

УДК 621.454.2.043.03-253

Я. Н. ИВАНОВ, О. П. БАДУН, С. А. ДЕШЕВЫХ, А. Ю. СТРЕЛЬЧЕНКО*ГП «Конструкторское бюро «Южное» им. М. К. Янгеля», Днепр, Украина***ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА НА ШАРИКОПОДШИПНИКАХ**

Предложена версия причины повышенного износа шарикоподшипников высокооборотного ротора турбокомпрессора (ТНА), основанная на результатах анализа состояния подшипников, прошедших испытания на специальной установке для испытаний подшипников и в составе ТНА жидкостного ракетного двигателя (ЖРД). Представлены результаты экспериментальных данных, подтверждающие предложенную версию. Показано, что при увеличении протока охлаждающей жидкости через шарикоподшипник, работающий на режиме с радиальным зазором, могут развиваться осевые параметрические колебания в системе «ротор-шарикоподшипник-корпус».

Ключевые слова: ЖРД, ТНА, насос, подшипник, осевые и радиальные силы, износ.

Введение

Шарикоподшипники ротора ТНА большинства ЖРД являются высокоскоростными, т.е. работают при высокой частоте вращения. Высокая частота вращения ротора способствует достижению максимальной экономности, минимальной массы и габаритов ТНА. Смазка и охлаждение подшипников качения осуществляется рабочей жидкостью, которую перекачивают насосы. Зачастую это маловязкие жидкости с плохими охлаждающими и смазывающими свойствами, но при такой схеме охлаждения и смазки упрощается конструкция ТНА, уменьшаются его масса и габариты.

Скоростной параметр шарикоподшипников в некоторых ТНА достигает $d \cdot n = 3 \cdot 10^6$ мм·об/мин. При этом, как правило, имеет место сложное комбинированное нагружение, так как возрастает роль составляющих, которыми при малых оборотах можно пренебречь. В первую очередь это справедливо для центробежной силы создаваемой телами качения.

Указанные условия работы обуславливают повышенные износы деталей подшипников, уменьшающие их ресурс.

Опоры качения ТНА ЖРД создаются и подбираются полупырически, с учётом имеющегося опыта работы в аналогичных условиях. Зачастую далеко не сразу удается создать работоспособную конструкцию и подобрать благоприятное сочетание характеристик, условия их смазки и охлаждения, при которых обеспечивается требуемый ресурс и надежность. При этом экспериментальная отработка проводится с помощью весьма трудоемких и дорогостоящих стендовых испытаний натуральных узлов, в том числе и в составе двигателя.

В работе [1] показано, что в общей массе дефектов ТНА, проявляющихся на стадии опытно-конструкторской отработки, до 60 % принадлежит узлам трения, включающих и шарикоподшипники.

Проблемам обеспечения работоспособности шарикоподшипников ротора ТНА посвящены труды целого ряда исследователей из разных стран. Имеются результаты исследований по расчету и конструированию роторных машин [2, 3].

Имеющиеся результаты исследований приносят определенную пользу конструкторам, технологам и эксплуатационникам. Однако многие важные вопросы, касающиеся работы шарикоподшипников в инженерной практике, не освещены в достаточной мере. В результате этого при отработке ТНА ЖРД конструкторы вновь и вновь, вплоть до настоящего времени, сталкиваются с проблемой обеспечения требуемой работоспособности шарикоподшипников ТНА, его ресурса.

1. Постановка задачи

В практике отработки ТНА ЖРД в КБЮ проблема преждевременного износа шарикоподшипников ротора имела место при отработке двигателей: РД857; РД869; РД861; РД-8; РД861К.

Случаи ускоренного износа подшипника происходили как при испытаниях двигателя, так и при автономных испытаниях ТНА.

В настоящей работе проведен анализ кинематики и силового взаимодействия шариков с беговыми дорожками упорного шарикоподшипника ротора на примере ТНА двигателя РД861К (рис. 1).

