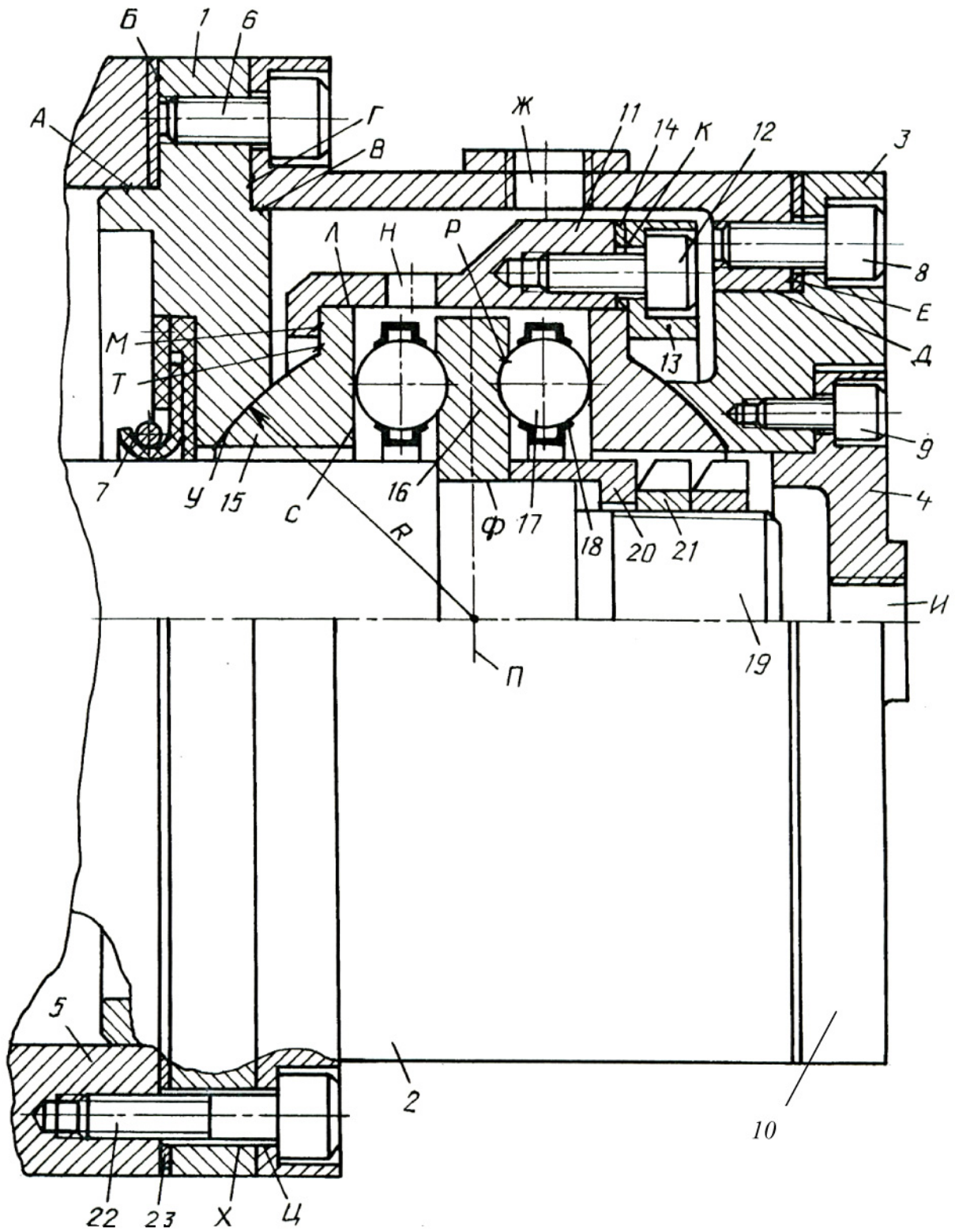


Рис. 2. Разработанная опора для осевой фиксации вала.

На среднем кольце 16 выполнено базовое отверстие «Ф», предназначенное для установки на валу 19, имеющем концевой резьбовой участок.

Среднее кольцо 16 крепится на валу 19 с помощью Г-образной втулки 20 и гаек 21. Для крепления с помощью винтов 22 собранного корпуса к изделию 5 в опорной пластине 1 выполнено отверстие «Х», а во втулке 2 отверстие «Ц», которое соосно отверстию «Х». При этом между изделием 5 и базовым торцом «Б» опорной пластины 1 установлен компенсатор 23.

