

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСНОГО АГРЕГАТА С РЕСУРСОМ РАБОТЫ БОЛЕЕ 35000 ЧАСОВ

Я.Н. Иванов, канд. техн. наук, Л.Ф. Ивченко,

А.А. Стебловцев, В.Н. Шнякин, канд. техн. наук,

Государственное конструкторское бюро "Южное" им. М.К. Янгеля, г. Днепропетровск, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В системах авиационных и космических аппаратов широко используются герметичные электронасосные агрегаты (ЭНА) с насосами низкой быстроходности ($n_s \leq 20$), рабочие колеса которых располагаются консольно на валу высокооборотного электродвигателя (n более 3000 об/мин) [1]. Разработка таких ЭНА, имеющих большой ресурс работы (более 30000 часов), является проблемной задачей. Достигнутый уровень ресурса известных ЭНА рассматриваемого класса не превышает 5000 часов. Применение двухступенчатых консольных насосов, имеющих значительно больший КПД, чем одноступенчатый на те же параметры, существенно снижает ресурс. Ресурс ЭНА ограничивается ресурсом шарикоподшипников электродвигателя. Износ подшипников приводит к увеличению радиального биения ротора, росту радиальных усилий и далее процесс разрушения подшипников развивается лавинообразно. В результате выбирается зазор между ротором электродвигателя и гильзой, разделяющей полость ротора от статора. Задевание ротора о гильзу приводит к нарушению герметичности электродвигателя и выходу из строя ЭНА.

Описание конструкции электронасосного агрегата. Разработанный в ГKB "Южное" ЭНА представляет собой двухступенчатый центробежный насос, рабочие колеса которого расположены на конце вала электродвигателя (см. рис. 1). Для уменьшения осевых сил, действующих на опорный подшипник электродвигателя, колеса расположены симметрично ведущими дисками друг к другу. Бурты покрывных дисков, образующих щелевые уплотнения, имеют разные диа-

метры. Величина осевой силы F_A в насосе составляет $0,2 \div 0,5$ кгс и направлена против потока на входе в насос. Для уравнивания радиальных сил спиральные отводы насосов первой и второй ступени расположены со смещением по окружности на 180° . Расчетная величина радиальной силы F_r не превышает 0,1 кгс.

В конструкции насоса применены щелевые уплотнения с графитовыми кольцами, запрессованными в корпусные детали.

Новизна конструкции защищена авторским свидетельством СССР на изобретение №1721307А1, F04Д 29/20.

Цель исследований. Целью исследований является повышение ресурса работы ЭНА путем уменьшения изгибных колебаний вала, радиальных перемещений колес и обеспечения гарантированного осевого поджатия шарикоподшипников при их износе. Это достигается тем, что колесо 5 (1-й ступени) закреплено на конце вала 2 электродвигателя, а колесо 6 (2-й ступени) на ступице колеса 5 (рис. 1). Колесо 5 установлено с упором в подшипник 3. Кольцевой буртик покрывного диска колеса 6 расположен на большем диаметре, чем аналогичный буртик колеса 5. Напротив буртиков в корпусе установлены неподвижные кольца 7 из антифрикционного материала, образующие щелевые уплотнения. При таком расположении колес уменьшается размер консоли и обеспечивается снижение изгибных колебаний. Этому же служат кольца 7, которые воспринимают радиальные нагрузки при износе подшипников. Размещение щелевых уплотнений на разных диаметрах позволяет создать гарантированную осевую силу необходимой