При отработке двигателя происходил повышенный износ упорного подшипника насоса горю-

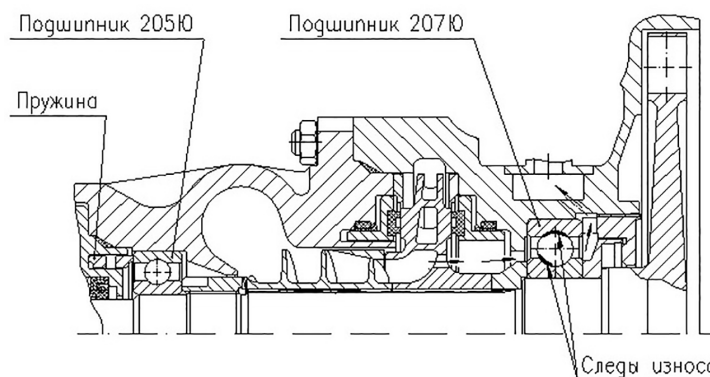


Рис.1. Схема насоса ТНА двигателя РД861К

чего (207Ю) ТНА. Скоростной параметр подшипника в этом ТНА составляет $d \cdot n = 1,2 \cdot 10^6$ мм·об/мин.

Продолжительность испытаний двигателей, при которой происходил существенный износ подшипника до потери его работоспособности, изменялась в широком диапазоне – от 45 с до 1500 с в зависимости от режима работы и нагрузок.

Согласно экспериментальным данным по исследованию износа шарикоподшипников типа 207Ю на специальной стендовой машине с протоком воды или жидкого кислорода, ресурс подшипника в пересчёте по количеству циклов на параметры ТНА РД861К должен составлять не менее чем 90 мин (5400 с) [1].

Следовательно, при работе подшипника в составе ТНА появляются факторы, способные ускорить его износ.

Дефектация шарикоподшипника 207Ю показала, что на рабочих поверхностях колец образуются следы износа по всей ширине желоба наружной обоймы и следы износа на внутренней обойме, расположенные на части дуги окружности $\leq 180^\circ$ с выкатыванием шариков на бурт. Это свидетельствует о том, что в процессе работы происходят осевые перемещения шариков поперек желобов.

Исходя из вышеописанного, необходимо ответить на вопрос, какие силы перемешают шарики и почему, при таком режиме работы происходит повышенный износ подшипника?

Решение этой задачи позволит значительно уменьшить материальные затраты при отработке ТНА с высокооборотным ротором.

В данной работе проведен анализ причин повышенного износа подшипников, рассмотрена кинематика и силовое взаимодействие шариков с беговыми дорожками шарикоподшипника.

2. Основные факторы, ухудшающие ресурс шарикоподшипника в ТНА

1. Высокая частота вращения.

При высокой частоте вращения существенное

влияние на работу подшипника оказывают центробежные силы и их гироскопический момент.

2. Высокий уровень виброперегрузок.

Подшипники качения могут сами вызывать вибрацию вала за счет ритмичного прокатывания тел качения через нагруженную зону подшипника.

3. Недостаточная жесткость подвески ТНА к двигателю, в результате чего могут возникнуть резонансные колебания ротора и элементов двигателя.

4. Проскальзывание шариков относительно дорожки качения вследствие различных углов контакта с внутренней и наружной обоймой.

5. Силовое воздействие сепаратора на шарики при наличии потока охлаждающей жидкости.

6. Большая осевая сила.

7. Большая радиальная сила, ритмично изменяющаяся при вращении из-за остаточного дисбаланса ротора, переменного поля давления в спиральном отводе насоса, прогиба вала и податливости опор.

8. Температурные деформации посадочной поверхности подшипника в корпусе, приводящие к перекосу осей, несоосности подшипников, защемлению шариков.

3. Силы, действующие на высокооборотный ротор

Радиальная нагрузка на горизонтальном роторе ТНА создается из суммы стационарных и динамических радиальных сил:

$$R_p = G_r + R_{нас} + R_{тур} \pm R_{дис} \pm R_{мр}, \quad (1)$$

где G_r – вес ротора;

$R_{нас}$ – гидравлическая радиальная сила от спирального отвода насоса;

$R_{тур}$ – газостатическая радиальная сила осевой парциальной турбины;

$R_{дис}$ – радиальная сила остаточной неуравновешенности после балансировки ротора;

$R_{мр}$ – радиальная сила от смещения центра масс ротора относительно оси вращения.

Радиальная сила R_{rp} зависит от радиальной податливости подшипников δ_0 , которая возникает за счет деформации тел качения и дорожек качения в местах контакта. В свою очередь радиальная податливость зависит от распределения радиальной и осевой силы в подшипнике. [3]

Для нормальной работы шарикоподшипника суммарная нагрузка должна восприниматься всеми шариками. В некоторых случаях шарикоподшипник работает на режиме с радиальным зазором. В этом случае нагрузку воспринимает только часть шариков.