Для удобства сборки и регулировки заявляемого устройства каждый компенсатор изготовлен сборным, состоящим из двух одинаковых деталей, одна из которых показана на рис. 3.

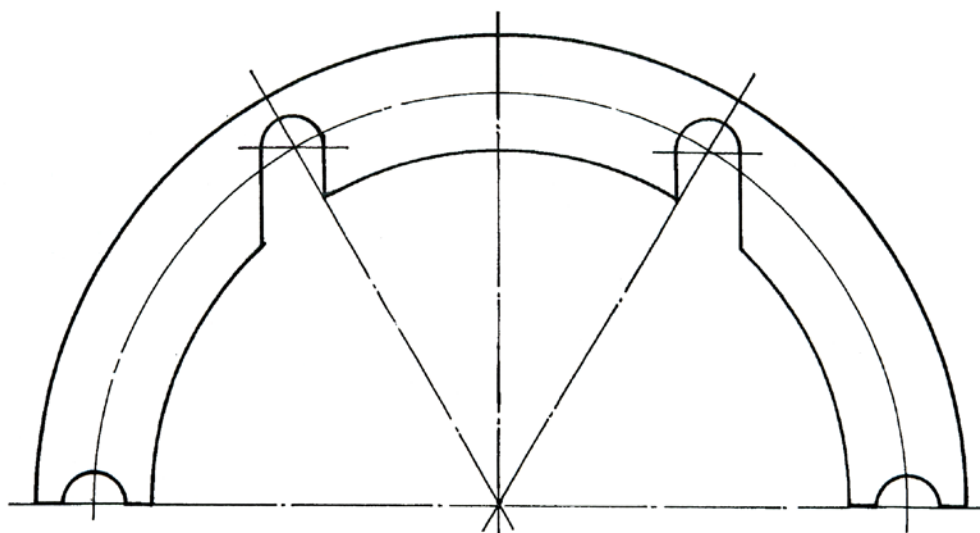


Рис. 3. Деталь компенсатора (компенсатор состоит из двух таких деталей)

Особенности сборки разработанной опоры. Сначала собирают внутренний узел. Для этого в базовое отверстие «Л» стакана 11, см. рис. 2, последовательно устанавливают первое крайнее кольцо 15, первый ряд шаров 17 в сепараторе 18, среднее кольцо 16, второй ряд шаров 17 в сепараторе 18 и второе крайнее кольцо 15. Стакан 11 скрепляется винтами 12 с компенсатором 14 и крышкой 13 – образуется внутренний узел. Толщина компенсатора 14 такова, что осевой люфт указанного узла соответствует требуемому люфту или больше его. В последнем случае затяжку винтов 12 снижают до нулевой, разбирают сепаратор, шлифуют его в меньшую толщину, устанавливают сепаратор на свое место и вновь затягивают винты

12. Указанные операции повторяют до тех пор, пока осевой люфт внутреннего узла не будет соответствовать требуемому люфту.

Затем собирается общий узел, состоящий из сборного корпуса, в который установлен внутренний узел. Для этого к опорной пластине 1, см. рис. 2, крепится уплотнение 7, на сферическую поверхность «У» опорной пластины 1 устанавливается внутренний узел, на базовые поверхности «В» и «Г» опорной пластины 1 устанавливается втулка 2, которая крепится к опорной пластине 1 винтами 6. Втулка 2 скрепляется винтами 8 с компенсатором 10 и силовой крышкой 3 – образуется общий узел, сопрягаемыми поверхностями которого являются сферические поверхности опорной пластины 1 и первого крайнего кольца 15, а также второго крайнего кольца 15 и силовой крышки 3. Толщина компенсатора 10 такова, что осевой люфт общего узла соответствует требуемому люфту или больше его. В последнем случае затяжку винтов 8 снижают до нулевой, разбирают сепаратор, шлифуют его в меньшую толщину, устанавливают сепаратор на свое место и вновь затягивают винты 8. Указанные операции повторяют до тех пор, пока осевой люфт общего узла не будет соответствовать требуемому люфту. В итоге разработанная опора отрегулирована и готова для установки в изделие 5.