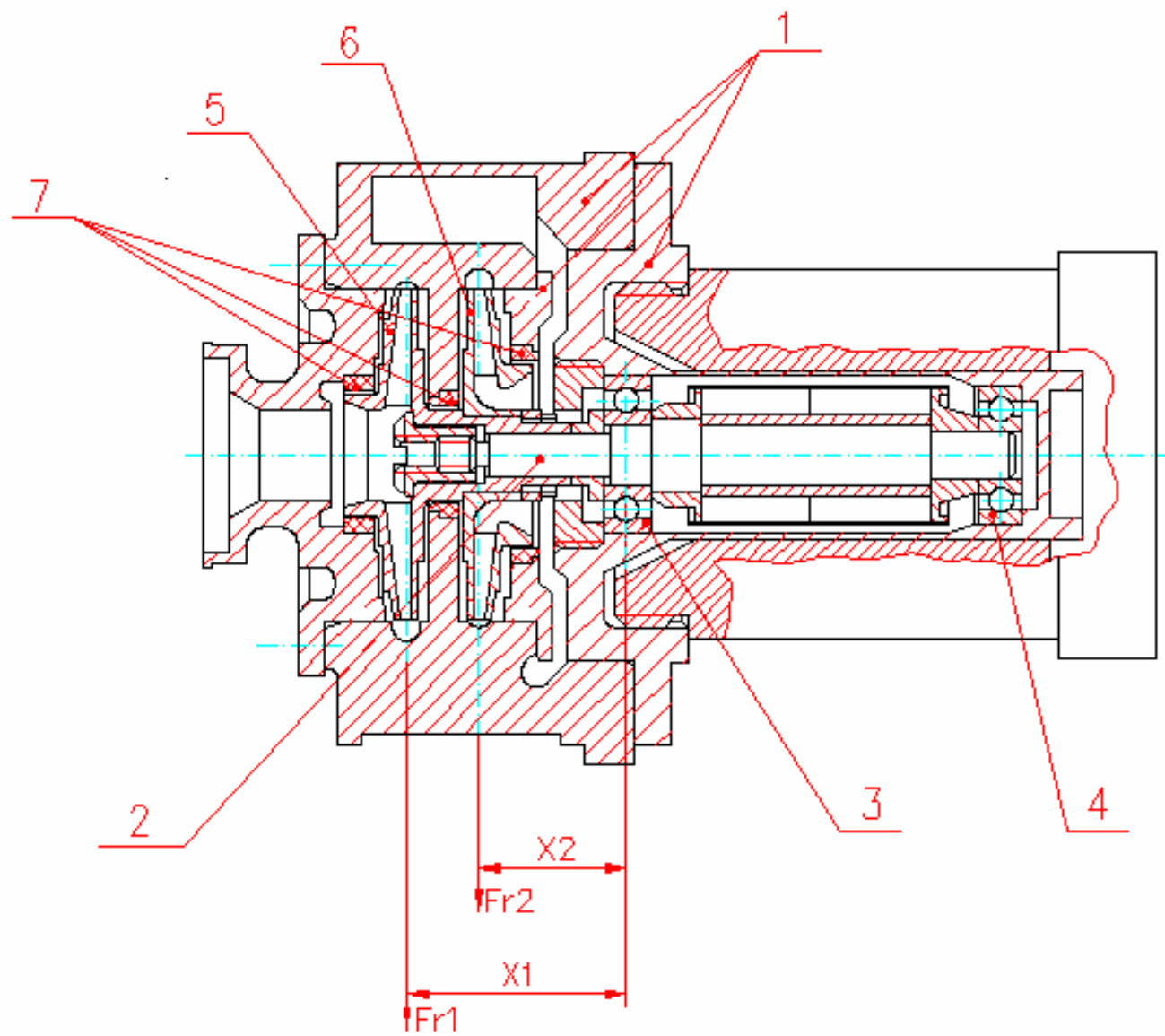


Рис.1. Электронасосный агрегат

величины, благодаря которой исключаются радиальные перемещения ротора в шарикоподшипниках при их износе, так как шарики находятся в постоянном контакте с поверхностями желобов наружной и внутренней обойм подшипника.

Антифрикционные кольца в щелевых уплотнениях ограничивают радиальные перемещения конца вала при износе шарикоподшипников и служат резервными подшипниками. Ресурс работы ЭНА увеличивается.