Режим работы подшипника с нагрузкой части шариков реализуется при недостаточной величине осевой силы, при условии нагрузки, определяемой неравенством [2].

$$A_{cp.min} \leq 1,67R_p \cdot \operatorname{tg}\beta_v + A_{рш}, \quad (2)$$

где $A_{cp.min}$ - минимальная осевая центрирующая сила при нагрузке всех шариков;

R_p - внешняя радиальная сила на шарикоподшипнике;

$A_{рш}$ - сумма осевых составляющих центробежных сил шариков;

$1,67R_p \cdot \operatorname{tg}\beta_v$ - определяет нагрузку, необходимую для распределения радиальных усилий по отдельным шарикам.

На этом режиме внутренняя обойма подшипника перемещается относительно наружной в радиальном направлении в пределах радиального зазора δ . Ось внутренней обоймы описывает окружность с радиусом $r_c = \delta/2$.

На режиме работы шарикоподшипника с радиальным зазором углы контакта каждого нагруженного шарика различны.

С увеличением радиальной силы угол контакта шарика с наружной (β_n) обоймой увеличивается, а с внутренней (β_v) - уменьшается. Следовательно, наибольшие углы контакта с внутренней обоймой реализуются для крайних нагруженных шариков, а наибольший угол с наружной обоймой реализуется в плоскости вектора радиальной силы, проходящего через центр одного из шариков.

При отсутствии осевой силы все шарики катятся по центру желоба, а радиальная сила R_p наибольшая, так как смещение центра масс ротора от оси вращения наибольшее. Величина смещения складывается из начального радиального зазора в подшипнике и величины деформации в точках контакта шариков и обойм. Количество нагруженных шариков при таком режиме работы наименьшее.

При вращении подшипника с радиальным зазором, вектор радиальной силы, вращаясь с роторной частотой, нагружает поочередно все шарики, углы контакта которых с внутренней и наружной обой-

мой изменяются. Происходят осевые перемещения шариков. Часть шариков периодически теряет контакт с внутренней обоймой и изменяют свое расположение под действием осевой составляющей центробежной силы шариков и осевой силы от перепада давления на сепараторе от протока охлаждающей жидкости.

Углы контакта с наружной обоймой β_n уменьшаются, а углы контакта с внутренней обоймой β_v увеличиваются по мере удаления шарика от вектора радиальной силы. В момент потери контакта с внутренней обоймой угол контакта β_n близок к нулю, поэтому осевая составляющая центробежной силы шариков незначительна.

Следовательно, освобождающиеся от контакта с внутренней обоймой шарики могут перемещаться поперек желоба наружной обоймы только от перепада давления на сепараторе в сторону направления протока.

Происходит периодическое перекачивание свободных шариков поперек желоба наружной обоймы с частотой вращения сепаратора.

На рисунке 2 показано расположение шариков до и после их перемещения и схема перераспределения нагрузок, возникающих при этом.

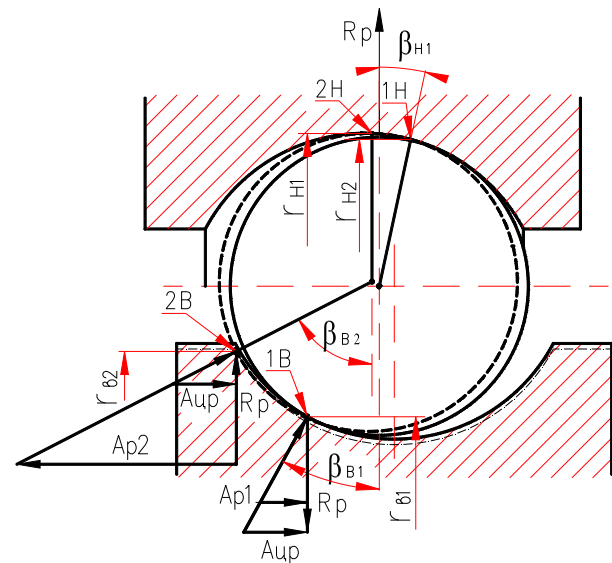


Рис. 2. Расположение шариков до и после их перемещения

Из рисунка видно, что точка контакта с наружной обоймой перемещается на больший радиус r_{n2} с уменьшением угла контакта.