Установка разработанной опоры в изделие. Для этого, см. рис. 2, среднее кольцо 16 базовым отверстием «Ф» устанавливают на соответствующий участок вала 19. Этот участок вала 19 выполнен вдоль оси с двумя полями допусков так, чтобы при сборке посадка среднего кольца 16 и указанного участка вала сначала была с зазором, а затем с натягом. Это упрощает сборку указанного соединения, а также соединения отверстие изделия 5 – базовая наружная цилиндрическая поверхность «А» опорной пластины 1. Среднее кольцо 16 крепится на валу 19 с помощью Г-образной втулки 20, гайки 21 и такой же контргайки, которые затягиваются специальным ключом. К силовой крышке 3 винтами 9 крепится крышка 4 для герметичности. Между изделием и базовым торцом «Б» опорной пластины 1 устанавливается компенсатор 23, общий узел крепится к изделию 5 винтами 22. Требуемое осевое положение вала регулируется за счет подшлифовки этого компенсатора или использованием набора компенсаторов различной толщины с их возможной подшлифовкой.

Разработанная опора работает следующим образом. При вращении ротора на его вал действуют различные по величине и направлению радиальные и осевые силы. Если вал установлен на радиальных подшипниках скольжения, имеющих значительные зазоры, то цапфы вала могут перемещаться и поворачиваться в пределах этих зазоров. Описываемое

устройство не ограничивает эти перемещения, так как шары в двух его рядах могут беспрепятственно перемещаться по плоским рабочим поверхностям крайних колец. Поворот цапф вала, возникающий в результате прогиба ротора, также не ограничивается устройством, поскольку подшипниковый узел поворачивается по сферическим поверхностям вместе с цапфами. Нормальная работа подшипников скольжения обеспечена. При этом осевые силы воспринимаются устройством при любом положении цапф вала ротора.

Для снижения технологических затрат два ряда шаров 17 в сепараторах 18 и среднее кольцо 16 с двумя кольцевыми желобами «Р», см. рис. 2, можно взять из стандартных одинарных (за исключением среднего кольца 16) или двойных упорных подшипников качения [3]. В заявляемой опоре предложена конструкция двойного упорного подшипника без желобов на крайних кольцах с возможностью самоустановки.

Для гидродинамической смазки подшипников скольжения (радиальных опор вала) частота вращения вала должна быть достаточно большой, поэтому надо использовать упорные подшипники особо легкой серии, допускающие наибольшие частоты вращения.

Возможность самоустановки двойного упорного подшипника и отсутствие желобов на крайних кольцах позволяют повысить допускаемую частоту указанного подшипника по сравнению с той допускаемой частотой, которая приводится в каталоге. Ответ насколько это повышение может дать только эксперимент. Указанное повышение объясняется тем, что шары только с одной стороны находятся в желобе среднего кольца, и на их движение не влияют погрешности изготовления желоба крайнего кольца и несоосность желобов среднего и крайнего колец, так как желоба на крайнем кольце нет.

Ориентировочно для центробежных машин с тяжелыми роторами примем значение диаметра d отверстия упорного подшипника в диапазоне 65 ... 100 мм. Из каталога, см. [3], для указанного диапазона диаметра d определим количество шаров m в каждом ряду, диаметр шара $d_{ш}$ и допускаемую частоту вращения n_{max} . Полученные значения перечисленных параметров сведем в таблицу 1.

Таблица 1. Параметры упорных подшипников.

Диаметр отверстия упорного подшипника d , мм	Диаметр шара $d_{ш}$, мм	Количество шаров в ряду m	Допускаемая частота вращения вала n_{max} , об/мин
65	9,53	23	3150
70	9,53	25	3150
75	9,53	26	2600
80	9,53	27	2600
85	9,53	29	2600
90	11,11	26	2600
100	12,7	27	2000

Определить динамическую грузоподъемность разработанного двойного упорного подшипника без желобов на крайних кольцах можно только экспериментально или на основе наблюдений в работающих изделиях.

Определим допускаемую статическую осевую силу F_a двойного упорного подшипника без желобов на крайних кольцах. В силу симметрии указанного подшипника будем считать, что каждый ряд шаров может передать одну и ту же допускаемую осевую силу.

Наиболее нагруженный шар при передаче осевой силы F_a будет нагружен силой

$$F = k \cdot F_a / m, \quad (1)$$

где: k – коэффициент неравномерности распределения осевой силы F_a между шарами, зависящий от погрешностей изготовления деталей подшипника. В запас прочности выберем значение $k = 1,2$.