Результаты исследований. При вращении ротора ЭНА на конец вала 2 действуют радиальные силы неуравновешенных масс колес, которые создают изгибающий момент. Размещение одного колеса на ступице другого со стороны подшипника уменьшает консоль, обеспечивает большую жесткость вала и наименьший изгибающий момент. Изгибные колебания вала уменьшаются.

Изгибающий момент, действующий на конец вала, определяется по формуле:

$$M = F_{r1} \cdot x_1 + F_{r2} \cdot x_2,$$

где F_{r1} и F_{r2} – радиальная сила от неуравновешенной массы первого и второго колес;

x_1 и x_2 – плечи момента сил.

Радиальная сила от неуравновешенной массы зависит от радиуса центра тяжести колеса:

$$F_r = m \cdot R \cdot \omega^2,$$

где m – масса колеса;

R – радиус центра тяжести;

ω – частота вращения.

Радиус центра тяжести определяется радиальным перемещением колеса вследствие изгиба конца вала (R_1 и R_2), величиной радиального зазора (ΔY_1) в посадке одного колеса на ступице другого колеса и величиной радиального люфта подшипника (ΔY_2).

Изгибающий момент от двух колес определяется по формуле (при $m_1 \approx m_2 \approx m$):

$$M = m\omega^2[(R_1 + \Delta Y_2)x_1 + (R_2 + \Delta Y_1 + \Delta Y_2)x_2].$$

При перемещении ротора ЭНА на величину радиального люфта подшипников существенно увеличивается радиальная сила, способствующая их износу, так как масса ротора электродвигателя велика ($m_3 \gg m_1 = m_2$).

$$F_{r\Sigma} = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3} = [m_1(R_1 + \Delta Y_2) + m_2(R_2 + \Delta Y_1 + \Delta Y_2) + m_3(R_3 + \Delta Y_2)]\omega^2,$$

где F_{r3} – радиальная сила от неуравновешенной массы ротора электродвигателя;

m_3 – масса ротора электродвигателя.

Экспериментальное исследование. Основные параметры насосного агрегата следующие:

| | |
|--|-----------------------|
| Частота вращения n , об/мин | 4000 ± 30 |
| Напор насоса ΔP , МПа | ≥ 0,16 |
| Расход Q , см ³ /с (дм ³ /ч) | 76,5 (275) |
| КПД насоса η | ≥ 0,25 |
| Температура рабочей жидкости t° , С | 5...30 |
| Рабочая жидкость | «Лена-40», «Днепр-40» |
| Напряжение питания электродвигателя U , В | 27 |
| Наибольшая потребляемая мощность N , Вт | 50 |

Ресурсные испытания ЭНА проводились на стенде, который позволял изменять режим работы и температуру рабочей жидкости. Напряжение питания электродвигателей и температура жидкости на входе в насос изменялись и поддерживались по специальной программе ресурсных испытаний в пределах 24...32 В и +5...30°C соответственно. Испытания проводились круглосуточно с регулярным фиксированием параметров в течение всего периода испытаний. Результаты ресурсных испытаний пяти ЭНА представлены ниже.

Два первых ЭНА, №1 и №2, за 18 месяцев наработали по 14250 часов и были разобраны и продефектированы.

Напор насосов не изменился, а КПД уменьшился на 1,4 ÷ 1,9%. Дефектация показала, что материальная часть насосов видимых дефектов, следов касания, истирания не имеет. Диаметральные зазоры в щелевых уплотнениях по буртам крыльчаток за время испытаний не изменились. Несколько увеличилось радиальное биение переднего бурта крыльчатки I ступени – с 0,07 до 0,11 ÷ 0,12 мм, что может свидетельствовать об износе шарикоподшипников.

Следующие два ЭНА, №3 и №4, проработали соответственно 33496 часов и 33450 часов и были разобраны и продефектированы. Перед остановом температура поверхности электродвигателя была замерена и составляла +56°C. Осевой люфт ротора ЭНА

№ 3 и № 4 увеличился с 0,25 мм до 1,05 и 1,25 мм соответственно. Произошло истирание торцов покрывного диска крыльчатки I ступени и торца ведущего диска крыльчатки II ступени на 0,2..0,4 мм (см. рис. 1). Величины диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях с графитовыми кольцами не изменились, на поверхностях графитовых колец нет следов износа. Произошло снижение напора до 1,21 кгс/см² вместо 1,45 кгс/см² в начале ресурсных испытаний (на 16%).