С внутренней обоймой шарики теряют контакт, образуя зазор. При дальнейшем вращении подшипника, по мере уменьшения радиального зазора по окружности вплоть до контакта с внутренней обоймой, шарики вновь нагружаются внешними радиальной и осевой силами. Точка контакта с внутрен-

ней обоймой при этом находится на большем радиусе $гв2$ с увеличенным углом контакта до $\betaв2$

Эти перемещения представлены изменением расположения точек контакта от 1Н-1В до 2Н-2В. Видно, что в точке контакта 2В осевая составляющая радиальной силы ($Ар2$) значительно увеличилась из-за увеличения угла контакта $\betaв$, $Ар2 > Ар1$, $Ар2 = Rр \cdot tg\betaв2$, при $Rр = const$. Кроме того, по ходу вращения увеличивается и радиальная сила.

Под действием этой силы шарики будут возвращаться на орбиту нагруженных шариков, точки контакта перемещаются от 2В до 1В и от 2Н до 1Н. Осевое перемещение вновь нагружаемых шариков, которые находятся на орбите с большим радиусом, происходит с трением скольжения по поверхностям обоих желобов. Вся радиальная сила ротора в этот момент может передаваться через эти шарики.

В результате между шариками и обоймами подшипника возникают большие контактные напряжения, вызывающие повышенный износ поверхностей.

В момент появления контакта внутренней обоймы с шариком, в точке 2В образуется осевая сила $Ар2$, стремящаяся сдвинуть ротор в направлении против стационарной осевой нагрузки.

При таком режиме работы в системе «ротор-шарикоподшипник-корпус» могут происходить вынужденные осевые колебания.

Эти колебания подходят под термин параметрических колебаний, поскольку энергию в колебательную систему вводится путем периодического изменения параметра системы. В данном случае это перемещение свободных шариков на больший радиус их орбитального вращения, на которое затрачивается энергия вращения ротора или энергия потока охлаждающей жидкости.

При осевой подвижности наружной обоймы шарикоподшипника происходят осевые перемещения обоймы, поэтому осевые колебания в системе «ротор-шарикоподшипник-корпус» не развиваются.

4 Экспериментальные результаты

Предложенная версия ускоренного износа шарикоподшипника из-за возникновения параметрических колебаний была подтверждена экспериментально. Испытания проводились на установке, конструктивная схема которой приведена на рисунке 3.

Испытания проводились при частоте вращения $n=39500$ об/мин с протоком жидкости через испытываемый подшипники (N1) №207Ю с расходом $Q1=1$ л/с, подшипник радиальной нагрузки (N2) с расходом $Q2=0,45$ л/с и подшипник осевой нагрузки (N2) с расходом $Q3=0,1$ л/с.

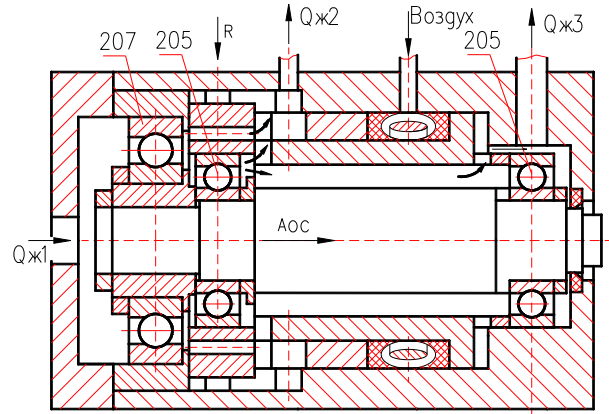


Рис. 3. Схема установки для испытания подшипников

Результаты испытаний шарикоподшипников представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты испытаний шарикоподшипников на специальной установке

№	Подш.	Нагрузки	Следы износа	
			В. обойма	Н. обойма
1	207Ю №1	A=400 кгс R=300 кгс Q=0,48 л/с $\tau=150$ с	Ровная полоса 3 мм по всей окружности	По всей ширине желоба темные полосы
2	207Ю №2	A=400 кгс R=450 кг Q=0,48 л/с $\tau=380$ с	По всей ширине износ, заусенцы по краю бурта	По всей ширине желоба темные полосы
3	205Ю №15	A=50 кгс R=230 кгс Q=0,48 л/с $\tau=228$ с	Полоска по всей окружности шириной от 2 до 4 мм с заусенцами на краю бурта	По всей ширине желоба темные полосы
4	205Ю №16	A=50 кгс R=345 кгс Q=0,1 л/с $\tau=380$ с	Визуально не обнаружено	Ровная полоска шириной 3 мм по середине желоба

Из таблицы видно, что шарикоподшипник 205Ю №15 при работе с протоком жидкости $Q2=0,48$ л/с значительно изнашивался после двух включений $\tau=150$ и $\tau=78$ с. Вибрации корпуса достигали 14 г.