Наиболее нагруженный шар установлен в желобе среднего кольца и с противоположной стороны взаимодействует с плоскостью крайнего кольца. Отсюда наибольшие контактные напряжения будут возникать в месте взаимодействия наиболее нагруженного шара с плоскостью крайнего кольца, так как в этом месте площадка контакта меньше.

Для определения параметров контактного взаимодействия в месте сопряжения наиболее нагруженного шара с плоскостью крайнего кольца используем задачу Герца о начальном точечном контакте [4].

Главные кривизны в точке начального контакта:

$$\text{– шара } k_{u1} = k_{u2} = \frac{1}{(d_u / 2)} = \frac{2}{d_u}; \quad \text{– плоскости } k_{n1} = k_{n2} = \frac{1}{\infty} = 0.$$

$$\text{Сумма главных кривизн } \sum k = k_{n1} + k_{n2} + k_{u1} + k_{u2} = \frac{4}{d_u}.$$

$$\text{Площадка контакта – круг, его радиус } r = n_a \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F}{2 \cdot \sum k} \cdot \left(\frac{1 - \mu_u^2}{E_u} + \frac{1 - \mu_n^2}{E_n} \right)},$$

где: $E_u = E_n = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модули упругости материалов шара и крайнего кольца;

$\mu_u = \mu_n = 0,3$ – коэффициенты Пуассона материалов шара и крайнего кольца;

n_a – коэффициент, определяющий радиус площадки контакта в зависимости от аргумента

$$\frac{B - A}{B + A} = \frac{1}{\sum k} \cdot \sqrt{(k_{u1} - k_{u2})^2 + (k_{n1} - k_{n2})^2 + 2 \cdot (k_{u1} - k_{u2}) \cdot (k_{n1} - k_{n2}) \cdot \cos 2\omega} = 0,$$

где ω – угол между плоскостями деталей с кривизнами k_{u1} и k_{n1} .

Максимальное контактное давление имеет место в центре площадки контакта и равно

$$P_{max} = \frac{n_p}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \left(\frac{\sum k}{\frac{1 - \mu_u^2}{E_u} + \frac{1 - \mu_n^2}{E_n}} \right)^2} \cdot F,$$

где n_p – коэффициент, определяющий величину максимального контактного давления, зависящий от указанного выше аргумента.

Для аргумента $\frac{B - A}{B + A} = 0$ получим $n_a = 1$, $n_p = 1$, см. [4].

После преобразований получим

$$r = 0,0148 \cdot \sqrt[3]{F \cdot d_{ш}} ; \quad (2)$$

$$p_{max} = 2176 \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{d_{ш}^2}} . \quad (3)$$

Наибольшие напряжения возникают в точке крайнего кольца. Если использовать гипотезу прочности наибольших касательных напряжений, то наибольшие эквивалентные напряжения $\sigma_{эkv} = 0,62 \cdot p_{max}$, см. [5].

Известно, что в условиях всестороннего сжатия расчетные контактные напряжения закаленных сталей составляют для шарикоподшипников 4200 МПа [6]. В качестве допускаемых напряжений возьмем эту величину и запишем условие прочности

$$0,62 \cdot p_{max} \leq [\sigma] . \quad (4)$$

Используя формулы (1), (3) и (4), после ряда преобразований определим значение допускаемой осевой силы, которую может воспринимать разработанная опора

$$F_a = \frac{[\sigma]^3 \cdot m \cdot d_{\phi}^2}{2,455 \cdot 10^9 \cdot k} \quad (5)$$

Используя формулы (1) и (2), определим значение радиуса площадки контакта, которое соответствует допускаемой осевой силе

$$r = 0,0148 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot F_a \cdot d_{\phi}}{m}} \quad (6)$$

Для исходных данных, представленных в табл. 1, по формулам (5) и (6) рассчитаем допускаемую осевую силу и радиус площадки контакта, который соответствует этой силе. Поместим результаты расчетов в таблицу 2.

Таблица 2. Параметры контактного взаимодействия.

Диаметр отверстия упорного подшипника d , мм	Допускаемая осевая сила F_a , Н	Радиус площадки контакта r , мм
65	5260	0,204
70	5720	0,204
75	5950	0,204
80	6180	0,204
85	6640	0,204
90	8090	0,238
100	10970	0,272

Осевая сила в турбонасосном агрегате, см. [1], составляла до 4200 Н. Отсюда все рассматриваемые типоразмеры предлагаемой опоры способны воспринимать такую силу.