Насос № 5 проработал 44766 часов и остановился: ротор электродвигателя стал тереться о гильзу, однако герметичность не была нарушена. Осевой люфт ротора увеличился до 1,5 мм. Произошло истирание торцов крыльчаток более чем на 0,7 мм со стороны входа в крыльчатку I ступени и ведущего диска крыльчатки II ступени.

Графитовые кольца щелевых уплотнений имеют следы износа, размытые скругленные кромки. Несколько увеличился диаметральный зазор.

Проведенные испытания подтвердили эффективность реализованных в разработанной конструкции насосного агрегата мероприятий, направленных на увеличение ресурса.

Два электронасосных агрегата проработали более 14000 часов. Насосы не имели видимых дефектов, но произошло снижение КПД ЭНА (на 1,4÷1,9 %).

Увеличение осевого люфта шарикоподшипников в процессе работы свыше величины осевых зазоров (~0,5 мм) между дисками центробежных колес и стенками корпусных деталей привело к касанию и постепенному истиранию поверхностей колес и стенок корпусных деталей, уменьшению осевого усилия в шарикоподшипниках. Два ЭНА проработали более 33000 часов и несмотря на трение с износом поверхностей продолжали успешно работать до их выключения, обеспечивая требуемые параметры. Щелевые уплотнения по буртам крыльчаток, выполняя роль подшипников скольжения, ограничивали ротор от радиальных перемещений. Заметного износа поверхностей щелевых уплотнений за время работы ≥ 33000 часов не произошло.

В процессе дальнейшей работы и износа шарикоподшипников, трения дисков крыльчаток произошло дальнейшее уменьшение осевого усилия в шарикоподшипниках и потеря постоянного осевого контакта шариков и желобов колец. Постепенно увеличивалось радиальное биение ротора электродвигателя. В свою очередь, это привело к дальнейшему увеличению радиальной силы на роторе электронасоса, быстрому износу подшипников и останову.

Выводы. Проведенные исследования убедительно показали, что ресурс электронасосного агрегата можно существенно (в несколько раз) увеличить за счет следующих мероприятий:

1. Обеспечения гарантированного осевого прижатия шариков к поверхностям желобов внутреннего и наружного колец шарикоподшипников в процессе работы, в том числе и при износе подшипников.

2. Выполнения щелевых уплотнений с антифрикционными кольцами, играющих роль резервных подшипников.

3. Размещения центробежного колеса 2-ой ступени на ступице колеса I ступени, позволяющего уменьшить консоль вала и увеличить его жесткость.

Результаты исследования можно распространить и на более мощные насосы, например использовать их в химических насосах, в авиационных топливных насосах, получая значительный экономический эффект.

Литература

1. Васильев Э.А., Невелич В.В. Герметические электронасосы.- Л.:Машиностроение, 1968.- 280 с.
2. Краев М.В., Горностаев В.И., Ефремов Г.В. Проектирование и испытание малорасходных систем.- Красноярск, 1981.- 320 с.
3. Авиационные центробежные насосные агрегаты / А.С. Аринушкин, Р.Б. Абрамович, А.Ю. Полиновский, Л.Б. Лоцинер, Е.А. Глозман.- М.: Машиностроение, 1967.- 158 с.
4. А. с. 1721307А1 СССР, кл. F04D29/20 / Я.Н. Иванов, А.А. Стебловцев.

Поступила в редакцию 16.05.03

Рецензенты: канд. техн. наук, вед. науч. сотр. Л.В. Авласенко, ГKB «Южное», г. Днепропетровск; зав. каф. двигателестроения профессор Л.В. Пронь, ДНУ, г. Днепропетровск.