Такой же подшипник 205Ю №16 после уменьшения перепада давления на сепараторе и расхода $Q2=0,48$ л/с до $Q3=0,1$ л/с, за счет четырех пере-

пусковых отверстий $\varnothing 5$ мм, выполненных в корпусе над наружной обоймой, после 3-х включений суммарной продолжительностью 380 с имел едва заметные следы износа. На наружной обойме появилась ровная кольцевая полоска шириной 3 мм на середине желоба.

Подтверждением влияния величины протока жидкости через шарикоподшипник на развитие осевых колебаний ротора являются также результаты испытаний шарикоподшипника 207Ю в ТНА двигателя РД861К.

Результаты этих испытаний представлены в таблице 2.

Из данных таблицы 2 видно, что после увеличения величины протока жидкости через подшипник с 0,55 л/с до 1,05 л/с интенсивность износа резко увеличилась. Испытания двигателей № 3 и №4 были преждевременно прекращены по причине увеличения амплитуды вибраций на роторной частоте свыше 30 г.

Заключение

1. Экспериментально показано влияние величины протока охлаждающей жидкости на износ шарикоподшипника.
2. Предложена версия, что причиной повышенного износа шарикоподшипника является развитие параметрических осевых колебаний в системе «ротор-шарикоподшипник-корпус».
3. Причиной развития параметрических осевых колебаний является осевое перемещение шариков под действием осевой силы, создаваемой протоком жидкости охлаждающей шарикоподшипник.
4. Уменьшение перепада давления на сепараторе и осевая подвижность наружной обоймы могут устранить развитие осевых колебаний в системе «ротор-шарикоподшипник-корпус» и увеличить ресурс подшипника.

Литература

1. Силаев, Б. М. Обеспечение долговечности шарикоподшипников при работе в среде агрессивных криогенных жидкостей [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Силаев Борис Михайлович. – Куйбышев : КуАИ – ККБМ, 1976. – 183 с.
2. Ковалев, М. П. Расчет высокоточных шарикоподшипников [Текст] / М. П. Ковалев, М. З. Народецкый. – М. : Машиностроение, 1975. – 280 с.
3. Кельзон, А. С. Расчет и конструирование роторных машин [Текст] / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев ; под общ. ред. А. С. Кельзон. – Л. : Машиностроение, 1977. – 287 с.
4. Силаев, Б. М. Трибология деталей машин в маловязких смазочных средах [Текст] / Б. М. Силаев. – Самара : Самарский ГУ, 2008. – 263 с.

References

1. Silaev, B. M. *Obespechenie dolgovechnosti sharikopodshipnikov pri rabote v srede agressivnykh kriogennykh zhidkostej* [Ensuring the durability of ball bearings when working in an environment of aggressive cryogenic liquids. Diss. cand. tech. sci] dis. kand. tehn. nauk. : 01.02.06. Kujbyshev, 1976. 183 p.
2. Kovalev, M. P., Narodetskii, M. Z. *Raschet vysokotochnykh sharikopodshipnikov* [Calculation of high-precision ball bearings]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 280 p.
3. Kel'zon, A. S., Zhuravlev, Yu. N., Yanvarev, N. V. *Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin* [Calculation and design of rotary machines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1977. 287 p.
4. Silaev, B. M. *Tribologiya detalej mashin v malovjazkih smazochnykh sredah* [Tribology of machine parts in low-viscosity lubricating media]. Samara, Samara State University Publ., 2008. 263 p.

Таблица 2

Результаты испытаний шарикоподшипников в составе ТНА двигателя РД861К

№	Параметр	Номер двигателя/ испытания			
		1	2	3	4
1	Осевая сила, кгс: а) пружины $A_{пр}$ б) суммарная A_{Σ}	0	0	0	30
		320	370	550	370
2	Расход через подшипник $Q_{ж}$, л/с	0,55	0,56	1,05	1,08
3	Остаточный дисбаланс ротора в двух плоскостях $m_{гр} \cdot r_{гр}$, г·см	0,3/0,5	0,93/0,66	0,6/0,86	0,24/0,32
4	Частота вращения ротора n , об/мин	31850	31600	31000	32850
		36800	35400	34100	37400
5	Суммарная продолжительность работы τ_{Σ} , с	730	285	45	260
6	Количество включений	5	8	5	9
7	Заводской номер подшипника 126207ЮП	382	202	183	292
8	Износ подшипника	слабый	слабый	значит.	значит.
9	Осевой люфт, мм	–	0,3	1	1