ВЫВОД

Для тяжелых вращающихся валов с радиальными опорами необходима дополнительная осевая опора. В ряде изделий осевая опора имеет неудачную конструкцию. Разработана конструкция осевой опоры, которая описана в статье и дан ее расчет на прочность. На эту конструкцию получен патент РФ

Список литературы.

1. Комплексное исследование вибропрочности подшипниковых узлов и торцовых уплотнений магистральных насосных агрегатов (МНА): отчет / ОАО «АК Транснефть»; рук. Воронов С.А. М., 2009.
2. Блинов Д.С., Зябликов В.М., Киселева Е.И., Колобов А.Ю., Мельникова Г.Н. Опорное устройство для осевой фиксации вращающегося вала изделия : пат. 2418210 РФ. 2011. Бюл. № 13.

3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т. 2. М.: Машиностроение, 1978. 559 с.
4. Расчеты на прочность в машиностроении. В 3 т. Т. 2. / С.Д. Пономарев, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев, В.М. Макушин, Н.Н. Малинин, В.И. Феодосьев. М.: Машгиз, 1958. 974 с.
5. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. В 3 т. Т. 2. / под ред. И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. 463 с.
6. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич, А.В. Клыпин, Д.Н. Решетов, О.А. Ряховский, В.П. Тибанов, М.В. Фомин, С.А. Шувалов; под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 520 с.

**Supports for resisting axial forces in centrifugal mechanisms
with heavy rotors**

04, April 2013

DOI: 10.7463/0413.0543274

Blinov D.S., Zyablikov V.M., Alyoshin V., F.

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

victorfa@mail.rudmitriyblinov@mail.ruzyablikov39@mail.ru

Heavy rotating shafts with radial bearings require an additional axial support. Axial support in some mechanisms is designed poorly. This article describes a developed design of an axial support and results of its structural analysis. This design is patented in the Russian Federation. The proposed support is designed for installation on the free end of the shaft and does not interfere with the shaft's radial float and rotation of its axis. The admissible lateral displacement of the shaft in the axial installation is 1-2 mm, and the maximum rotation of the shaft axis is 30 arc minutes. The support is suitable for the shaft of an oil turbo pump unit. This shaft is mounted with bearings; its axis has radial and angular displacements during the operation.

Publications with keywords: [tension](#), [radial bearings](#), [axial bearings](#), [axial force](#)**Publications with words:** [tension](#), [radial bearings](#), [axial bearings](#), [axial force](#)

References

1. Voronov S.A. *Kompleksnoe issledovanie vibroprochnosti podshipnikovykh uzlov i tortsovykh uplotnenii magistral'nykh nasosnykh agregatov (MNA): otchet* [Complex study of vibration strength of the bearing units and mechanical seal main pumping units: report]. OAO «AK Transneft'», 2009. Non published.
2. Blinov D.S., Zyablikov V.M., Kiseleva E.I., Kolobov A.Iu., Mel'nikova G.N. *Opornoe ustroystvo dlia osevoi fiksatsii vrashchaiushchegosia vala izdeliia* [Supporting device for axial fixing torsion shaft of product]. Patent RF, no. 2418210, 2011.
3. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelia. V 3 t. T. 2* [Reference book of engineering designer. In 3 vols. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie, 1978. 559 p.

4. Ponomarev S.D., Biderman V.L., Likharev K.K., Makushin V.M., Malinin N.N., Feodos'ev V.I. *Raschety na prochnost' v mashinostroenii. V 3 t. T. 2* [Calculations of strength in mechanical engineering. In 3 vols. Vol. 2]. Moscow, Mashgiz, 1958. 974 p.
5. Birger I.A., Panovko Ia.G., eds. *Prochnost', ustoichivost', kolebaniia. Spravochnik. V 3 t. T. 2* [Strength, stability, oscillations. Reference book. . In 3 vols. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie, 1968. 463 p.
6. Andrienko L.A., Baikov B.A., Ganulich I.K., Klypin A.V., Reshetov D.N., Riakhovskii O.A., Tibanov V.P., Fomin M.V., Shuvalov S.A. *Detali mashin* [Machine components]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007. 520 p.