Поступила в редакцию 01.07.2018, рассмотрена на редколлегии 25.07.2018

ПАРАМЕТРИЧНІ КОЛИВАННЯ РОТОРУ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТУ НА ШАРИКОПІДШИПНИКАХ

Я. М. Іванов, О. П. Бадун, С. О. Дешевих, А. Ю. Стрельченко

Запропоновано версію причини підвищеного зносу шарикопідшипників високообертового ротору турбонасосного агрегату (ТНА), засновану на результатах аналізу стану підшипників, після випробувань на спеціальній установці для випробувань підшипників та у складі ТНА рідинного ракетного двигуна (РРД). Представлені результати експериментальних випробувань, підтверджуючих запропоновану версію. Наведено, що зі збільшення витрати охолоджуючої рідини крізь шарикопідшипник, який працює на режимі з радіальним зазором, можуть виникнути осьові параметричні коливання в системі «ротор-шарикопідшипник-корпус».

Ключові слова: РРД, ТНА, насос, підшипник, осьові та радіальні сили, знос.

PARAMETRIC VIBRATION OF THE ROTOR TURBOPUMP ASSEMBLY ON BALL BEARINGS

Y. N. Ivanov, O. P. Badun, S. A. Deshevih, A. Ju. Strel'chenko

This work is dedicated to the problem of ball bearings capacity on the turbopump assembly rotor. Many publications and books have been devoted to solve this problem. The result of research is benefit for designers, technologists and operatives. However, many important questions, which are concerning of ball bearings work, in engineering practice are not sufficiently disclosed. In favor of this is telling the statistic of development of high-speed rotor assemblies. In the total mass of turbopump assembly defects, which appear at the phase of developmental design, more the half of them are belong to the friction nodes, which are including the ball bearings too. The authors are present their own results of the experimental data, which were accumulated as result of the ball bearings tests on the special installation and as part of the turbopump assembly from a Liquid-Propellant Rocket Engine. The defects of ball bearings parts were described and analyzed. The main factors which are worsening the service life of ball bearings in consisting of the turbopump assembly were examined. The kinematics and force interaction of balls with bearing race were examined.

In the final analysis was advanced the version of the cause of increased wear of ball bearings high-speed rotor, which consists of the assumption on that during the operation of the bearing, in the radial clearance mode, axial displacements of the balls occur, under the influence of the axial force generated by the flow of the cooling liquid. Also this article shows how these movements of the balls affect the load distribution between the bearing parts and their deterioration.

It is assumed that in this mode of operation, in the system "rotor - ball bearing - body" may arise forced axial oscillations. These oscillations are suitable for the term parametric oscillations, since the energy is introduced to the oscillatory system by the periodically changing parameters of the system. In this case, this is the movement of balls, which is expended the energy of rotor rotation or the energy of the flow of cooling liquid.

In support of the advanced version, the experimental data on the state of bearings №207Ю and №205Ю were given after the tests with different values of the flow of cooling liquid.

Keywords: LPE, TP, pump, bearings, axial and radial forces, deterioration

Іванов Яков Николаевич – канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail: info@dpukrconfiaa.org.

Бадун Олег Петрович – аспирант ГП КБ «Южное», инженер-конструктор I кат. отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail: olehbadun@gmail.com.

Дешевых Сергей Алексеевич – начальник сектора отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail: info@dpukrconfiaa.org.

Стрельченко Александр Юрьевич – начальник группы отдела турбонасосных агрегатов ГП КБ «Южное», Днепр, Украина, e-mail: AYustreLchenko@gmail.com.

Ivanov Yakov Nikolayevich – PhD, leading research worker of the turbopump unit department, Yuzhnoye SDO, Dnepr, Ukraine, e-mail: info@dpukrconfiaa.org.

Badun Oleg Petrovich – Yuzhnoye SDO PhD student, I category design-engineer of the turbopump unit department, Yuzhnoye SDO, Dnepr, Ukraine, e-mail: olehbadun@gmail.com.

Deshevikh Sergii Oleksiyovutsh – Head of sector of the turbopump unit department, Yuzhnoye SDO, Dnepr, Ukraine, e-mail: info@dpukrconfiaa.org.

Strelchenko Oleksandr Yuriyovutsh – Head of group of the turbopump unit department, Yuzhnoye SDO, Dnepr, Ukraine, e-mail: AYustreLchenko@gmail.com.